



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DÍLENSKÁ MANIPULAČNÍ PLOŠINA

MATERIAL HANDLING PLATFORM

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Bábek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Tomáš Bábek
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2015/16

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

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

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

nosnost 800 kg

zdvih 1000 mm

délka plošiny 1800 mm

šířka plošiny 900 mm

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši obdobných zařízení,
- zdůvodněnou koncepci navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP.

Výkresová dokumentace obsahující:

- celkovou sestavu zařízení,
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP.

Seznam literatury:

Bigoš, P., Kulka, J., Kopas, M., Mantič, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnícká Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6

Shigley, J.E., Mischke, Ch.R. a Budynas, R.G.: Konstruování strojních součástí. Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0

Škopán, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce pojednává o konstrukčním návrhu hydraulicky poháněné dílenské manipulační plošiny. První část práce se zabývá typy uložení přímočarého hydromotoru. Následuje popis konceptu navrženého řešení konstrukce plošiny. Důležitou částí práce jsou statické výpočty částí zařízení a jejich pevnostní výpočty s navrženými rozměry. Potom jsou volena ložiska v rotačních vazbách a navržen hydromotor a schéma hydraulického obvodu. V závěru práce jsou provedeny kontrolní výpočty a výkres sestavy a svarku.

KLÍČOVÁ SLOVA

zdvihací zařízení, zdvihací plošina, manipulační zařízení, manipulační plošina, nůžkový mechanismus, přímočarý hydromotor, hydraulický zvedák, hydraulický obvod, hydraulický pohon

ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on constructional design of workshop handling platform which is driven by linear hydraulic motor. First the types of gripping of linear hydraulic motor are described. Next part contains drafted solutions of handling platform construction. Important part of thesis is composed of statistical computing of machinery parts and their strength computations within the frame of designed proportions. Afterwards the bearings are chosen according to thickness of shaft and the hydraulic motor and the diagram of hydraulic circuit are designed. At last controlling computations are done and assembly and weldment drawings are created.

KEYWORDS

lifting equipment, lifting platform, handling equipment, handling platform, scissor mechanism, linear hydraulic motor, hydraulic jack, hydraulic circuit, hydraulic drive



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BÁBEK, T. *Dílenská manipulační plošina*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 73 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 26. května 2016

.....

Tomáš Bábek



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat Panu vedoucímu doc. Ing. Miroslavovi Škopánovi CSc. za odborné rady, trpělivost a ochotu při vypracovávání bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, která při mně stála po celou dobu studia a která mě podporovala. A v neposlední řadě bych chtěl poděkovat své přítelkyni za pevné nervy a mimořádnou odvahu.



OBSAH

Úvod	10
1 Typy uložení přímočarého hydromotoru	11
1.1 Pohyb hydromotoru vzhledem k rámu	11
1.1.1 Nepohyblivé	11
1.1.2 Pohyblivé	12
1.2 Situování hydraulického obvodu vzhledem k úrovni podlahy	13
1.2.1 Nad povrchem	13
1.2.2 Pod povrchem	14
2 Koncepce navrženého řešení	15
2.1 Koncept	15
3 Výpočet	16
3.1 Rozbor	16
3.2 Výpočet zatížení	17
3.3 Kinematický rozbor	17
3.4 Uvolnění těles	18
3.4.1 Těleso 2	18
3.4.2 Těleso 3	19
3.4.3 Těleso 4	20
3.4.4 Těleso 5	21
3.5 Statický rozbor	21
3.6 Rovnice statické rovnováhy	22
3.6.1 Těleso 2	22
3.6.2 Těleso 3	22
3.6.3 Těleso 4	23
3.6.4 Těleso 5	23
3.7 Výpočet neznámých silových parametrů	23
3.7.1 Vyjádření sil	23
3.7.2 Vyhodnocení sil	24
4 Výsledné vnitřní účinky	25
4.1 Těleso 2	26
4.1.1 Normálové síly	26
4.1.2 Posouvající síly	26
4.1.3 Ohybový moment	27
4.2 Těleso 3	28
4.2.1 Normálové síly	28



4.2.2	Posouvající síly.....	29
4.2.3	Ohybový moment	30
4.3	Těleso 4.....	31
4.3.1	Normálové síly	31
4.3.2	Posouvající síly.....	32
4.3.3	Ohybový moment	33
4.4	Těleso 5.....	35
4.4.1	Normálové síly	35
4.4.2	Posouvající síly.....	36
4.4.3	Ohybový moment	36
5	Pevnostní výpočet.....	37
5.1	Těleso 2.....	37
5.2	Těleso 3.....	39
5.3	Těleso 4.....	41
5.4	Čepy.....	42
5.4.1	Tečné síly v čepech.....	43
5.4.2	Minimální průměr čepu	45
5.5	Pojezdové ústrojí.....	47
6	Volba konstrukčních prvků	49
6.1	Volba ložisek	49
6.2	Volba přímočarého hydromotoru.....	50
7	Kontrolní výpočty.....	52
7.1	Kontrola na otláčení.....	52
7.2	Kontrola na ohyb	54
	Závěr.....	57
	Seznam použitých zkratk a symbolů	60
	Seznam obrázků.....	67
	Seznam grafů	68
	Seznam tabulek.....	69
	Seznam příloh.....	70



ÚVOD

Manipulace s tělesy je nedílnou součástí všech odvětví průmyslu. Navrhovány jsou zařízení, které pomáhají k přemísťování těles za účelem zrychlení jejich přesunu, odstranění lidského faktoru nebo ke zmenšení fyzické práce vykonané člověkem.

Dílenské manipulační plošiny jsou zdvihací zařízení, které umožňují měnit polohu tělesa ve vertikálním směru. Pomáhají tak personálu s manipulací s předměty. Manipulační plošiny mohou být různé konstrukce, která se odvíjí podle toho, k jakému účelu se zařízení používá.

Cílem práce je konstrukční návrh hydraulicky poháněné dílenské manipulační plošiny. Návrh spočívá v odůvodněné koncepci konstrukce zařízení, funkčních a pevnostních výpočtů a volbě vhodných částí konstruovaného zařízení.



1 TYPY ULOŽENÍ PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Přímočaré hydromotory jsou hydraulické prvky, kterými se docílí přímočarého pohybu. Konstrukce přímočarého hydromotoru je tvořena z pístnice (válce), pístu, vík a těsnění. Různé typy uložení přímočarého hydromotoru na zdvihacích zařízeních s různými typy zdvihacích mechanismů mají za následek kladné či záporné vlastnosti. U uložení vzhledem k pohybu částí hydromotoru k sobě samým se nejčastěji používají konstrukce s pevnou pístnicí a pohyblivým se pístem. Hydromotory s pevným pístem a pohyblivou se pístnicí se také používají, ale nepoužívají se tak často jako předchozí konstrukční řešení. Další rozdělení je podle pohybu hydromotoru branného jako celek k rámu zdvihacího zařízení. V neposlední řadě podle situování hydraulického obvodu vzhledem k úrovni podlahy [1].

1.1 POHYB HYDROMOTORU VZHLEDEM K RÁMU

1.1.1 NEPOHYBLIVÉ

Nepohyblivým uložením hydromotoru vzhledem k rámu se dosáhne jednoduché konstrukce zdvihacího zařízení, kde je zdvihový mechanismus tvořen samotným pístem nebo kombinací pístu a vodící tyče. Hydromotor je pevně uchycen k rámu nebo základu a ke zdvihací plošině ve vertikální poloze. Uchycení je realizováno pomocí příruby nebo patky. Motor tak nese celou váhu zdvihaného tělesa spolu s vlastní vahou zdvihacího zařízení. Nevýhodou této konstrukce je rozměrově výrazně větší hydromotor. Toto uložení se v konstrukci využívá u sloupových a pístových zvedáků.



Obr. 1 Pístový zvedák pro nákladní a užitková vozidla [2]



1.1.2 POHYBLIVÉ

Pohyb hydromotoru vzhledem k rámu nebo mechanismu je realizován rotačními vazbami. Nejčastěji je pro rotační pohyb po čepu použito kluzné ložisko. Dále je možnost použít variantu s kloubovým ložiskem nebo obecně s otočným ložiskem [1].

Uložení tohoto typu se používá u nůžkových mechanismů. Hydromotor je možno k zařízení uchytit na více místech.

RÁM – ZDVIHOVÝ MECHANISMUS

Uchycení konců hydromotoru k rámu a mechanismu. Hydromotor jako celek koná vzhledem k rámu rotační pohyb



Obr. 2 Uchycení rám – zdvihový mechanismus [3]



ZDVIHOVÝ MECHANISMUS – ZDVIHOVÝ MECHANISMUS

Uchycení konců hydromotoru ke zdvihovému mechanismu. U nůžkového mechanismu hydromotor jako celek koná vzhledem k rámu translační a rotační pohyb. Konstrukčně složitější typ kvůli montáži vedení kapaliny, které by se při pohybu hydromotoru vůči rámu mohlo ohnout do špatné polohy.



Obr. 3 Uchycení zdvihový mechanismus - zdvihový mechanismus [4]

1.2 SITUOVÁNÍ HYDRAULICKÉHO OBVODU VZHLEDEM K ÚROVNI PODLAHY

1.2.1 NAD POVRCHEM

Konstrukce zdvihacího zařízení s hydraulickým obvodem nad úroveň podlahy. Konstrukce je vhodná pro mobilní zdvihací zařízení



Obr. 4 Hydromotor nad úroveň podlahy [5]



1.2.2 POD POVRCHEM

Hydraulický obvod je situován pod úroveň podlahy. Nad úroveň podlahy se dostane hydromotor při zvedání zdvihacího zařízení. Výhodou je možnost zalít rámu betonem a spojit tak na pevně rám se základem. Při minimálním zdvihu je plošina kolineární s úrovní podlahy, což má za následek lepší manipulativnost se zdvihanými tělesy. V případě porušení obvodu a úniku kapaliny může být kapalina zachycena do sběrných nádrží. Tímto způsobem se při poruše hydraulického obvodu zamezí styku kapaliny se zdvihanými tělesy, s okolím zdvihacího zařízení a nedojde k environmentálnímu znečištění.



Obr. 5 Hydromotor pod úrovní podlahy [6]



2 KONCEPCE NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ

Zadané technické parametry:

- nosnost: 800 kg
- zdvih: 1 000 mm
- délka plošiny: 1 800 mm
- šířka plošiny: 900 mm

2.1 KONCEPT

Úkolem dílenské manipulační plošiny je zvedat tělesa ve svislém směru. K vykonání tohoto úkonu je zapotřebí pohybového mechanismu, který vykoná vertikální pohyb plošiny, a hnacího agregátu, který danému mechanismu dodá energii.

Dle zadaných technických parametrů se jako nejvhodnější řešení mechanismu jeví mechanismus nůžkový. Pro zadaný zdvih plošiny je dostačující mechanismus s jedním párem nůžek. Výhodou mechanismu je jednoduchá konstrukce, skládající se z rámu, jednoho páru nůžek a plošiny. Tato konstrukce zaručuje přímý vertikální zdvih. Konstrukce rámu je uzpůsobena k zalití betonem do základu. Díky malé světlé výšce zařízení při nulovém zdvihu je celá konstrukce zabudována do podlahy, což umožní kolineárnost plošiny s úrovní podlahy. Dostaneme tak maximální využití dílenské plochy a snazší přemísťování s manipulovanými tělesy.

Jako hnací agregát je zvolen hydraulický pohon. Dle ČSN ISO 16653-3 je volen jednočinný přímočarý hydromotor [7], který zvedání realizuje pomocí kapaliny a spouštění plošiny je gravitační. Volena konstrukce hydromotoru s pevnou pístnicí a pohyblivým pístem. Hydromotor je uložen na kloubových ložiscích na nůžkovém mechanismu a koná vzhledem k rámu translační a rotační pohyb. Při maximálním zdvihu zařízení působí na mechanismus v místě takto uloženého hydromotoru největší namáhání a hydromotor tu působí pro mechanismus jako podpora. Výhodou hydraulického pohonu oproti mechanickému jsou malé rozměry a nevýhodou je menší účinnost.

Pojezdy mechanismu po rámu a plošině jsou tvořeny valením pojezdových kladek. V rotačních vazbách je použito čepů a samomazných kluzných pouzder.

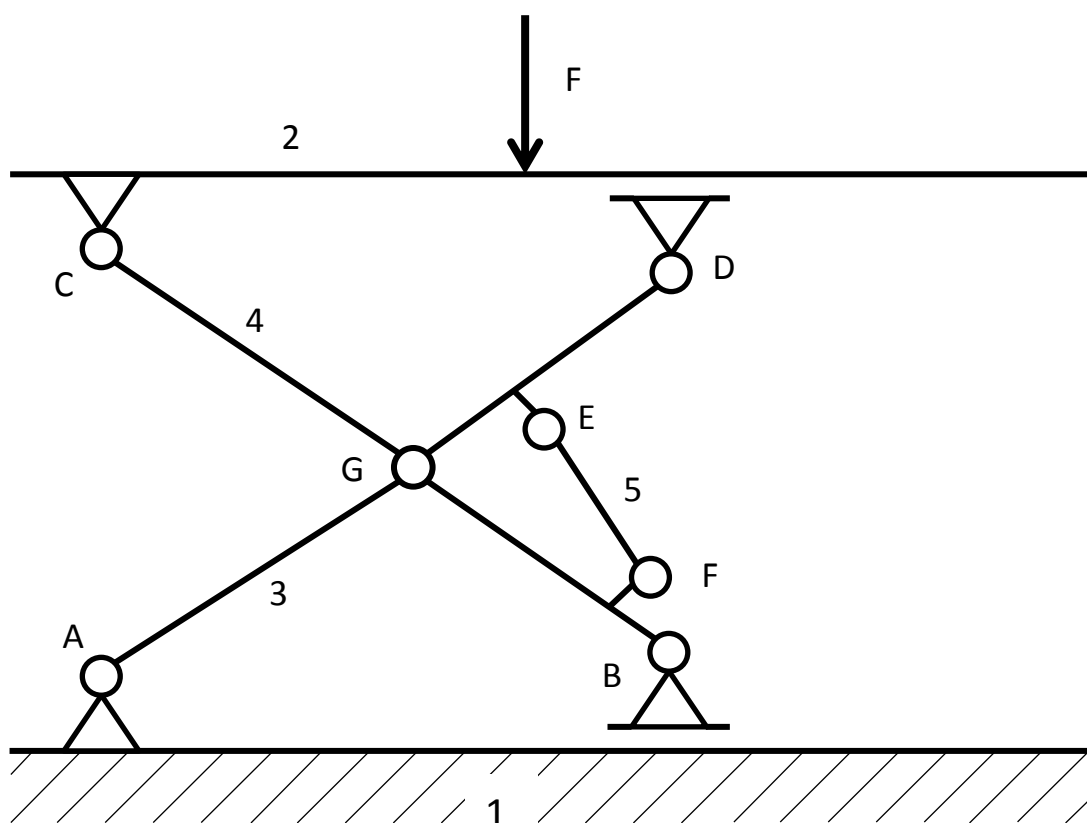


3 VÝPOČET

Pro rozsah řešení výpočtů je problematika řešena jako dvojrozměrná (rovinná) statická úloha. Výpočet je proveden pro celý rozsah zdvihu.

3.1 ROZBOR

Úlohu řešíme jako soustavu těles vázanou stykovými vazbami typu NNTN. Přímočarý hydromotor je nahrazen jedním tělesem.



Obr. 6 Schéma zdvihacího zařízení

Popis těles zařízení:

Těleso 1	Rám
Těleso 2	Plošina
Těleso 3	Rameno nůžkového mechanismu
Těleso 4	Rameno nůžkového mechanismu
Těleso 5	Nahrazení hydromotoru jedním tělesem



3.2 VÝPOČET ZATÍŽENÍ

Volen je právě jeden typ zatížení od zdvihaného břemene. Břemeno zatěžuje zdvihací zařízení v ose symetrie plošiny (těleso 2), jak je možné vidět na Obr. 6. Ve výpočtech je uvažována poloviční síla od maximálního zatížení plošiny, pro výpočet jednoho symetrického páru nůžkového mechanismu.

Zatížení plošiny

$$F = \frac{(m_z + m_p) \cdot g}{2} \quad (1)$$

$$F = \frac{(800 + 160) \cdot 9,807}{2}$$

$$F = 4\,707,192 \text{ N}$$

kde:

m_z	kg	- zadaná nosnost zařízení
m_p	kg	- vlastní hmotnost od plošiny zařízení
g	m/s^2	- gravitační zrychlení

3.3 KINEMATICKÝ ROZBOR

Popis vazeb zařízení:

A, C, E, F, G Rotační vazba

B, D Obecná vazba

Určení pohyblivosti soustavy těles [8]

$$i = (n - 1)i_v - (\sum \xi_i - \eta) \quad (2)$$

$$i = (5 - 1)3 - (2 + 1 + 2 + 1 + 2 + 2 + 2 - 0)$$

$$i = 0$$

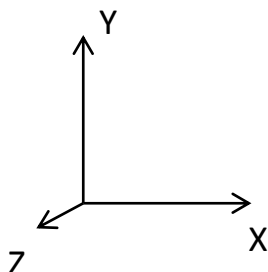
kde:

i	- počet stupňů volnosti soustavy
η	- počet omezených deformačních parametrů
i_v	- počet stupňů volnosti volného tělesa – pro dvojrozměrné těleso $i_v = 3$
$\sum \xi_i$	- počet stupňů volnosti odebraných vazbami – rotační vazba odebírá 2 stupně volnosti a obecná vazba odebírá jeden stupeň volnosti
n	- počet těles



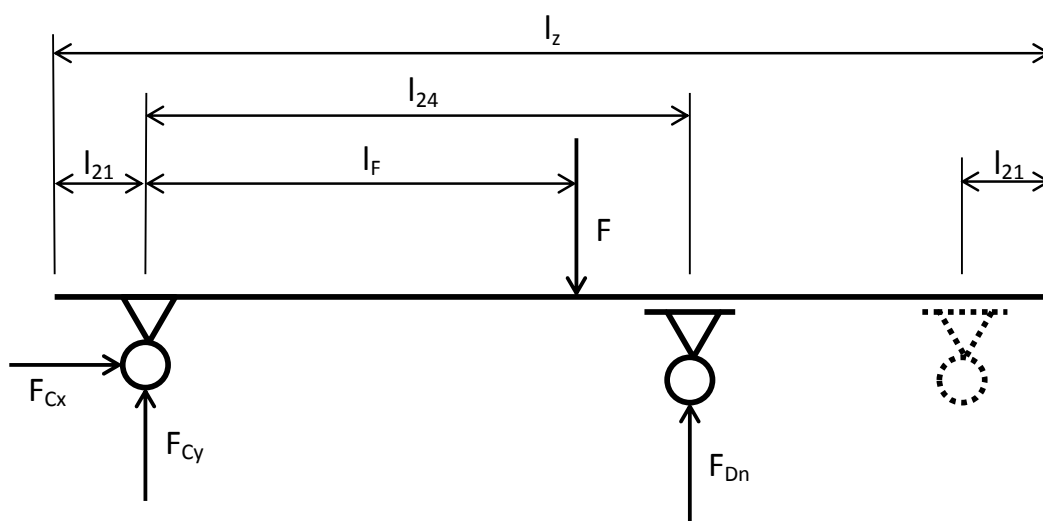
3.4 UVOLNĚNÍ TĚLES

Uvolněním se rozumí nahrazení mechanických vazeb tělesa silami, které zachovávají funkci vazeb [8]. Každé těleso je uvolňováno samostatně a každé je ve statické rovnováze.



Obr. 7 Souřadný systém pro uvolnění

3.4.1 TĚLESO 2



Obr. 8 Úplné uvolnění tělesa 2

Rozměry:

$$l_z = 1\,800 \text{ mm}$$

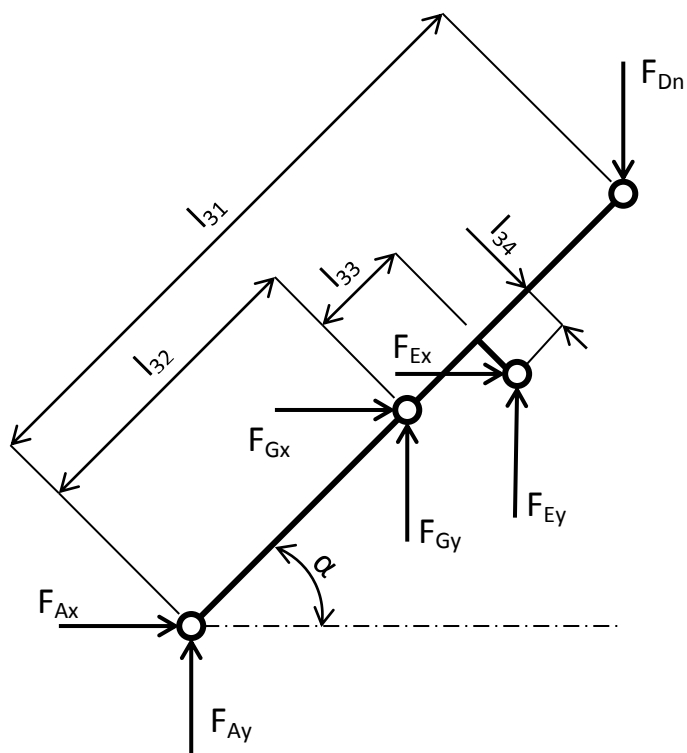
$$l_F = 800 \text{ mm}$$

$$l_{21} = 100 \text{ mm}$$

$$l_{24} = 979,796 \div 1\,600 \text{ mm}$$



3.4.2 TĚLESO 3



Obr. 9 Úplné uvolnění tělesa 3

Rozměry:

$$l_{31} = 1\,627,882 \text{ mm}$$

$$l_{32} = 813,941 \text{ mm}$$

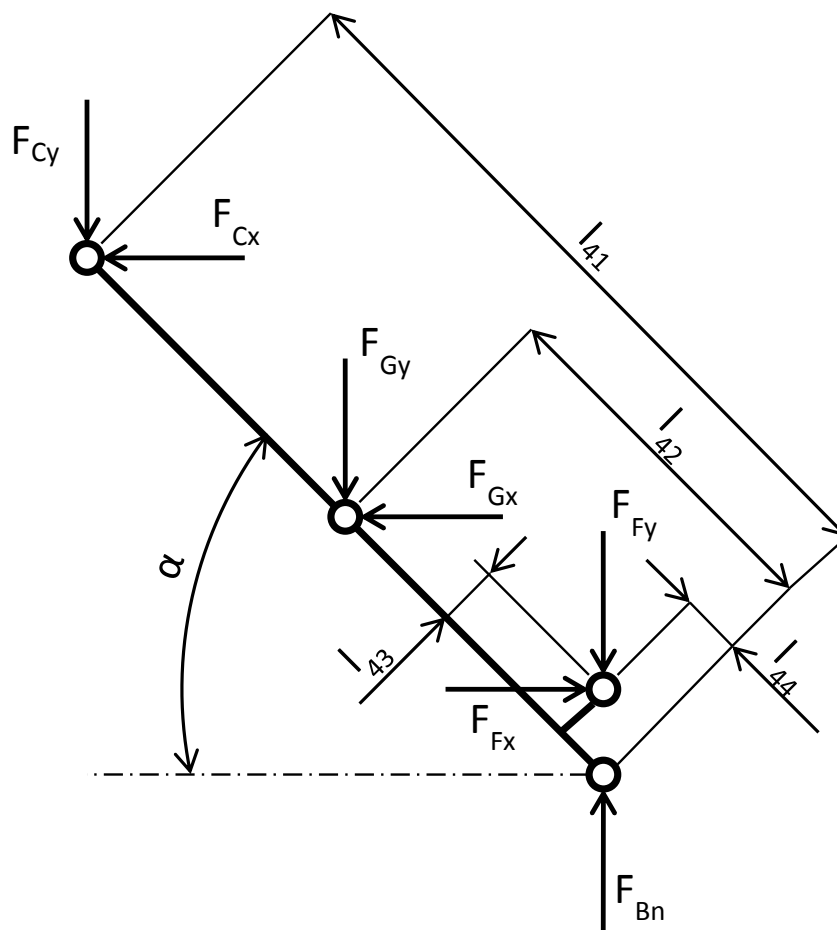
$$l_{33} = 300 \text{ mm}$$

$$l_{34} = 40 \text{ mm}$$

$$\alpha = 10,62 \div 52,995^\circ$$



3.4.3 TĚLESO 4



Obr. 10 Úplné uvolnění tělesa 4

Rozměry:

$$l_{41} = 1\,627,882 \text{ mm}$$

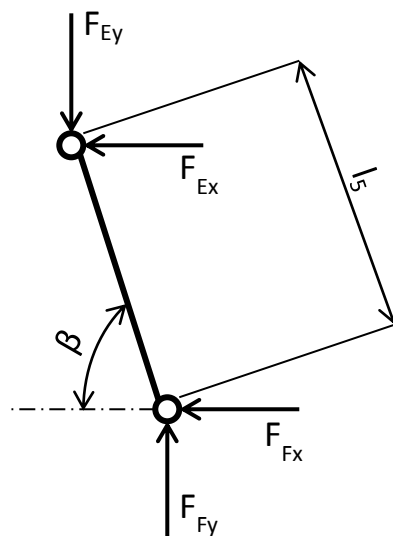
$$l_{42} = 813,941 \text{ mm}$$

$$l_{43} = 40 \text{ mm}$$

$$l_{44} = 30 \text{ mm}$$



3.4.4 TĚLESO 5



Obr. 11 Úplné uvolnění tělesa 5

Rozměry:

$$l_5 = 490,833 \div 867,81 \text{ mm}$$

$$\beta = 14,287 \div 70,388^\circ$$

3.5 STATICKÝ ROZBOR

Množina zadaných silových prvků

$$\pi \in \{\vec{F}\}$$

Množina neurčitě zadaných prvků

$$\pi_R \in \{\vec{F}_A, \vec{F}_B, \vec{F}_C, \vec{F}_D, \vec{F}_E, \vec{F}_F, \vec{F}_G, \}$$

Množina neznámých parametrů

$$NP = [F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Bn}, F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Dn}, F_{Ex}, F_{Ey}, F_{Fx}, F_{Fy}, F_{Gx}, F_{Gy}]$$

z toho: Neznámé silové parametry $\mu_F = 12$

 Neznámé momentové parametry $\mu_M = 0$

 Neznámé polohové parametry $\mu_r = 0$

Celkový počet neznámých parametrů $\mu = 12$



Počet použitelných statických podmínek pro obecnou rovinnou soustavu sil [8]

$$\nu_M = 4$$

$$\nu = 12$$

Podmínka statické určitosti a neurčitosti

$$\mu = \nu \wedge \mu_M + \mu_r \leq \nu_M \quad (3)$$

$$12 = 12 \wedge 0 + 0 \leq 4$$

$$12 = 12 \wedge 0 \leq 4$$

Podmínka je splněna. Úloha je staticky určitá.

3.6 ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

3.6.1 TĚLESO 2

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Cx} = 0 \quad (4)$$

kde:

F N - je síla

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Cy} - F + F_{Dn} = 0 \quad (5)$$

$$\sum M_{zC} = 0 \quad -F \cdot l_F + F_{Dn} \cdot l_{24} = 0 \quad (6)$$

kde:

M Nm - je moment

3.6.2 TĚLESO 3

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ax} + F_{Gx} + F_{Ex} = 0 \quad (7)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ay} + F_{Gy} + F_{Ey} - F_{Dn} = 0 \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{zA} = 0 \quad & -F_{Gx} \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{32} + F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{32} - F_{Ex} \cdot \sin(\alpha) \cdot (l_{32} + l_{33}) + \\ & + F_{Ex} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{34} + F_{Ey} \cdot \cos(\alpha) \cdot (l_{32} + l_{33}) + F_{Ey} \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{34} - \\ & - F_{Dn} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{31} = 0 \quad (9) \end{aligned}$$



3.6.3 TĚLESO 4

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Cx} - F_{Gx} + F_{Fx} = 0 \quad (10)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Cy} - F_{Gy} - F_{Fy} + F_{Bn} = 0 \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{zB} = 0 \quad & F_{Gx} \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{42} + F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{42} + F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{41} + \\ & + F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{41} - F_{Fx} \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{44} - F_{Fx} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{43} + \\ & + F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{44} - F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{43} = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

3.6.4 TĚLESO 5

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Ex} - F_{Fx} = 0 \quad (13)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Ey} + F_{Fy} = 0 \quad (14)$$

$$\sum M_{zF} = 0 \quad F_{Ex} \cdot \sin(\beta) \cdot l_5 + F_{Ey} \cdot \cos(\beta) \cdot l_5 = 0 \quad (15)$$

3.7 VÝPOČET NEZNÁMÝCH SILOVÝCH PARAMETRŮ

12 rovnic o 12 neznámých jsou řešeny dosazovací metodou.

3.7.1 VYJÁDŘENÍ SIL

Z rovnice (4)

$$F_{Cx} = 0 \text{ N} \quad (16)$$

Z rovnice (6)

$$F_{Dn} = \frac{F \cdot l_F}{l_{24}} \quad (17)$$

Z rovnice (5)

$$F_{Cy} = F - F_{Dn} \quad (18)$$

Z rovnice (10)

$$F_{Gx} = F_{Fx} \quad (19)$$

Z rovnice (13)

$$F_{Ex} = -F_{Fx} \quad (20)$$



Dosadíme rovnici (20) do rovnice (15)

$$F_{Ey} = \frac{F_{Fx} \cdot \sin(\beta) \cdot l_5}{\cos(\beta)} = F_{Fx} \cdot \tan(\beta) \quad (21)$$

Dosadíme rovnici (21) do rovnice (14)

$$F_{Fy} = F_{Fx} \cdot \tan(\beta) \quad (22)$$

Dosazení rovnic (19), (22) do rovnice (12) (23)

$$F_{Gy} = \frac{-F_{Fx} \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{42} - F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{41} - F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{41} + F_{Fx} \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{44} + F_{Fx} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{43} - F_{Fx} \cdot \tan(\beta) \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{44} + F_{Fx} \cdot \tan(\beta) \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{43}}{\cos(\alpha) \cdot l_{42}}$$

Dosazení rovnic (19), (23), (20), (21), (17) do rovnice (9)

$$F_{Fx} = \text{viz Příloha I} \quad (24)$$

Zpětným dosazením rovnice (24) je získáno hodnot sil.

Z rovnice (11)

$$F_{Bn} = F_{Cy} + F_{Gy} + F_{Fy} \quad (25)$$

Z rovnice (7)

$$F_{Ax} = -F_{Gx} - F_{Ex} \quad (26)$$

Z rovnice (8)

$$F_{Ay} = -F_{Gy} - F_{Ey} + F_{Dn} \quad (27)$$

3.7.2 VYHODNOCENÍ SIL

Vyjádřené síly z kapitoly 3.7.1 jsou dosazeny a vypočítány programem Mathcad viz Příloha II. Záporné hodnoty poukazují na obrácený směr síly. Ve výsledcích je vidět, že největší síly působí na rotační vazby v bodech E, F a G.



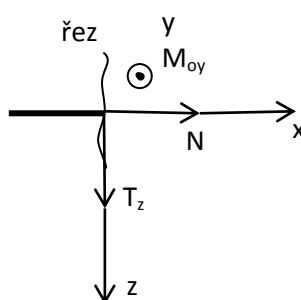
4 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Určení průběhu výsledných vnitřních účinků VVÚ v jednotlivých tělesech zdvihacího mechanismu. Úplně uvolněné těleso, které je ve statické rovnováze, se řezy rozdělí intervaly. Řezy se provádí při změně:

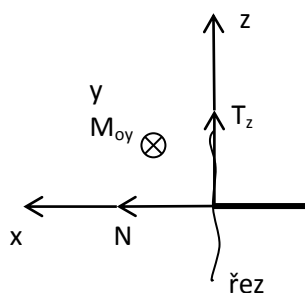
- střednice
- průměru
- zatížení

Dalším krokem je postupné uvolňování prvků z levé nebo z pravé strany tělesa.

SOUŘADNÝ SYSTÉM VÁZANÝ K OSÁM JEDNOTLIVÝCH TĚLES:



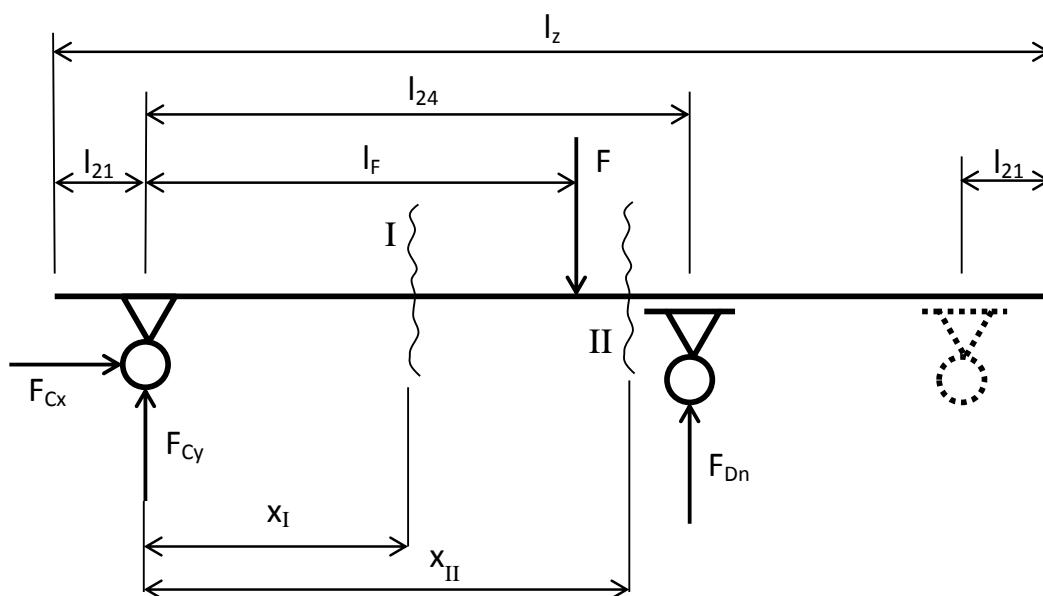
Obr. 12 Souřadný systém pro uvolňování prvků z levé strany



Obr. 13 Souřadný systém pro uvolňování prvků z pravé strany



4.1 TĚLESO 2



Obr. 14 Rozdělení tělesa 2 na intervaly

4.1.1 NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{2I} = -F_{Cx} \quad (28)$$

$$N_{2II} = -F_{Cx} \quad (29)$$

Průběh normálových sil je pro celý zdvih zařízení nulový po celé délce tělesa.

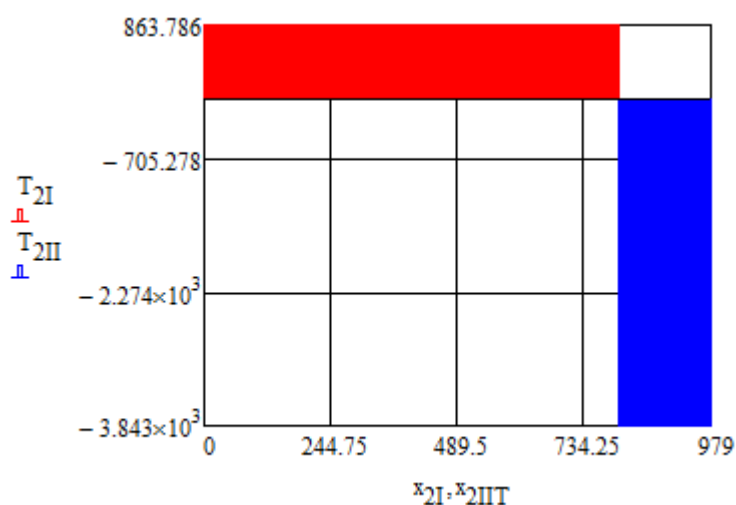
4.1.2 POSOUVAJÍCÍ SÍLY

$$T_{2I} = F_{Cy} \quad (30)$$

$$T_{2II} = F_{Cy} - F \quad (31)$$

Největší posouvající síly působí při maximálním zdvihu zařízení.

Průběh posouvajících sil je možno vidět na Graf 1, kde osa x představuje délku l_{24} v mm a na ose y je velikost posouvajících sil T v N. Červená barva představuje interval I a modrá barva představuje interval II. Největší posouvající síly jsou v intervalu II.



Graf 1 Průběh posouvajících sil v tělese 2

4.1.3 OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{o2I} = F_{Cy} \cdot x_{2I} \quad (32)$$

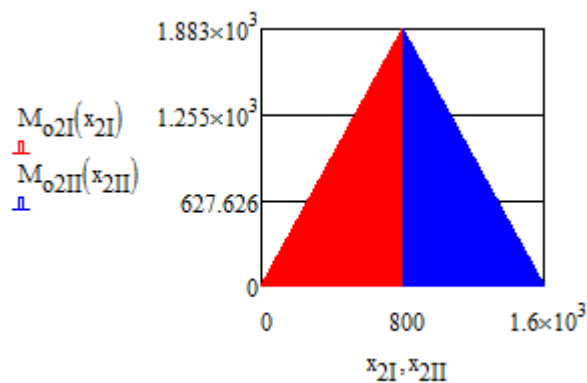
kde:

x m - je vzdálenost intervalu od počátku k řezu

$$M_{o2II} = F_{Cy} \cdot x_{2II} - F \cdot (x_{2II} - l_F) \quad (33)$$

Největší ohybový moment působí při minimálním zdvihu zařízení.

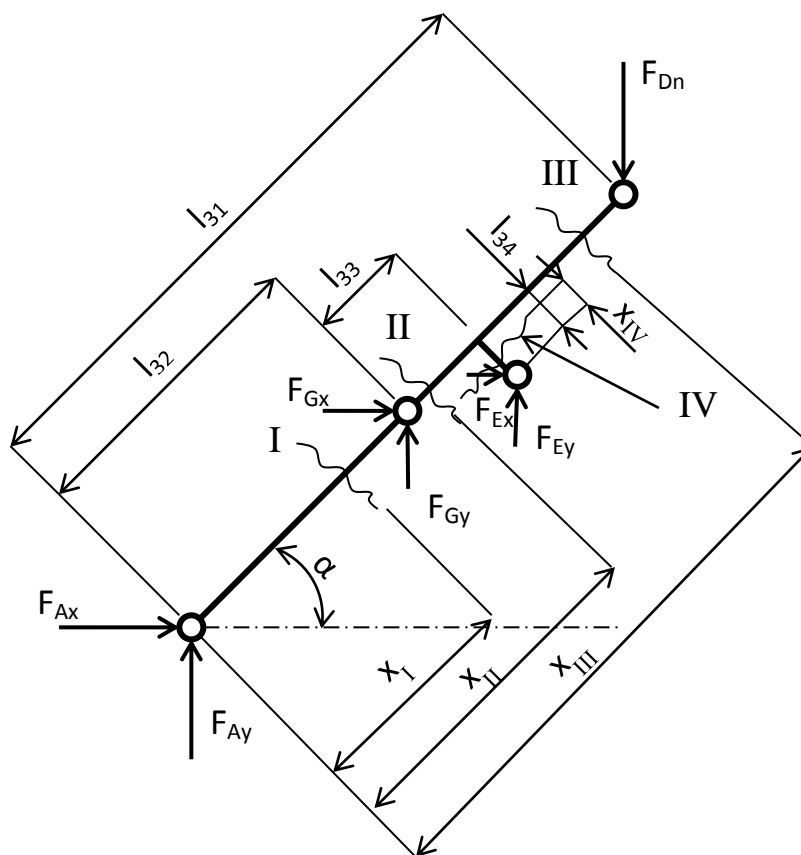
Průběh ohybového momentu je možno vidět na Graf 2, kde osa x představuje délku l_{24} v mm a na ose y je velikost ohybového momentu M_o v Nm. Červená barva představuje interval I a modrá barva představuje interval II. Největší ohybový moment je ve vzdálenosti 800 mm od počátku.



Graf 2 Průběh ohybového momentu v tělese 2



4.2 TĚLESO 3



Obr. 15 Rozdělení tělesa 3 na intervaly

4.2.1 NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{3I} = -F_{Ax} \cdot \cos(\alpha) - F_{Ay} \cdot \sin(\alpha) \quad (34)$$

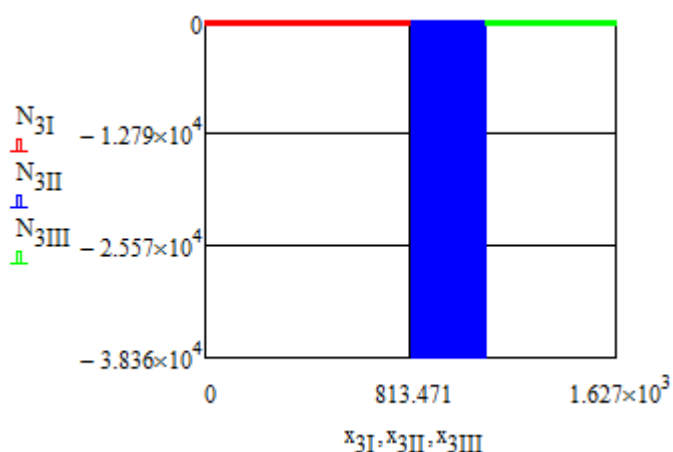
$$N_{3II} = -F_{Ax} \cdot \cos(\alpha) - F_{Ay} \cdot \sin(\alpha) - F_{Gx} \cdot \cos(\alpha) - F_{Gy} \cdot \sin(\alpha) \quad (35)$$

$$N_{3III} = -F_{Ax} \cdot \cos(\alpha) - F_{Ay} \cdot \sin(\alpha) - F_{Gx} \cdot \cos(\alpha) - F_{Gy} \cdot \sin(\alpha) - F_{Ex} \cdot \cos(\alpha) - F_{Ey} \cdot \sin(\alpha) \quad (36)$$

$$N_{3IV} = -F_{Ey} \cdot \cos(\alpha) + F_{Ex} \cdot \sin(\alpha) \quad (37)$$

Největší normálové síly působí při minimálním zdvihu zařízení.

Průběh normálových sil je možno vidět na Graf 3, kde osa x představuje délku tělesa l_{31} v mm a na ose y je velikost normálových sil N v N. Červená barva představuje interval I, modrá barva představuje interval II a zelená barva představuje interval III. Největší normálové síly jsou v intervalu II. V Intervalu IV po délce l_{34} nedochází k tak velkému zatížení od normálových sil.



Graf 3 Průběh normálových sil v tělese 3

4.2.2 POSOUVAJÍCÍ SÍLY

$$T_{3I} = -F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) + F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) \quad (38)$$

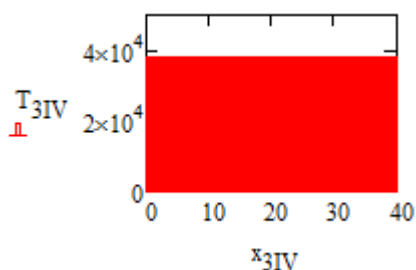
$$T_{3II} = -F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) + F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) - F_{Gx} \cdot \sin(\alpha) + F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) \quad (39)$$

$$T_{3III} = -F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) + F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) - F_{Gx} \cdot \sin(\alpha) + F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) - F_{Ex} \cdot \sin(\alpha) + F_{Ey} \cdot \cos(\alpha) \quad (40)$$

$$T_{3IV} = -F_{Ey} \cdot \sin(\alpha) - F_{Ex} \cdot \cos(\alpha) \quad (41)$$

Největší posouvající síly působí při minimálním zdvihu zařízení.

Průběh posouvajících sil je možno vidět na Graf 4, kde osa x představuje délku l_{34} v mm a na ose y je velikost posouvajících sil T v N. Červená barva představuje interval IV, ve kterém jsou největší posouvající síly. V Intervalu I, II a III po délce l_{31} nedochází k tak velkému zatížení od posouvajících sil.



Graf 4 Průběh posouvajících sil v tělese 3



4.2.3 OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{o3I} = -F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_{3I} + F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) \cdot x_{3I} \quad (42)$$

$$M_{o3II} = -F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_{3II} + F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) \cdot x_{3II} - F_{Gx} \cdot \sin(\alpha) \cdot (x_{3II} - l_{32}) + \quad (43)$$

$$+ F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) \cdot (x_{3II} - l_{32})$$

$$M_{o3III} = -F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_{3III} + F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) \cdot x_{3III} - F_{Gx} \cdot \sin(\alpha) \cdot (x_{3III} - l_{32}) + \quad (44)$$

$$+ F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) \cdot (x_{3III} - l_{32}) + F_{Ey} \cdot \cos(\alpha) \cdot (x_{3III} - l_{32} - l_{33}) - F_{Ex} \cdot \sin(\alpha) \cdot$$

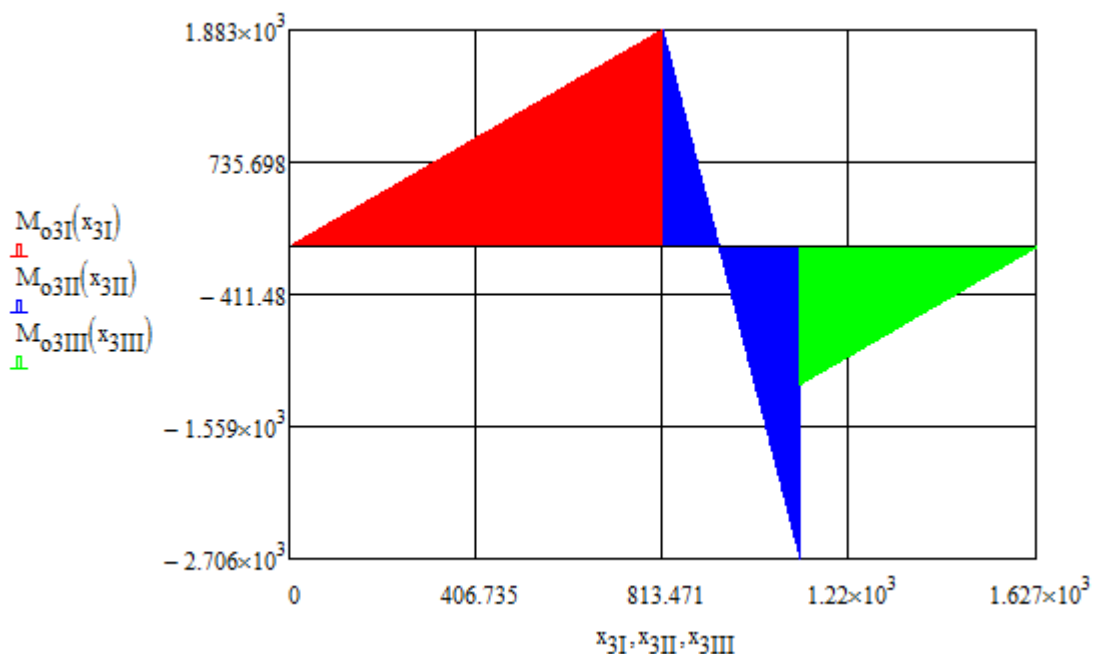
$$\cdot (x_{3III} - l_{32} - l_{33}) - F_{Ey} \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{34} - F_{Ex} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{34}$$

$$M_{o3IV} = F_{Ey} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_{3IV} + F_{Ex} \cdot \cos(\alpha) \cdot x_{3IV} \quad (45)$$

Největší ohybový moment působí při minimálním zdvihu zařízení.

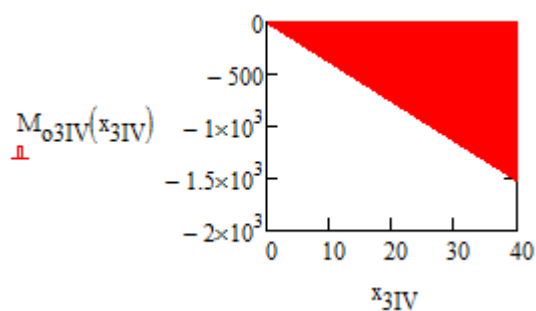
Průběh ohybového momentu je možno vidět na Graf 5 a Graf 6.

Na Graf 5 osa x představuje délku tělesa l_{31} v mm a na ose y je velikost ohybového momentu M_o v Nm. Červená barva představuje interval I, modrá barva představuje interval II a zelená barva představuje interval III. Největší ohybový moment působí v intervalu II ve vzdálenosti 1 113,941 mm od počátku.



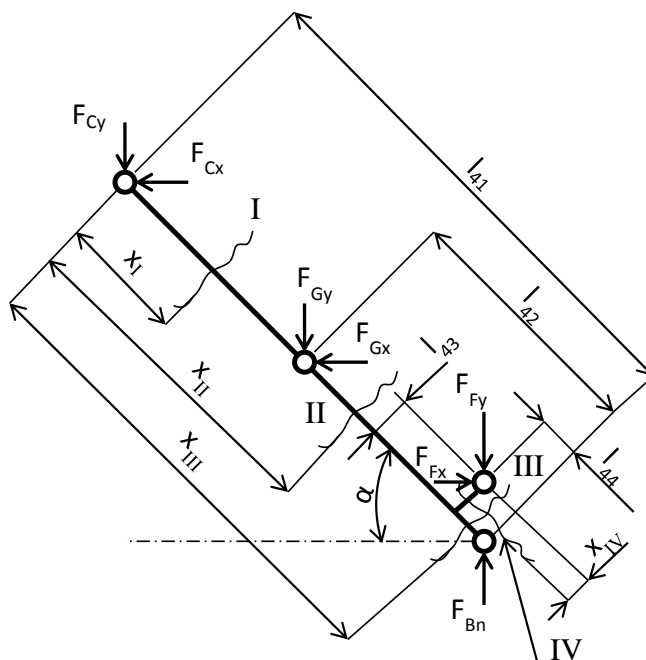
Graf 5 Průběh ohybového momentu v tělese 3

Graf 6 znázorňuje ohybový moment v intervalu IV na délce l_{34} .



Graf 6 Průběh ohybového momentu pro interval IV

4.3 TĚLESO 4



Obr. 16 Rozdělení tělesa 4 na intervaly

4.3.1 NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{4I} = -F_{Cy} \cdot \sin(\alpha) + F_{Cx} \cdot \cos(\alpha) \quad (46)$$

$$N_{4II} = -F_{Cy} \cdot \sin(\alpha) + F_{Cx} \cdot \cos(\alpha) - F_{Gy} \cdot \sin(\alpha) + F_{Gx} \cdot \cos(\alpha) \quad (47)$$

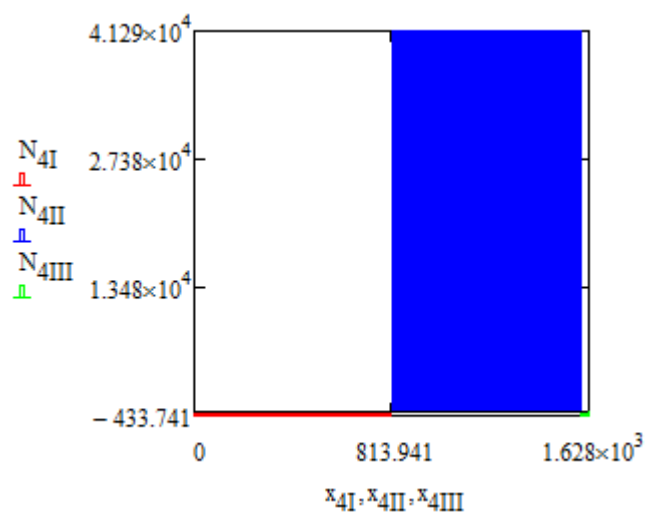
$$N_{4III} = -F_{Cy} \cdot \sin(\alpha) + F_{Cx} \cdot \cos(\alpha) - F_{Gy} \cdot \sin(\alpha) + F_{Gx} \cdot \cos(\alpha) - F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) - F_{Fx} \cdot \cos(\alpha) \quad (48)$$



$$N_{4IV} = -F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) + F_{Fx} \cdot \sin(\alpha) \quad (49)$$

Největší normálové síly působí při minimálním zdvihu zařízení, až na interval IV, ve kterém největší zatížení působí při zdvihu 628 mm.

Průběh normálových sil je možno vidět na Graf 7, kde osa x představuje délku tělesa l_{41} v mm a na ose y je velikost normálových sil N v N. Červená barva představuje interval I, modrá barva představuje interval II a zelená barva představuje interval III. Největší normálové síly jsou v intervalu II. V Intervalu IV po délce l_{43} nedochází k tak velkému zatížení od normálových sil.



Graf 7 Průběh normálových sil v tělese 4

4.3.2 POSOUVAJÍCÍ SÍLY

$$T_{4I} = -F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) - F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \quad (50)$$

$$T_{4II} = -F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) - F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) - F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) - F_{Gx} \cdot \sin(\alpha) \quad (51)$$

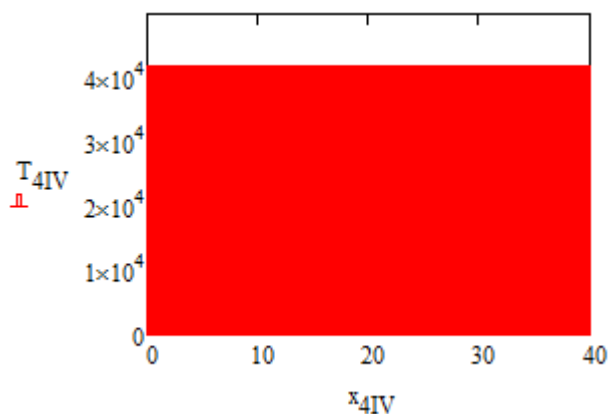
$$T_{4III} = -F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) - F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) - F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) - F_{Gx} \cdot \sin(\alpha) - F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) + \quad (52)$$

$$+ F_{Fx} \cdot \sin(\alpha)$$

$$T_{4IV} = F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) + F_{Fx} \cdot \cos(\alpha) \quad (53)$$

Největší posouvající síly působí při minimálním zdvihu zařízení.

Průběh posouvajících sil je možno vidět na Graf 8, kde osa x představuje délku l_{43} v mm a na ose y je velikost posouvajících sil T v N. Červená barva představuje interval IV, ve kterém jsou největší normálové síly. V Intervalu I, II a III po délce l_{41} nedochází k tak velkému zatížení od posouvajících sil.



Graf 8 Průběh posouvajících sil v tělese 4

4.3.3 OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{o4I} = -F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) \cdot x_{4I} - F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_{4I} \quad (54)$$

$$M_{o4II} = -F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) \cdot x_{4II} - F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_{4II} - F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) \cdot (x_{4II} - l_{42}) - \quad (55)$$

$$-F_{Gx} \cdot \sin(\alpha) \cdot (x_{4II} - l_{42})$$

$$M_{o4III} = -F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) \cdot x_{4III} - F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_{4III} - F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) \cdot (x_{4III} - l_{42}) - \quad (56)$$

$$-F_{Gx} \cdot \sin(\alpha) \cdot (x_{4III} - l_{42}) - F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) \cdot [x_{4III} - (l_{41} - l_{44})] + F_{Fx} \cdot \sin(\alpha) \cdot$$

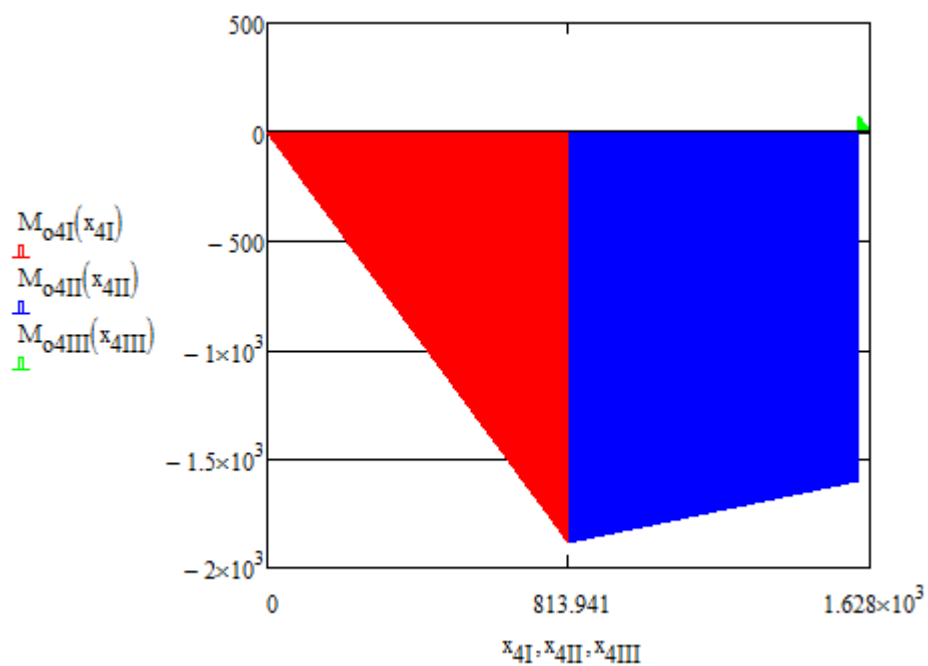
$$\cdot [x_{4III} - (l_{41} - l_{44})] + F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{43} + F_{Fx} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{43}$$

$$M_{o4IV} = -F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_{4IV} - F_{Fx} \cdot \cos(\alpha) \cdot x_{4IV} \quad (57)$$

Největší ohybový moment působí při minimálním zdvihu zařízení.

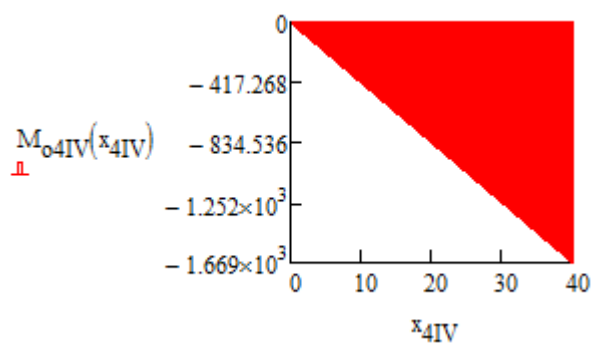
Průběh ohybového momentu je možno vidět na Graf 9 a Graf 10.

Na Graf 9 osa x představuje délku tělesa l_{41} v mm a na ose y je velikost ohybového momentu M_o v Nm. Červená barva představuje interval I, modrá barva představuje interval II a zelená barva představuje interval III. Největší ohybový moment působí ve vzdálenosti 813,941 mm od počátku.



Graf 9 Průběh ohybového momentu v tělese 4

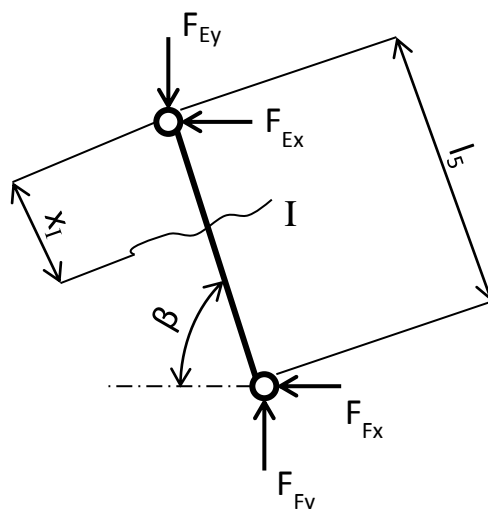
Graf 10 znázorňuje ohybový moment v intervalu IV na délce l_{43} .



Graf 10 Průběh ohybového momentu v intervalu IV



4.4 TĚLESO 5



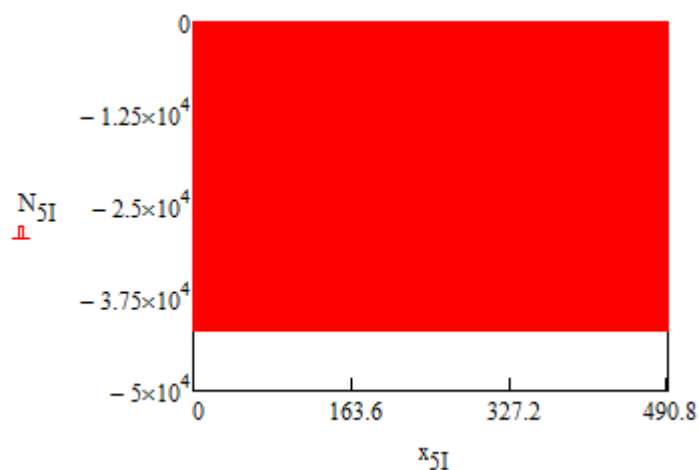
Obr. 17 Rozdělení tělesa 5 na intervaly

4.4.1 NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{5I} = -F_{Ey} \cdot \sin(\beta) + F_{Ex} \cdot \cos(\beta) \quad (58)$$

Největší normálové síly působí při minimálním zdvihu zařízení.

Průběh normálových sil je možno vidět na Graf 11, kde osa x představuje délku tělesa l_5 v mm a na ose y je velikost normálových sil N v N. Červená barva představuje interval I.



Graf 11 Průběh normálových sil v tělese 5



4.4.2 POSOUVAJÍCÍ SÍLY

$$T_{5I} = -F_{Ey} \cdot \cos(\beta) - F_{Ex} \cdot \sin(\beta) \quad (59)$$

Průběh posouvajících sil je pro celý zdvih zařízení nulový po celé délce tělesa.

4.4.3 OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{o5I} = -F_{Ey} \cdot \cos(\beta) \cdot x_{5I} - F_{Ex} \cdot \sin(\beta) \cdot x_{5I} \quad (60)$$

Průběh ohybového momentu je pro celý zdvih zařízení nulový po celé délce tělesa.



5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Pro konstrukci nůžkového mechanismu těles 3 a 4 a plošiny tělesa 2 je volen materiál podle ČSN EN 10025-2 1.0038 [9].

Profily tyčí jsou voleny z plného materiálu kvůli lepší stabilitě konstrukce.

DOVOLENÁ NAPĚTÍ PRO MATERIÁL 1.0038 [10]

Součinitel bezpečnosti je volen $1,5 \div 2$

Pro způsob míjivého zatížení:

Pro tah/tlak

$$\sigma_{dov} = 65 \div 95 \text{ MPa}$$

$$\text{volím} \quad \sigma_{dov} = 90 \text{ MPa}$$

Pro ohyb

$$\sigma_{odov} = 70 \div 105 \text{ MPa}$$

$$\text{volím} \quad \sigma_{odov} = 100 \text{ MPa}$$

Pro smyk (krut)

$$\tau_{dov} = 40 \div 60 \text{ MPa}$$

$$\text{volím} \quad \tau_{dov} = 55 \text{ MPa}$$

5.1 TĚLESO 2

PROFIL TYČE

volen čtvercový profil válcovaný za tepla zvýšené přesnosti ČSN EN 10059 [11]

TYČ ČTVERCOVÁ 50 Z – ČSN EN 10059 – 1.0038 [10]

Rozměry: $a_2 = 0,05 \text{ m}$ - strana čtverce tyče

NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ [9]

$$\sigma = \frac{N}{S} \leq \sigma_{dov} \tag{61}$$

$$\sigma_2 = \frac{N_{2I}}{S_2} = \frac{N_{2I}}{a_2^2} = \frac{0}{0,05^2}$$

$$\sigma_2 = 0 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$



kde:

S m² - plocha profilu

Normálové napětí je menší než napětí dovolené - vyhovuje

SMYKOVÉ NAPĚTÍ [9]

$$\tau = \frac{T}{S} \leq \tau_{dov} \quad (62)$$

$$\tau_2 = \frac{T_{2II}}{S_2} = \frac{T_{2II}}{a_2^2} = \frac{3\,843,406}{0,05^2}$$

$$\tau_2 = 1,537 \text{ MPa} \leq 55 \text{ MPa}$$

kde:

T_{2II} N - maximální smyková síla v tělese 2 $T_{2II} = 3\,843,406$ N

Smykové napětí je menší než napětí dovolené - vyhovuje

OHYBOVÉ NAPĚTÍ [9]

kvadratický moment průřezu

$$J_{z2} = \frac{a_2^4}{12} \quad (63)$$

$$J_{z2} = \frac{0,05^4}{12}$$

$$J_{z2} = 5,208 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

modul průřezu v ohybu

$$W_{oz2} = \frac{J_{z2}}{c_2} \quad (64)$$

$$W_{oz2} = \frac{5,208 \cdot 10^{-7}}{0,025}$$

$$W_{oz2} = 2,083 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

kde:

c m - je vzdálenost od střednice po hranu, ve které je tlak $c_2 = 0,025$ mm



ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{odov} \quad (65)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2I}}{W_{oz2}} = \frac{1\,882,877}{2,083 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{o2} = 90,378 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

kde:

M_{o2I} Nm - je maximální ohybový moment tělesa 2 $M_{o2I} = 1\,882,877$ Nm

Ohybové napětí je menší než napětí dovolené - vyhovuje

5.2 TĚLESO 3

PROFIL TYČE

volen plochý profil válcovaný za tepla zvýšené přesnosti ČSN EN 10058 [12]

TYČ PLOCHÁ 80 x 30 Z – ČSN EN 10058 – 1.0038 [10]

Rozměry: $b_3 = 0,08$ m - tloušťka tyče

$h_3 = 0,03$ m - šířka tyče

NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma = \frac{N}{S} \leq \sigma_{dov} \quad (66)$$

$$\sigma_3 = \frac{N_{3II}}{S_3} = \frac{N_{3II}}{b_3 \cdot h_3} = \frac{38\,357,378}{0,08 \cdot 0,03}$$

$$\sigma_3 = 15,982 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

kde:

N_{3II} N - maximální normálová síla v tělese 3 $N_{3II} = 38\,357,378$ N

Normálové napětí je menší než napětí dovolené - vyhovuje

SMYKOVÉ NAPĚTÍ PRO TVAR NOSNÍKU PLOCHÁ TYČ [9]

$$\tau = \frac{3 \cdot T}{2 \cdot S} \leq \tau_{dov} \quad (67)$$



$$\tau_3 = \frac{3 \cdot T_{3IV}}{2 \cdot S_3} = \frac{3 \cdot T_{3IV}}{2 \cdot b_3 \cdot h_3} = \frac{3 \cdot 37\,923,637}{2 \cdot 0,08 \cdot 0,03}$$

$$\tau_3 = 23,702 \text{ MPa} \leq 55 \text{ MPa}$$

kde:

T_{3IV} N - maximální smykové napětí v tělese 3 $T_{3IV} = 37\,923,637$ N

Smykové napětí je menší než napětí dovolené - vyhovuje

OHYBOVÉ NAPĚTÍ

kvadratický moment průřezu

$$J_{z3} = \frac{h_3 \cdot b_3^3}{12} \quad (68)$$

$$J_{z3} = \frac{0,03 \cdot 0,08^3}{12}$$

$$J_{z3} = 1,28 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

modul průřezu v ohybu

$$W_{oz3} = \frac{J_{z3}}{c_3} \quad (69)$$

$$W_{oz3} = \frac{1,28 \cdot 10^{-6}}{0,04}$$

$$W_{oz3} = 3,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

kde:

c m - je vzdálenost od střednice po hranu, ve které je tlak $c_3 = 0,04$ mm

ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{odov} \quad (70)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o3II}}{W_{oz3}} = \frac{2\,706,739}{3,2 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{o3} = 84,586 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

kde:

M_{o3II} Nm - je maximální ohybový moment tělesa 3 $M_{o3II} = 2\,706,739$ Nm



Ohybové napětí je menší než napětí dovolené - vyhovuje

5.3 TĚLESO 4

PROFIL TYČE

volen plochý profil válcovaný za tepla zvýšené přesnosti ČSN EN 10058 [12]

TYČ PLOCHÁ 70 x 30 Z – ČSN EN 10058 – 1.0038 [10]

Rozměry: $b_4 = 0,07$ m - tloušťka tyče

$h_4 = 0,03$ m - šířka tyče

NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma = \frac{N}{S} \leq \sigma_{dov} \quad (71)$$

$$\sigma_4 = \frac{N_{4II}}{S_4} = \frac{N_{4II}}{b_4 \cdot h_4} = \frac{41\,293,06}{0,07 \cdot 0,03}$$

$$\sigma_4 = 19,663 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

kde:

N_{4II} N - maximální normálová síla v tělese 4 $N_{4II} = 41\,293,06$ N

Normálové napětí je menší než napětí dovolené - vyhovuje

SMYKOVÉ NAPĚTÍ PRO TVAR NOSNÍKU PLOCHÁ TYČ

$$\tau = \frac{3 \cdot T}{2 \cdot S} \leq \tau_{dov} \quad (72)$$

$$\tau_4 = \frac{3 \cdot T_{4IV}}{2 \cdot S_4} = \frac{3 \cdot T_{4IV}}{2 \cdot b_4 \cdot h_4} = \frac{3 \cdot 41\,726,8}{2 \cdot 0,07 \cdot 0,03}$$

$$\tau_4 = 29,805 \text{ MPa} \leq 55 \text{ MPa}$$

kde:

T_{4IV} N - maximální smykové napětí v tělese 4 $T_{4IV} = 41\,726,8$ N

Smykové napětí je menší než napětí dovolené - vyhovuje

**OHYBOVÉ NAPĚTÍ**

kvadratický moment průřezu

$$J_{z4} = \frac{h_4 \cdot b_4^3}{12} \quad (73)$$

$$J_{z4} = \frac{0,03 \cdot 0,07^3}{12}$$

$$J_{z4} = 8,575 \cdot 10^{-7} m^4$$

modul průřezu v ohybu

$$W_{oz4} = \frac{J_{z4}}{c_4} \quad (74)$$

$$W_{oz4} = \frac{8,575 \cdot 10^{-7}}{0,035}$$

$$W_{oz4} = 2,45 \cdot 10^{-5} m^3$$

kde:

c m - je vzdálenost od střednice po hranu, ve které je tlak $c_4 = 0,035$ mm

ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{odov} \quad (75)$$

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{o4I}}{W_{oz4}} = \frac{1\,882,877}{2,45 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{o4} = 76,852 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

kde:

M_{o4I} Nm - je maximální ohybový moment tělesa 4 $M_{o4I} = 1\,882,877$ Nm

Ohybové napětí je menší než napětí dovolené - vyhovuje

5.4 ČEPY

Rotační vazby jsou realizovány díky čepům. Dle [13] je materiál čepů zpravidla tvrdší než je tomu u těles, která čepy spojují. Materiál je volen 1.0050 dle [14].

Čep je pojištěn proti axiálnímu posuvu závlačkami ČSN EN ISO 1234 a proti otáčení stavěcím šroubem ČSN EN 27436 [13]

**DOVOLENÁ NAPĚTÍ PRO MATERIÁL 1.0050 [10]**

Pro způsob míjivého zatížení:

Pro tah/tlak

$$\sigma_{dov} = 90 \div 135 \text{ MPa}$$

volím $\sigma_{dov\check{c}} = 110 \text{ MPa}$

Pro ohyb

$$\sigma_{odov} = 100 \div 150 \text{ MPa}$$

volím $\sigma_{odov\check{c}} = 120 \text{ MPa}$

Pro smyk (krut)

$$\tau_{dov} = 50 \div 85 \text{ MPa}$$

volím $\tau_{dov\check{c}} = 88 \text{ MPa}$

5.4.1 TEČNÉ SÍLY V ČEPECH

Výsledné tečné síly v čepích jsou vypočítány přes Pythagorovu větu.

VAZBA A

Maximální síla při minimálním zdvihu

$$F_{\check{c}A} = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} \quad (76)$$

$$F_{\check{c}A} = \sqrt{0^2 + 2\,353,956^2}$$

$$F_{\check{c}A} = 2\,353,596 \text{ N}$$

VAZBA B

Maximální síla při maximálním zdvihu

$$F_{\check{c}B} = F_{Bn} \quad (77)$$

$$F_{\check{c}B} = 3\,843,406 \text{ N}$$

VAZBA C

Maximální síla při minimálním zdvihu



$$F_{\check{c}C} = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} \quad (78)$$

$$F_{\check{c}C} = \sqrt{0^2 + 2\,353,956^2}$$

$$F_{\check{c}C} = 2\,353,596 \text{ N}$$

VAZBA D

Maximální síla při maximálním zdvihu

$$F_{\check{c}D} = F_{Dn} \quad (79)$$

$$F_{\check{c}D} = 3\,843,406 \text{ N}$$

VAZBA E

Maximální síla při minimálním zdvihu

$$F_{\check{c}E} = \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ey}^2} \quad (80)$$

$$F_{\check{c}E} = \sqrt{(-40\,519,224)^2 + 10\,318,502^2}$$

$$F_{\check{c}E} = 41\,812,427 \text{ N}$$

VAZBA F

Maximální síla při minimálním zdvihu

$$F_{\check{c}F} = \sqrt{F_{Fx}^2 + F_{Fy}^2} \quad (81)$$

$$F_{\check{c}F} = \sqrt{40\,519,224^2 + 10\,318,502^2}$$

$$F_{\check{c}F} = 41\,812,427 \text{ N}$$

VAZBA G

Maximální síla při minimálním zdvihu

$$F_{\check{c}G} = \sqrt{F_{Gx}^2 + F_{Gy}^2} \quad (82)$$



$$F_{\zeta G} = \sqrt{40\,519,224^2 + 10\,318,502^2}$$

$$F_{\zeta G} = 41\,812,427 \text{ N}$$

5.4.2 MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ČEPU

Minimální průměry čepů jsou vypočteny užitím rovnice pro výpočet smykového napětí pro tvar profilu kruhová tyč [9]:

$$\tau = \frac{4 \cdot T}{3 \cdot S} \leq \tau_{dovč} \quad (83)$$

Po dosazení za plochu S do rovnice (83) dostaneme rovnici:

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{3 \cdot \pi \cdot d_{\zeta}^2} \leq \tau_{dovč} \quad (84)$$

Z rovnice (84) je vyjádřena potřebná rovnice pro výpočet minimálního průměru čepu:

$$d_{\zeta_{min}} = \sqrt{\frac{16 \cdot T}{3 \cdot \pi \cdot \tau_{dovč}}} \quad (85)$$

MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ČEPU VE VAZBĚ A, C

Tečné síly působící na čepy ve vazbě A a ve vazbě C jsou stejné. Dosazována je jen jedna hodnota sil, kterou je vypočten průměr pro oba čepy.

Dosazením čepové síly ve vazbě A do rovnice (85) je dosaženo rovnice:

$$d_{\zeta_{AC_{min}}} = \sqrt{\frac{16 \cdot F_{\zeta A}}{3 \cdot \pi \cdot \tau_{dovč}}} \quad (86)$$

$$d_{\zeta_{AC_{min}}} = \sqrt{\frac{16 \cdot 2\,353,596}{3 \cdot \pi \cdot 80}}$$

$$d_{\zeta_{AC_{min}}} = 7,067 \text{ mm}$$

Dle výsledku z rovnice (86) je volen čep [10]:

ČEP 8 x 80 x 2 B ISO 2340 – 1.0050

Pojištění čepu [10]:

- 2 kusy ZÁVLAČKA 2 x 10 ISO 1234 – 1.0028
- ŠROUB M3 x 8 ISO 7436 – 14H



MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ČEPU VE VAZBĚ B, D

Stejný postup jako předchozí kapitola viz nahoře.

Dosažením čepové síly ve vazbě B do rovnice (85) je dosaženo rovnice:

$$d_{\check{c}BD_min} = \sqrt{\frac{16 \cdot F_{\check{c}B}}{3 \cdot \pi \cdot \tau_{dov\check{c}}}} \quad (87)$$

$$d_{\check{c}BD_min} = \sqrt{\frac{16 \cdot 3\,843,406}{3 \cdot \pi \cdot 80}}$$

$$d_{\check{c}BD_min} = 9,031 \text{ mm}$$

Dle výsledku z rovnice (87) je volen čep [10]:

ČEP 10 x 70 x 3,2 B ISO 2340 – 1.0050

Pojištění čepu [10]:

- 2 kusy ZÁVLAČKA 3,2 x 14 ISO 1234 – 1.0028
- ŠROUB M4 x 8 ISO 7436 – 14H

MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ČEPU VE VAZBĚ E, F, G

Stejný postup jako předchozí kapitola viz nahoře.

Dosažením čepové síly ve vazbě B do rovnice (85) je dosaženo rovnice:

$$d_{\check{c}EFG_min} = \sqrt{\frac{16 \cdot F_{\check{c}E}}{3 \cdot \pi \cdot \tau_{dov\check{c}}}} \quad (88)$$

$$d_{\check{c}EFG_min} = \sqrt{\frac{16 \cdot 41\,812,427}{3 \cdot \pi \cdot 80}}$$

$$d_{\check{c}EFG_min} = 29,787 \text{ mm}$$

Dle výsledku z rovnice (88) je volen čep [10]:

ČEP 40 x 100 x 8 B ISO 2340 – 1.0050

Pojištění čepu [10]:

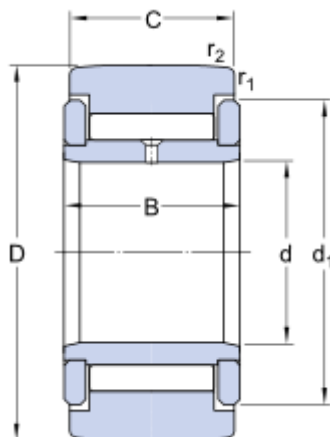
- 2 kusy ZÁVLAČKA 8 x 40 ISO 1234 – 1.0028
- ŠROUB M6 x 10 ISO 7436 – 14H

Průměry čepů v E a F jsou voleny s ohledem na rozměry přímočarého hydromotoru.



5.5 POJEZDOVÉ ÚSTROJÍ

Pro pojezd je volena opěrná pojezdová kladka od výrobce SKF s označením NATV 10 [15]



Obr. 18 Rozměry SKF kladky NATV 10 [15]

Tab. 1 Rozměry kladky [15]

	Velikost [mm]
D	30
d	10
C	14
B	15

Maximální statická radiální síla, kterou může být zatěžována kladka je $F_r = 11\,000\text{ N}$ dle [15]. V místě kladky působí největší zatížení $F_{\text{CB}} = 3\,843,406\text{ N}$.

$F_{\text{CB}} < F_r$ - kladka vyhovuje vypočteným zatížením.

KONTAKTNÍ NAPĚTÍ

Dotyk kladky s kolejnicí se kontroluje na kontaktní napětí. Porušení materiálu vinnou kontaktního napětí by mělo za následek vytváření trhlin a jamek v dotyku nebo odlupování povrchové vrstvy [9].



Poloviční šířka dotykové plošky [9]

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot l} \cdot \frac{\frac{(1 - \mu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \mu_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad (89)$$

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{\check{c}D}}{\pi \cdot C} \cdot \frac{\frac{(1 - \mu^2)}{E} + \frac{(1 - \mu^2)}{E}}{\frac{1}{D} + \frac{1}{\infty}}}$$

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot 3\,843,406}{\pi \cdot 0,014} \cdot \frac{\frac{(1 - 0,292^2)}{2,07 \cdot 10^{11}} + \frac{(1 - 0,292^2)}{2,07 \cdot 10^{11}}}{\frac{1}{0,03}}}$$

$$b = 0,215 \text{ mm}$$

kde:

- μ - je poissonovo číslo $\mu = 0,292$ pro uhlíkovou ocel [9]
- E Pa - je modul pružnosti v tahu $E = 207$ GPa pro uhlíkovou ocel [9]
- l m - je délka styku kladky s kolejnici
- d_1 m - je průměr kladky
- d_2 m - je průměr kolejnice $d_2 = \infty$ pro rovinnou plochu

Maximální Hertzův tlak [9]

$$p_{max} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot b \cdot l} \quad (90)$$

$$p_{max} = \frac{2 \cdot F_{\check{c}D}}{\pi \cdot b \cdot C}$$

$$p_{max} = 811,887 \text{ MPa}$$

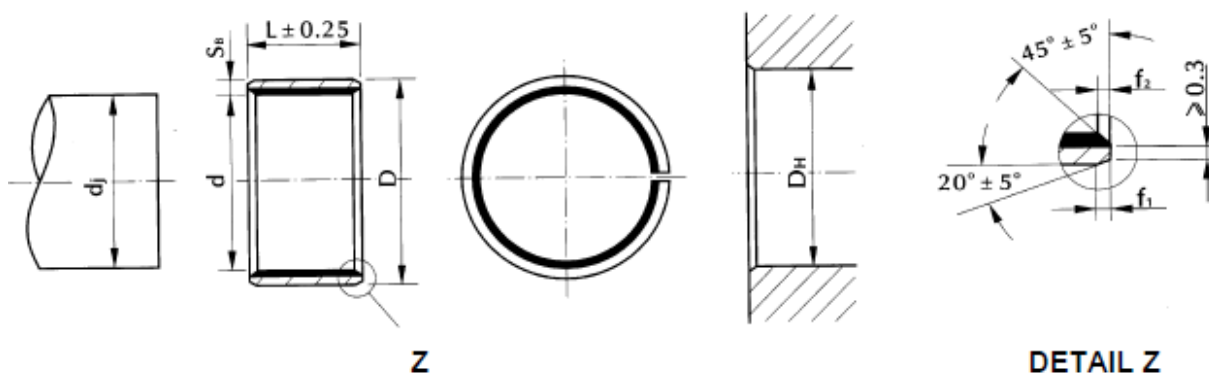
Aby nedocházelo k předčasnému opotřebení kolejnice v místech dotyku s kladkou vinnou vysokého kontaktního tlaku, musí být kolejnice volena z tvrdého materiálu [16].



6 VOLBA KONSTRUKČNÍCH PRVKŮ

6.1 VOLBA LOŽISEK

Pro tento typ konstrukce jsou voleny samomazná kluzná ložiska od výrobce VK LOŽISKA.



Obr. 19 Rozměry pouzder typu COB 01 [17]

VAZBA G

Voleno ložisko [17]:

4040 COB 01.

Rozměry [17]:

$d_{pG} = 40 \text{ mm}$

$D_{pG} = 44 \text{ mm}$

$L_{pG} = 40 \text{ mm}$

VAZBA A, C

Voleno ložisko [17]:

3x 0812 COB 01.

Rozměry [17]:

$d_{pAC} = 8 \text{ mm}$

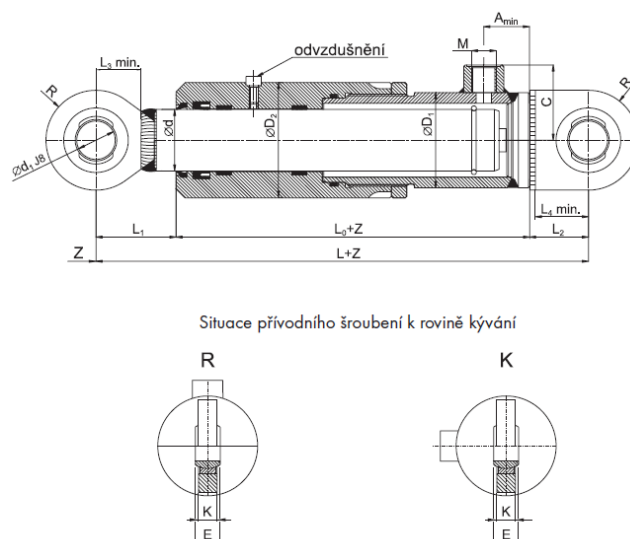
$D_{pAC} = 10 \text{ mm}$

$L_{pAC} = 12 \text{ mm}$



6.2 VOLBA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Jako hydraulický pohon je volen jednočinný přímočarý hydromotor od výrobce Hydraulics. U jednočinných hydromotorů je zdvih hydraulický a pokles je realizován vlastní hmotností zařízení a zvedaného břemene.



Obr. 20 Přímočarý hydromotor ZH-PL [18]

Vzhledem k vypočítané hodnotě minimálního průměru čepu v uložení hydromotoru E a F (viz kapitola 5.4.2) jsou zvoleny rozměry hydromotoru. Uložení hydromotoru je voleno kloubovými ložisky mazanými tlakovou maznicí z čepů [19].

Tab. 2 Rozměry přímočarého hydromotoru ZH-PL [18]

$\emptyset d$	L	L_0	L_1	L_2	L_3	L_4	$\emptyset D_1$	$\emptyset D_2$	$\emptyset d_1$	E_h	K	R	M	A_{min}	C_h
70	315	180	80	55	54	49	95	120	35	25	25	47,5	22x1,5	38	65,5

Pracovní zdvih hydromotoru je přímo úměrný proměnné délce l_5 tělesa 5. Zvolený hydromotor má minimální zdvih $L = 315$ mm a maximální doporučený zdvih 1 640 mm. Hydromotor tedy zvládne pokrýt zdvih konstruovaného zařízení.

Výrobce zaručuje vzpěrnou stabilitu v rozsahu zdvihu konstrukce [18].

Jmenovitý tlak hydromotoru udávaný výrobcem 20 MPa [19].

**VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO TLAKU NA PÍST**

$$p = \frac{F}{S} \quad (91)$$

$$p_h = \frac{N_{5I}}{\frac{\pi \cdot d_h^2}{4}}$$

$$p_h = \frac{41\,812,427}{\frac{\pi \cdot 0,07^2}{4}}$$

$$p_h = 10,865 \text{ MPa}$$

kde:

N_{5I} N - je maximální normálová síla v tělese 5 $N_{5I} = 41\,812,427$ N
 d_h m - je průměr pístní tyče hydromotoru $d_h = 70$ mm dle Tab. 2

Z porovnání maximálního tlaku na píst a jmenovitého tlaku hydromotoru zjistíme, že hydromotor je možné použít v konstrukci.

NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU

K návrhu hydraulického obvodu je použito normy ČSN EN 81-41 [20]. Při použití dvou hydraulických hydromotorů musí být válce propojeny k získání vyrovnaného tlaku. Norma pojednává o bezpečnosti plošiny a o situování hydraulických prvků v hydraulickém obvodu. Návrh hydraulického obvodu je v Příloze III. Návrh byl prováděn za pomoci literatury [1][20].

PRVKY V HYDRAULICKÉM OBVODĚ VIZ PŘÍLOHA III:

1. Nádrž
2. Odpadní filtr v hlavní větvi
3. Sací filtr
4. Odpadní filtr v odpadní větvi tlakového ventilu
5. Primární pojistný tlakový ventil
6. Elektromotor
7. Hydrogenerátor
8. Tlakoměr
9. Tlakový filtr
10. Vratná větev
11. Elektromagneticky ovládaný třicestný třípolohový rozvaděč 3/3
12. Brzdící ventil
13. Jednosměrný řízený ventil
14. Dělič průtoku
15. Vedení kapaliny vysokotlakou hadicí
16. Bezpečnostní ventil
17. Hydromotor



7 KONTROLNÍ VÝPOČTY

Kontrolní výpočty na otláčení materiálu a kontrola nejvíce namáhaných čepů na ohyb.

7.1 KONTROLA NA OTLAČENÍ

Dle [13] je provedena kontrola na otláčení v místech všech vazeb. Kontrola je prováděna pro nejhorší materiály konstrukce, kterými jsou nůžkový mechanismus (těleso 3 a 4), rám a plošina (těleso 2). Hodnoty se dosazují pro tyto členy. Volíme materiál rámu stejný jako mechanismus a plošina.

KONTROLA V MÍSTĚ A, C

Tlak v místě A mezi čepem a rámem a tlak v místě C mezi čepem a tělesem 2

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{dov} \quad (92)$$

$$p_{1AC} = \frac{F_{\check{c}A}}{S_{1AC}} = \frac{2\,353,596}{2,4 \cdot 10^{-4}}$$

$$p_{1AC} = 9,807 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

kde:

$$S \quad \text{m}^2 \quad - \text{ je plocha } S_{1AC} = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$p_{dov} \quad \text{MPa} \quad - \text{ dovolený tlak } p_{dov} = \sigma_{dov} = 90 \text{ MPa}$$

Tlak je menší než tlak dovolených – k otláčení nedojde.

Tlak mezi ložiskem a tělesy 3 a 4

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{dov} \quad (93)$$

$$p_{2AC} = \frac{F_{\check{c}A}}{S_{2AC}} = \frac{2\,353,596}{3 \cdot 10^{-4}}$$

$$p_{2AC} = 7,845 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

kde:

$$S \quad \text{m}^2 \quad - \text{ je plocha } S_{2AC} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Tlak je menší než tlak dovolených – k otláčení nedojde.

**KONTROLA V MÍSTĚ B, D**

Tlak mezi čepem a tělesem 3 a 4

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{dov} \quad (94)$$

$$p_{BD} = \frac{F_{\check{c}B}}{S_{BD}} = \frac{3\,843,406}{3 \cdot 10^{-4}}$$

$$p_{BD} = 12,811 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

kde:

S m² - je plocha S_{BD} = 3 · 10⁻⁴ m²

Tlak je menší než tlak dovolených – k otláčení nedojde.

KONTROLA V MÍSTĚ G

Tlak mezi čepem a tělesem 3

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{dov} \quad (95)$$

$$p_{3G} = \frac{F_{\check{c}G}}{S_{3G}} = \frac{41\,812,427}{1,2 \cdot 10^{-3}}$$

$$p_{3G} = 34,844 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

kde:

S m² - je plocha S_{3G} = 1,2 · 10⁻³ m²

Tlak je menší než tlak dovolených – k otláčení nedojde.

Tlak mezi ložiskem a tělesem 4

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{dov} \quad (96)$$

$$p_{4G} = \frac{F_{\check{c}G}}{S_{4G}} = \frac{41\,812,427}{1,32 \cdot 10^{-3}}$$

$$p_{4G} = 31,676 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

kde:

S m² - je plocha S_{4G} = 1,32 · 10⁻³ m²

Tlak je menší než tlak dovolených – k otláčení nedojde.



KONTROLA V MÍSTĚ E, F

Tlak mezi čepem a tělesem 3 a 4

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{dov} \quad (97)$$

$$p_{EF} = \frac{F_{\zeta E}}{S_{EF}} = \frac{41\,812,427}{1,05 \cdot 10^{-3}}$$

$$p_{EF} = 39,821 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

kde:

S m² - je plocha $S_{EF} = 1,05 \cdot 10^{-3}$ m²

Tlak je menší než tlak dovolených – k otláčení nedojde.

7.2 KONTROLA NA OHYB

Kontrola na ohyb je provedena pro nejzatíženější čepy. Ty jsou v místech G, E a F.

VAZBA G

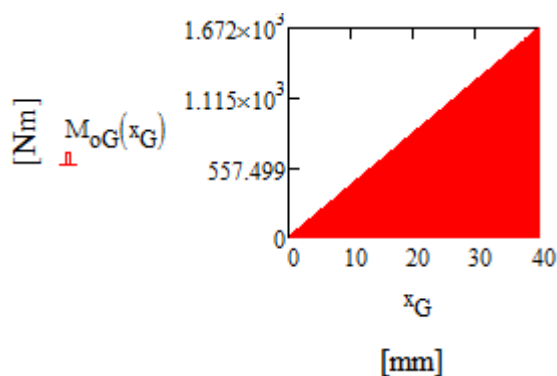
Ve vazbě G působí síla $F_{\zeta G}$ na ramenu 40 mm

Ohybový moment

$$M_{oG} = F_{\zeta G} \cdot x_G \quad (98)$$

kde:

$x_G = 0 \div 40$ mm (do rovnice dosazujeme v metrech)



Graf 12 Průběh ohybového momentu čepu G



Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{odovč} \quad (99)$$

$$\sigma_{oG} = \frac{M_{oGmax}}{W_{oG}} = \frac{M_{oGmax}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}G}^3}{32}} = \frac{1\,672,497}{\frac{\pi \cdot 0,04^3}{32}}$$

$$\sigma_{oG} = 266,186 \text{ MPa} > 120 \text{ MPa}$$

kde:

M_{oGmax} Nm - maximální ohybový moment v G $M_{oGmax} = 1\,672,497 \text{ Nm}$
 $d_{\check{c}G}$ m - průměr čepu v G $d_{\check{c}G} = 0,04 \text{ m}$

Podmínka není splněna – je volen lepší materiál čepu dle [10][9]

ČSN EN 10027-2 1.1170

$$\sigma_{odovčG} = 300 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oG} = 266,186 \text{ MPa} \leq 300 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna – čep vyhovuje.

VAZBA E, F

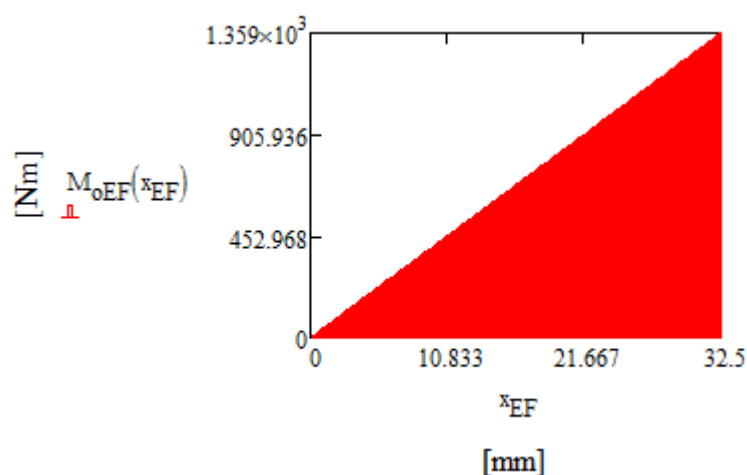
Ve vazbě E a F působí stejně velké síly. Počítáno je se silou $F_{\check{c}E}$ na ramenu 32,5 mm

Ohybový moment

$$M_{oEF} = F_{\check{c}E} \cdot x_{EF} \quad (100)$$

kde:

$$x_{EF} = 0 \div 32,5 \text{ mm (do rovnice dosazujeme v metrech)}$$



Graf 13 Průběh ohybového momentu čepu E a F

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{odovč} \quad (101)$$

$$\sigma_{oEF} = \frac{M_{oEFmax}}{W_{oEF}} = \frac{M_{oEFmax}}{\frac{\pi \cdot d_{čEF}^3}{32}} = \frac{1\,463,435}{\frac{\pi \cdot 0,035^3}{32}}$$

$$\sigma_{oEF} = 347,672 \text{ MPa} > 120 \text{ MPa}$$

kde:

M_{oEFmax} Nm - maximální ohybový moment v E a F $M_{oEFmax} = 1\,463,435 \text{ Nm}$
 $d_{čEF}$ m - průměr čepu v E a F $d_{čEF} = 0,035 \text{ m}$

Podmínka není splněna – je volen lepší materiál čepu dle [10][9]

ČSN EN 10027-2 1.2307

$$\sigma_{odovčEF} = 450 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oEF} = 347,672 \text{ MPa} \leq 450 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna – čep vyhovuje.



ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce byl konstrukční návrh dílenské manipulační plošiny, její funkční a pevnostní výpočet, návrh jednotlivých komponent a sestavení výkresové dokumentace sestavy a svarku.

Konstrukce zařízení se skládá z pohybového mechanismu a pohonu, který mechanismu dodává energii. Jako pohybový mechanismus je volen nůžkový mechanismus, kvůli jeho jednoduché konstrukci a kvůli jeho vhodnosti pro zadané parametry. Jako pohon je volen pohon přímočarým hydromotorem.

Zadání je řešeno jako statická rovinná úloha. Po kontrole pohyblivosti je provedeno úplné uvolnění všech těles zařízení. S navrženými rozměry všech těles jsou sestaveny rovnice statické rovnováhy. Z těchto rovnic jsou dosazovací metodou pomocí programu Mathcad vypočítány hodnoty sil ve směrech předem daného souřadného systému, které působí ve vazbách těles zařízení. Dle velikosti sil jsou zjištěna nejvíce zatížená místa. Nejvíce zatížená místa jsou ve vazbě G, kde se protínají ramena nůžkového mechanismu a ve vazbě E a F, ve kterých je uložen hydraulický motor. Následuje výpočet výsledných vnitřních účinků v každém tělese zvlášť, díky kterým zjistíme velikosti normálových sil, posouvajících sil a ohybových momentů. V grafech jsou potom vidět závislosti těchto výsledků na délce těles.

Dalším úkonem je volba materiálů a profilů tyčí, z kterých jsou tělesa vyrobeny. Materiál je zvolen pro všechna tělesa stejný. Voleny jsou plné profily tyčí pro lepší stabilitu a pro lepší vlastnosti při menších rozměrech. Nevýhodou plných profilů je jejich větší hmotnost oproti profilům tenkostěnným. Jsou vypočítány napětí v tělesech a tyto napětí jsou následně porovnány s dovoleným napětím materiálu, z kterého je těleso vyrobeno. Ve vazbách jsou počítány čepy. Rozměry čepů jsou voleny podle minimálního průměru, který vychází z porovnání rovnice smykového napětí s dovoleným napětím ve smyku.

Jako pojezdové ústrojí je volena kladka, která snese maximální zatížení. V dotyku kladky je počítáno kontaktní napětí. Podle porovnání výsledku s dovoleným napětím materiálu těles, musí být pro kolejnici zvolen lepší materiál, než je tomu u těles zařízení. V rotačních vazbách jsou zvoleny kluzná ložiska, pro jejich hodnotu maximálního zatížení a vhodných rozměrů.

Jako pohon je zvolen jednocestný přímočarý hydromotor. Následuje návrh hydraulického obvodu.

Na závěr je provedena kontrola čepů v nejvíce zatížených místech, po které jsou zvoleny lepší materiály čepů.

Pro rozsah práce nebyl výpočet zdvihacího zařízení kompletní. Práce by tak měla obsahovat na příklad výpočty napětí ve vrubech těles, celkový výpočet pro více druhů zatížení od břemene nebo by se mělo počítat s pasivními účinky.

Posledním cílem práce je zhotovení výkresu sestavy a výkresu svarku. Pro zhotovení výkresů bylo použito této literatury viz [21][22][23].



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů* [online]. Brno, 2009 [cit. 2016-05-19].
- [2] MOD30 Inground Modular Lift. *Rotary Lift The World's Most Trusted Lift* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://www.rotarylif.com/LIFTS/MOD30/>
- [3] C-Series - Scissor Lift Tables And Trolleys - CCB 1000. *EdmoLift* [online]. 2016 [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: http://www.edmolift.com/en-GB/scissor_lift_table/c-series/CCB_1000/do.aspx#.V0NQfeRvFQx
- [4] HYDRAULIC LIFTS. *Matrix Material Handling, Inc.* [online]. ©2009 [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://www.matrixok.com/products/lifting-product-handling/hydraulic-lifts/>
- [5] SCHEREN-ARBEITSBÜHNE "EL 10" VON ELS MAKINE. *KUNZE GROUP* [online]. ©2014-2015 [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://www.kunze-buehnen.com/scheren-arbeitsbuehne-el-10-von-els-makine.html>
- [6] Nůžkové hydraulické zdvihací plošiny. *NOPO S. R. O. SLATIŇANY* [online]. ©2014-2016 [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://www.nopo.eu/cz/nuzkove-hydraulicke-zdvihaci-plosiny/>
- [7] ČSN ISO 16653-3. *Pojízdné zdvihací pracovní plošiny – Návrh, výpočty, bezpečnostní požadavky a zkušební metody související se zvláštními vlastnostmi – Část 3: Pojízdné zdvihací pracovní plošiny pro zahradní práce*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012. 11 s. Třídící znak 27 5008
- [8] FLORIAN, Zdeněk, Karel PELLANT, Miroslav SUCHÁNEK. *TECHNICKÁ MECHANIKA I – STATIKA* [online]. Brno, 2004 [cit. 2016-05-24].
- [9] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE, Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
- [10] LEINVEBER, Jan, Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 4. vyd. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7
- [11] E-ŽELEZNÁ KNIHA: Specifikace výrobku. *Ferona Velkoobchod hutním materiálem* [online]. ©2004-2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=25135>
- [12] E-ŽELEZNÁ KNIHA: Specifikace výrobku. *Ferona Velkoobchod hutním materiálem* [online]. ©2004-2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=27970>
- [13] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů – strojní součásti: Učebnice pro střední průmyslové školy*. 2. vyd. Brno: Computer Press, a. s., 2007. ISBN 80-7226-311-0
- [14] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS, František PROKEŠ. *Výběry z norem: pro konstrukční cvičení*. 4. vyd. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-751-2



- [15] Support rollers, with flange rings, with an inner ring. *SKF* [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/track-runner-bearings/support-rollers-with-flange-rings/index.html?designation=NATV%2010&unit=metricUnit>
- [16] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS, Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. 1. vyd. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. ISBN 978-80-553-1187-6
- [17] KATALOG - zkružovaná pouzdra s PTFE výstelkou. *VK LOŽISKA* [online]. ©2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: http://www.vkloziska.cz/download.php?group=stranky3_soubory&id=697
- [18] Výroba katalogových hydromotorů - ZH PL – Vyráběné rozměry. *HYDRAULICS* [online]. ©2011 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/ZH-PL_str_33.pdf
- [19] Výroba katalogových hydromotorů - ZH PL – Technický popis. *HYDRAULICS* [online]. ©2011 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: [18] Výroba katalogových hydromotorů - ZH PL – Vyráběné rozměry. *HYDRAULICS* [online]. ©2011 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/ZH-PL_str_33.pdf
- [20] ČSN EN 81-41. *Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů – Zvláštní výtahy pro dopravu osob a nákladů – Část 41: Svislé zdvihací plošiny pro dopravu osob s omezenou schopností pohybu*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011. 82 s. Třídící znak 27 4003
- [21] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS, Jiří DVOŘÁČEK, František PROKEŠ. *Základy konstruování*. 4. vyd. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o., 2011. ISBN 978-80-7204-750-5
- [22] KLETEČKA, Jaroslav, Petr FOŘT. *Technické kreslení*. 2. vyd. Brno: Computer Press, a. s., 2007. ISBN 978-80-251-1887-0
- [23] Support rollers, with flange rings, with an inner ring: CAD model. *SKF* [online]. [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/track-runner-bearings/support-rollers-with-flange-rings/index.html?designation=NATV%2010&unit=metricUnit>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_2	[m]	strana čtverce tyče tělesa 2
A_{\min}	[mm]	rozměr hydromotoru
B	[mm]	šířka pojezdové kladky
b	[mm]	poloviční šířka dotykové plošky mezi pojezdovou kladkou a kolejnicí
b_3	[m]	tloušťka tyče tělesa 3
b_4	[m]	tloušťka tyče tělesa 4
C	[mm]	šířka pojezdu pojezdové kladky
c_2	[m]	délka od střednice po hranu, ve které dochází k tlaku tělesa 2
c_3	[m]	délka od střednice po hranu, ve které dochází k tlaku tělesa 3
c_4	[m]	délka od střednice po hranu, ve které dochází k tlaku tělesa 4
D	[mm]	průměr pojezdové kladky
d	[mm]	vnitřní průměr pojezdové kladky
d_1	[mm]	průměr prvního dotýkajícího se tělesa
d_2	[mm]	průměr druhého dotýkajícího se tělesa
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu
$d_{\check{c}_{\min}}$	[mm]	minimální průměr čepu
$d_{\check{c}_{AC}_{\min}}$	[mm]	minimální průměr čepu ve vazbě A a C
$d_{\check{c}_{BD}_{\min}}$	[mm]	minimální průměr čepu ve vazbě B a D
$d_{\check{c}_{EF}}$	[m]	průměr čepu ve vazbě E a F
$d_{\check{c}_{EFC}_{\min}}$	[mm]	minimální průměr čepu ve vazbě E, F a C
$d_{\check{c}_G}$	[m]	průměr čepu ve vazbě G
d_h	[mm]	průměr pístní tyče hydromotoru
d_{pAC}	[mm]	vnitřní průměr pouzdra ve vazbě A a C
D_{pAC}	[mm]	vnější průměr pouzdra ve vazbě A a C
d_{pG}	[mm]	vnitřní průměr pouzdra ve vazbě G
D_{pG}	[mm]	vnější průměr pouzdra ve vazbě G
E	[GPa]	modul pružnosti v tahu pro uhlíkovou ocel
E_1	[GPa]	modul pružnosti v tahu prvního dotýkajícího se tělesa
E_2	[GPa]	modul pružnosti v tahu druhého dotýkajícího se tělesa
E_h	[mm]	rozměr hydromotoru
F	[N]	zatěžující síla
F_A	[N]	výsledná síla vazby A



F_{Ax}	[N]	síla vazby A v ose x
F_{Ay}	[N]	síla vazby A v ose y
F_B	[N]	výsledná síla vazby B
F_{Bn}	[N]	normálová síla vazby B
F_C	[N]	výsledná síla vazby C
F_{Cx}	[N]	síla vazby C v ose x
F_{Cy}	[N]	síla vazby C v ose y
$F_{\check{c}A}$	[N]	tečná síla působící na čep ve vazbě A
$F_{\check{c}B}$	[N]	tečná síla působící na čep ve vazbě B
$F_{\check{c}C}$	[N]	tečná síla působící na čep ve vazbě C
$F_{\check{c}D}$	[N]	tečná síla působící na čep ve vazbě D
$F_{\check{c}E}$	[N]	tečná síla působící na čep ve vazbě E
$F_{\check{c}F}$	[N]	tečná síla působící na čep ve vazbě F
$F_{\check{c}G}$	[N]	tečná síla působící na čep ve vazbě G
F_D	[N]	výsledná síla vazby D
F_{Dn}	[N]	normálová síla vazby D
F_E	[N]	výsledná síla vazby E
F_{Ex}	[N]	síla vazby E v ose x
F_{Ey}	[N]	síla vazby E v ose y
F_F	[N]	výsledná síla vazby F
F_{Fx}	[N]	síla vazby F v ose x
F_{Fy}	[N]	síla vazby F v ose y
F_G	[N]	výsledná síla vazby G
F_{Gx}	[N]	síla vazby G v ose x
F_{Gy}	[N]	síla vazby G v ose y
F_r	[N]	maximální přípustná statická radiální síla pojezdové kladky
F_x	[N]	síly v ose x
F_y	[N]	síly v ose y
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
h_3	[m]	šířka tyče tělesa 3
h_4	[m]	šířka tyče tělesa 4
C_h	[mm]	rozměr hydromotoru
i	[-]	počet stupňů volnosti soustavy



i_v	[-]	počet stupňů volnosti volného tělesa
J_{z2}	[m ⁴]	kvadratický moment průřezu tělesa 2
J_{z3}	[m ⁴]	kvadratický moment průřezu tělesa 3
J_{z4}	[m ⁴]	kvadratický moment průřezu tělesa 4
K	[mm]	rozměr hydromotoru
l	[mm]	šířka dotyku dotýkajících se těles
L	[mm]	minimální délka (zdvih) hydromotoru
L_0	[mm]	rozměr hydromotoru
L_1	[mm]	rozměr hydromotoru
L_2	[mm]	rozměr hydromotoru
l_{21}	[mm]	délka tělesa 2
l_{24}	[mm]	délka tělesa 2
L_3	[mm]	rozměr hydromotoru
l_{31}	[mm]	délka tělesa 3
l_{32}	[mm]	délka tělesa 3
l_{33}	[mm]	délka tělesa 3
l_{34}	[mm]	délka tělesa 3
L_4	[mm]	rozměr hydromotoru
l_{41}	[mm]	délka tělesa 4
l_{42}	[mm]	délka tělesa 4
l_{43}	[mm]	délka tělesa 4
l_{44}	[mm]	délka tělesa 4
l_5	[mm]	délka tělesa 5
l_F	[mm]	délka zatěžující síly od vazby C
L_{pAC}	[mm]	šířka pouzdra ve vazbě A a C
L_{pG}	[mm]	šířka pouzdra ve vazbě G
l_z	[mm]	zadaná délka plošiny
M	[mm]	rozměr hydromotoru
M_o	[Nm]	ohybový moment
M_{o2I}	[Nm]	výsledné vnitřní účinky ohybového momentu tělesa 2 v řezu I
M_{o2II}	[Nm]	výsledné vnitřní účinky ohybového momentu tělesa 2 v řezu II
M_{o3I}	[Nm]	výsledné vnitřní účinky ohybového momentu tělesa 3 v řezu I
M_{o3II}	[Nm]	výsledné vnitřní účinky ohybového momentu tělesa 3 v řezu II



M_{o3III}	[Nm]	výsledné vnitřní účinky ohybového momentu tělesa 3 v řezu III
M_{o3IV}	[Nm]	výsledné vnitřní účinky ohybového momentu tělesa 3 v řezu IV
M_{o4I}	[Nm]	výsledné vnitřní účinky ohybového momentu tělesa 4 v řezu I
M_{o4II}	[Nm]	výsledné vnitřní účinky ohybového momentu tělesa 4 v řezu II
M_{o4III}	[Nm]	výsledné vnitřní účinky ohybového momentu tělesa 4 v řezu III
M_{o4IV}	[Nm]	výsledné vnitřní účinky ohybového momentu tělesa 4 v řezu IV
M_{o5I}	[Nm]	výsledné vnitřní účinky ohybového momentu tělesa 5 v řezu I
M_{oEF}	[Nm]	ohybový moment působící na čep ve vazbě E a F
M_{oEFmax}	[Nm]	maximální ohybový moment působící na čep ve vazbě E a F
M_{oG}	[Nm]	ohybový moment působící na čep ve vazbě G
M_{oGmax}	[Nm]	maximální ohybový moment působící na čep ve vazbě G
m_p	[kg]	vlastní hmotnost od plošiny zařízení
m_z	[kg]	zadaná nosnost zařízení
M_{zA}	[Nm]	momenty osy z k bodu A
M_{zB}	[Nm]	momenty osy z k bodu B
M_{zC}	[Nm]	momenty osy z k bodu C
M_{zF}	[Nm]	momenty osy z k bodu F
n	[-]	počet těles
N	[N]	normálové síly
N_{2I}	[N]	výsledné vnitřní účinky normálových sil tělesa 2 v řezu I
N_{2II}	[N]	výsledné vnitřní účinky normálových sil tělesa 2 v řezu II
N_{3I}	[N]	výsledné vnitřní účinky normálových sil tělesa 3 v řezu I
N_{3II}	[N]	výsledné vnitřní účinky normálových sil tělesa 3 v řezu II
N_{3III}	[N]	výsledné vnitřní účinky normálových sil tělesa 3 v řezu III
N_{3IV}	[N]	výsledné vnitřní účinky normálových sil tělesa 3 v řezu IV
N_{4I}	[N]	výsledné vnitřní účinky normálových sil tělesa 4 v řezu I
N_{4II}	[N]	výsledné vnitřní účinky normálových sil tělesa 4 v řezu II
N_{4III}	[N]	výsledné vnitřní účinky normálových sil tělesa 4 v řezu III
N_{4IV}	[N]	výsledné vnitřní účinky normálových sil tělesa 4 v řezu IV
N_{5I}	[N]	výsledné vnitřní účinky normálových sil tělesa 5 v řezu I
NP	[-]	množina neznámých parametrů
$\varnothing d$	[mm]	průměr pístní tyče hydromotoru
$\varnothing D_1$	[mm]	rozměr hydromotoru



$\varnothing d_1$	[mm]	vnitřní průměr oka hydromotoru
$\varnothing D_2$	[mm]	rozměr hydromotoru
p	[Pa]	tlak
p_{1AC}	[MPa]	tlak 1 ve vazbě A a C
p_{2AC}	[MPa]	tlak 2 ve vazbě A a C
p_{3G}	[MPa]	tlak mezi čepem a tělesem 3 ve vazbě G
p_{4G}	[MPa]	tlak mezi ložiskem a tělesem 4
p_{BD}	[MPa]	tlak mezi čepem a tělesem 3 a 4 ve vazbě B a D
p_{EF}	[MPa]	tlak mezi čepem a tělesem 3 a 4 ve vazbě E a F
p_h	[MPa]	maximální tlak působící na píst hydromotoru
p_{max}	[MPa]	maximální Hertzův tlak
R	[mm]	rozměr hydromotoru
S	[m ²]	plocha profilu
S_{1AC}	[m ²]	plocha otláčení 1 ve vazbě A a C
S_2	[m ²]	plocha průřezu tyče tělesa 2
S_{2AC}	[m ²]	plocha otláčení 2 ve vazbě A a C
S_3	[m ²]	plocha průřezu tyče tělesa 3
S_{3G}	[m ²]	plocha otláčení mezi čepem a tělesem 3 ve vazbě G
S_4	[m ²]	plocha průřezu tyče tělesa 4
S_{4G}	[m ²]	plocha otláčení mezi ložiskem a tělesem 4
S_{BD}	[m ²]	plocha otláčení mezi čepem a tělesem 3 a 4 ve vazbě B a D
S_{EF}	[m ²]	plocha otláčení mezi čepem a tělesem 3 a 4 ve vazbě E a F
T	[N]	smykové (posouvající) síly
T_{2I}	[N]	výsledné vnitřní účinky posouvajících sil tělesa 2 v řezu I
T_{2II}	[N]	výsledné vnitřní účinky posouvajících sil tělesa 2 v řezu II
T_{3I}	[N]	výsledné vnitřní účinky posouvajících sil tělesa 3 v řezu I
T_{3II}	[N]	výsledné vnitřní účinky posouvajících sil tělesa 3 v řezu II
T_{3III}	[N]	výsledné vnitřní účinky posouvajících sil tělesa 3 v řezu III
T_{3IV}	[N]	výsledné vnitřní účinky posouvajících sil tělesa 3 v řezu IV
T_{4I}	[N]	výsledné vnitřní účinky posouvajících sil tělesa 4 v řezu I
T_{4II}	[N]	výsledné vnitřní účinky posouvajících sil tělesa 4 v řezu II
T_{4III}	[N]	výsledné vnitřní účinky posouvajících sil tělesa 4 v řezu III
T_{4IV}	[N]	výsledné vnitřní účinky posouvajících sil tělesa 4 v řezu IV



T_{5I}	[N]	výsledné vnitřní účinky posouvajících sil tělesa 5 v řezu I
W_o	[m ³]	modul průřezu v ohybu
W_{oEF}	[m ³]	modul průřezu v ohybu čepu ve vazbě E a F
W_{oG}	[m ³]	modul průřezu v ohybu čepu ve vazbě G
W_{oz2}	[m ³]	modul průřezu v ohybu tělesa 2
W_{oz3}	[m ³]	modul průřezu v ohybu tělesa 3
W_{oz4}	[m ³]	modul průřezu v ohybu tělesa 4
x_{2I}	[m]	délka tělesa 2 k řezu I
x_{2II}	[m]	délka tělesa 2 k řezu II
x_{3I}	[m]	délka tělesa 3 k řezu I
x_{3II}	[m]	délka tělesa 3 k řezu II
x_{3III}	[m]	délka tělesa 3 k řezu III
x_{3IV}	[m]	délka tělesa 3 k řezu IV
x_{4I}	[m]	délka tělesa 4 k řezu I
x_{4II}	[m]	délka tělesa 4 k řezu II
x_{4III}	[m]	délka tělesa 4 k řezu III
x_{4IV}	[m]	délka tělesa 4 k řezu IV
x_{5I}	[m]	délka tělesa 5 k řezu I
x_{EF}	[mm]	délka k řezu čepu ve vazbě E a F
x_G	[mm]	délka k řezu čepu ve vazbě G
α	[°]	úhel natočení tělesa 3 a 4 od základního rámu
β	[°]	úhel natočení tělesa 5 od základního rámu
η	[-]	počet omezených deformačních parametrů
μ	[-]	celkový počet neznámých parametrů
μ_1	[-]	poissonovo číslo prvního dotýkajícího se tělesa
μ_2	[-]	poissonovo číslo druhého dotýkajícího se tělesa
μ_F	[-]	neznámé silové parametry
μ_M	[-]	neznámé momentové parametry
μ_r	[-]	neznámé polohové parametry
v	[-]	celkový počet statických podmínek
v_M	[-]	momentové statické podmínky
ξ_i	[-]	počet stupňů volnosti odebraných vazbami
π	[-]	množina zadaných silových prvků



π_R	[-]	množina neurčitě zadaných prvků
σ	[MPa]	normálové napětí
σ_2	[MPa]	normálové napětí tělesa 2
σ_3	[MPa]	normálové napětí tělesa 3
σ_4	[MPa]	normálové napětí tělesa 4
σ_{dov}	[MPa]	dovolené napětí pro materiál 1.0038 pro tah a tlak
$\sigma_{dov\check{c}}$	[MPa]	dovolené napětí pro materiál 1.0050 pro tah a tlak čepu
σ_o	[MPa]	ohybové napětí
σ_{o2}	[MPa]	ohybové napětí v tělese 2
σ_{o3}	[MPa]	ohybové napětí v tělese 3
σ_{o4}	[MPa]	ohybové napětí v tělese 4
σ_{odov}	[MPa]	dovolené napětí pro materiál 1.0038 pro ohyb
$\sigma_{odov\check{c}}$	[MPa]	dovolené napětí pro materiál 1.0050 pro ohyb čepu
$\sigma_{odov\check{c}EF}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu pro materiál 1.2307 pro čep ve vazbě E a F
$\sigma_{odov\check{c}G}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu pro materiál 1.1170 pro čep ve vazbě G
σ_{oEF}	[MPa]	ohybové napětí čepu ve vazbě E a F
σ_{oG}	[MPa]	ohybové napětí čepu ve vazbě G
τ	[MPa]	smykové napětí
τ_2	[MPa]	smykové napětí v tělese 2
τ_3	[MPa]	smykové napětí v tělese 3
τ_4	[MPa]	smykové napětí v tělese 4
τ_{dov}	[MPa]	dovolené napětí pro materiál 1.0038 pro smyk (krut)
$\tau_{dov\check{c}}$	[MPa]	dovolené napětí pro materiál 1.0050 pro smyk (krut) čepu



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Pístový zvedák pro nákladní a užitková vozidla [2].....	11
Obr. 2 Uchycení rám – zdvihový mechanismus [3].....	12
Obr. 3 Uchycení zdvihový mechanismus - zdvihový mechanismus [4].....	13
Obr. 4 Hydromotor nad úroveň podlahy [5].....	13
Obr. 5 Hydromotor pod úrovní podlahy [6].....	14
Obr. 6 Schéma zdvihacího zařízení.....	16
Obr. 7 Souřadný systém pro uvolnění.....	18
Obr. 8 Úplné uvolnění tělesa 2.....	18
Obr. 9 Úplné uvolnění tělesa 3.....	19
Obr. 10 Úplné uvolnění tělesa 4.....	20
Obr. 11 Úplné uvolnění tělesa 5.....	21
Obr. 12 Souřadný systém pro uvolňování prvků z levé strany.....	25
Obr. 13 Souřadný systém pro uvolňování prvků z pravé strany.....	25
Obr. 14 Rozdělení tělesa 2 na intervaly.....	26
Obr. 15 Rozdělení tělesa 3 na intervaly.....	28
Obr. 16 Rozdělení tělesa 4 na intervaly.....	31
Obr. 17 Rozdělení tělesa 5 na intervaly.....	35
Obr. 18 Rozměry SKF kladky NATV 10 [15].....	47
Obr. 19 Rozměry pouzder typu COB 01 [17].....	49
Obr. 20 Přímočarý hydromotor ZH-PL [18].....	50



SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 Průběh posouvajících sil v tělese 2.....	27
Graf 2 Průběh ohybového momentu v tělese 2.....	27
Graf 3 Průběh normálových sil v tělese 3.....	29
Graf 4 Průběh posouvajících sil v tělese 3.....	29
Graf 5 Průběh ohybového momentu v tělese 3.....	30
Graf 6 Průběh ohybového momentu pro interval IV.....	31
Graf 7 Průběh normálových sil v tělese 4.....	32
Graf 8 Průběh posouvajících sil v tělese 4.....	33
Graf 9 Průběh ohybového momentu v tělese 4.....	34
Graf 10 Průběh ohybového momentu v intervalu IV.....	34
Graf 11 Průběh normálových sil v tělese 5.....	35
Graf 12 Průběh ohybového momentu čepu G.....	54
Graf 13 Průběh ohybového momentu čepu E a F.....	56



SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Rozměry kladky[15].....	47
Tab. 2 Rozměry přímočarého hydromotoru ZH-PL [18].....	50



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I:

Dosazení rovnic (19), (23), (20), (21), (17) do rovnice (9) a následná úprava

Příloha II:

Vyjádření sil ve vazbách

Příloha III:

Návrh hydraulického obvodu [1][20]

Příloha IV:

Výkres sestavy 0-BP/TB-00/00

Seznam položek 4-BP/TB-00/01

4-BP/TB-00/02

Příloha V:

Výkres svarku 1-BP/TB-01/00

Seznam položek 4-BP/TB-01/01

Příloha I:

Dosazení rovnic (19), (23), (20), (21), (17) do rovnice (9) a následná úprava

$$\begin{aligned}
 & -F_{Gx} \sin(\alpha) \cdot l_{32} + F_{Cy} \cos(\alpha) \cdot l_{32} - F_{Ex} \sin(\alpha) (l_{32} + l_{33}) + F_{Ex} \cos(\alpha) \cdot l_{34} + F_{Ey} \cos(\alpha) (l_{32} + l_{33}) + F_{Ey} \sin(\alpha) \cdot l_{34} - F_{Dn} \cos(\alpha) \cdot l_{31} = 0 \\
 & -(F_{Fk}) \sin(\alpha) \cdot l_{32} + \left(\frac{-F_{Fk} \sin(\alpha) \cdot l_{42} - F_{Cx} \sin(\alpha) \cdot l_{41} - F_{Cy} \cos(\alpha) \cdot l_{41} + F_{Fk} \sin(\alpha) \cdot l_{44} + F_{Fk} \cos(\alpha) \cdot l_{43} - F_{Fk} \tan(\beta) \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{44} + F_{Fk} \tan(\beta) \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{43}}{\cos(\alpha) \cdot l_{42}} \right) \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{32} - (F_{Fk}) \sin(\alpha) (l_{32} + l_{33}) + (-F_{Fk}) \cos(\alpha) \cdot l_{34} + (F_{Fk} \tan(\beta)) \cos(\alpha) (l_{32} + l_{33}) + (F_{Fk} \tan(\beta)) \sin(\alpha) \cdot l_{34} - (F_{Dn}) \cos(\alpha) \cdot l_{31} = 0 \\
 & -(F_{Fk}) \sin(\alpha) \cdot l_{32} + \left(\frac{-F_{Fk} \sin(\alpha) \cdot l_{42} \cos(\alpha) \cdot l_{32} - F_{Cx} \sin(\alpha) \cdot l_{41} \cos(\alpha) \cdot l_{32} - F_{Cy} \cos(\alpha) \cdot l_{41} \cos(\alpha) \cdot l_{32} + F_{Fk} \sin(\alpha) \cdot l_{44} \cos(\alpha) \cdot l_{32} + F_{Fk} \cos(\alpha) \cdot l_{43} \cos(\alpha) \cdot l_{32} - F_{Fk} \tan(\beta) \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{44} \cos(\alpha) \cdot l_{32} + F_{Fk} \tan(\beta) \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{43} \cos(\alpha) \cdot l_{32}}{\cos(\alpha) \cdot l_{42}} \right) + (F_{Fk}) \sin(\alpha) (l_{32} + l_{33}) - F_{Fk} \cos(\alpha) \cdot l_{34} + F_{Fk} \tan(\beta) \cos(\alpha) (l_{32} + l_{33}) + F_{Fk} \tan(\beta) \sin(\alpha) \cdot l_{34} - (F_{Dn}) \cos(\alpha) \cdot l_{31} = 0 \\
 & -(F_{Fk}) \sin(\alpha) \cdot l_{32} - \frac{F_{Fk} \sin(\alpha) \cdot l_{42} \cos(\alpha) \cdot l_{32}}{\cos(\alpha) \cdot l_{42}} - \frac{F_{Cx} \sin(\alpha) \cdot l_{41} \cos(\alpha) \cdot l_{32}}{\cos(\alpha) \cdot l_{42}} - \frac{F_{Cy} \cos(\alpha) \cdot l_{41} \cos(\alpha) \cdot l_{32}}{\cos(\alpha) \cdot l_{42}} + \frac{F_{Fk} \sin(\alpha) \cdot l_{44} \cos(\alpha) \cdot l_{32}}{\cos(\alpha) \cdot l_{42}} + \frac{F_{Fk} \cos(\alpha) \cdot l_{43} \cos(\alpha) \cdot l_{32}}{\cos(\alpha) \cdot l_{42}} - \frac{F_{Fk} \tan(\beta) \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{44} \cos(\alpha) \cdot l_{32}}{\cos(\alpha) \cdot l_{42}} + \frac{F_{Fk} \tan(\beta) \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{43} \cos(\alpha) \cdot l_{32}}{\cos(\alpha) \cdot l_{42}} + (F_{Fk}) \sin(\alpha) (l_{32} + l_{33}) - F_{Fk} \cos(\alpha) \cdot l_{34} + F_{Fk} \tan(\beta) \cos(\alpha) (l_{32} + l_{33}) + F_{Fk} \tan(\beta) \sin(\alpha) \cdot l_{34} - (F_{Dn}) \cos(\alpha) \cdot l_{31} = 0 \\
 & -(F_{Fk}) \sin(\alpha) \cdot l_{32} - F_{Fk} \sin(\alpha) \cdot l_{32} - \frac{F_{Cx} \sin(\alpha) \cdot l_{41} \cdot l_{32}}{l_{42}} - \frac{F_{Cy} \cos(\alpha) \cdot l_{41} \cdot l_{32}}{l_{42}} + \frac{F_{Fk} \sin(\alpha) \cdot l_{44} \cdot l_{32}}{l_{42}} + \frac{F_{Fk} \cos(\alpha) \cdot l_{43} \cdot l_{32}}{l_{42}} - \frac{F_{Fk} \tan(\beta) \cdot l_{44} \cos(\alpha) \cdot l_{32}}{l_{42}} + \frac{F_{Fk} \tan(\beta) \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{43} \cdot l_{32}}{l_{42}} + (F_{Fk}) \sin(\alpha) (l_{32} + l_{33}) - F_{Fk} \cos(\alpha) \cdot l_{34} + F_{Fk} \tan(\beta) \cos(\alpha) (l_{32} + l_{33}) + F_{Fk} \tan(\beta) \sin(\alpha) \cdot l_{34} - (F_{Dn}) \cos(\alpha) \cdot l_{31} = 0 \\
 & -(F_{Fk}) \sin(\alpha) \cdot l_{32} - F_{Fk} \sin(\alpha) \cdot l_{32} + \frac{F_{Fk} \sin(\alpha) \cdot l_{44} \cdot l_{32}}{l_{42}} + \frac{F_{Fk} \cos(\alpha) \cdot l_{43} \cdot l_{32}}{l_{42}} - \frac{F_{Fk} \tan(\beta) \cdot l_{44} \cos(\alpha) \cdot l_{32}}{l_{42}} + \frac{F_{Fk} \tan(\beta) \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{43} \cdot l_{32}}{l_{42}} + (F_{Fk}) \sin(\alpha) (l_{32} + l_{33}) - F_{Fk} \cos(\alpha) \cdot l_{34} + F_{Fk} \tan(\beta) \cos(\alpha) (l_{32} + l_{33}) + F_{Fk} \tan(\beta) \sin(\alpha) \cdot l_{34} = \frac{F_{Cx} \sin(\alpha) \cdot l_{41} \cdot l_{32}}{l_{42}} + \frac{F_{Cy} \cos(\alpha) \cdot l_{41} \cdot l_{32}}{l_{42}} + (F_{Dn}) \cos(\alpha) \cdot l_{31} \\
 & F_{Fk} \left[-\sin(\alpha) \cdot l_{32} - \sin(\alpha) \cdot l_{32} + \frac{\sin(\alpha) \cdot l_{44} \cdot l_{32}}{l_{42}} + \frac{\cos(\alpha) \cdot l_{43} \cdot l_{32}}{l_{42}} - \frac{\tan(\beta) \cdot l_{44} \cos(\alpha) \cdot l_{32}}{l_{42}} + \frac{\tan(\beta) \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{43} \cdot l_{32}}{l_{42}} + \sin(\alpha) (l_{32} + l_{33}) - \cos(\alpha) \cdot l_{34} + \tan(\beta) \cos(\alpha) (l_{32} + l_{33}) + \tan(\beta) \sin(\alpha) \cdot l_{34} \right] = \frac{F_{Cx} \sin(\alpha) \cdot l_{41} \cdot l_{32}}{l_{42}} + \frac{F_{Cy} \cos(\alpha) \cdot l_{41} \cdot l_{32}}{l_{42}} + (F_{Dn}) \cos(\alpha) \cdot l_{31} \\
 & F_{Fk} = \frac{\frac{F_{Cx} \sin(\alpha) \cdot l_{41} \cdot l_{32}}{l_{42}} + \frac{F_{Cy} \cos(\alpha) \cdot l_{41} \cdot l_{32}}{l_{42}} + (F_{Dn}) \cos(\alpha) \cdot l_{31}}{-\sin(\alpha) \cdot l_{32} - \sin(\alpha) \cdot l_{32} + \frac{\sin(\alpha) \cdot l_{44} \cdot l_{32}}{l_{42}} + \frac{\cos(\alpha) \cdot l_{43} \cdot l_{32}}{l_{42}} - \frac{\tan(\beta) \cdot l_{44} \cos(\alpha) \cdot l_{32}}{l_{42}} + \frac{\tan(\beta) \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{43} \cdot l_{32}}{l_{42}} + \sin(\alpha) (l_{32} + l_{33}) - \cos(\alpha) \cdot l_{34} + \tan(\beta) \cos(\alpha) (l_{32} + l_{33}) + \tan(\beta) \sin(\alpha) \cdot l_{34}}
 \end{aligned}$$

Příloha II:

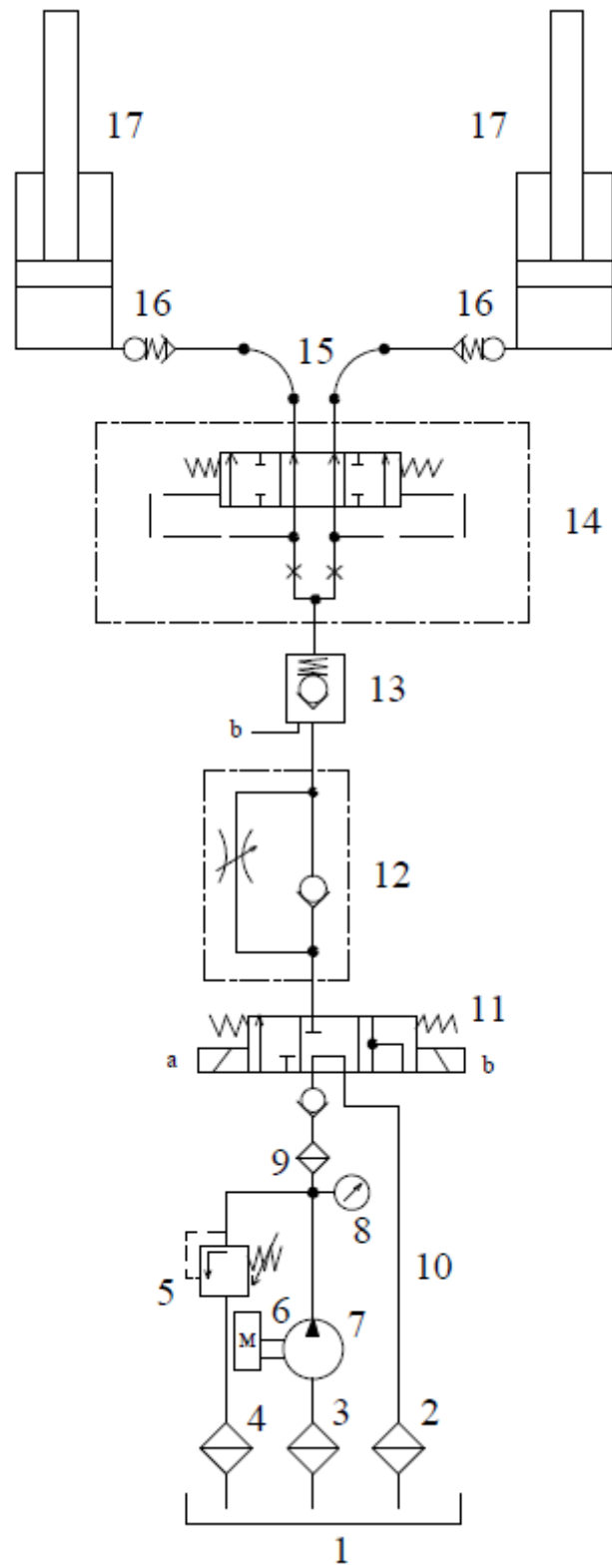
Vyjádření sil ve vazbách

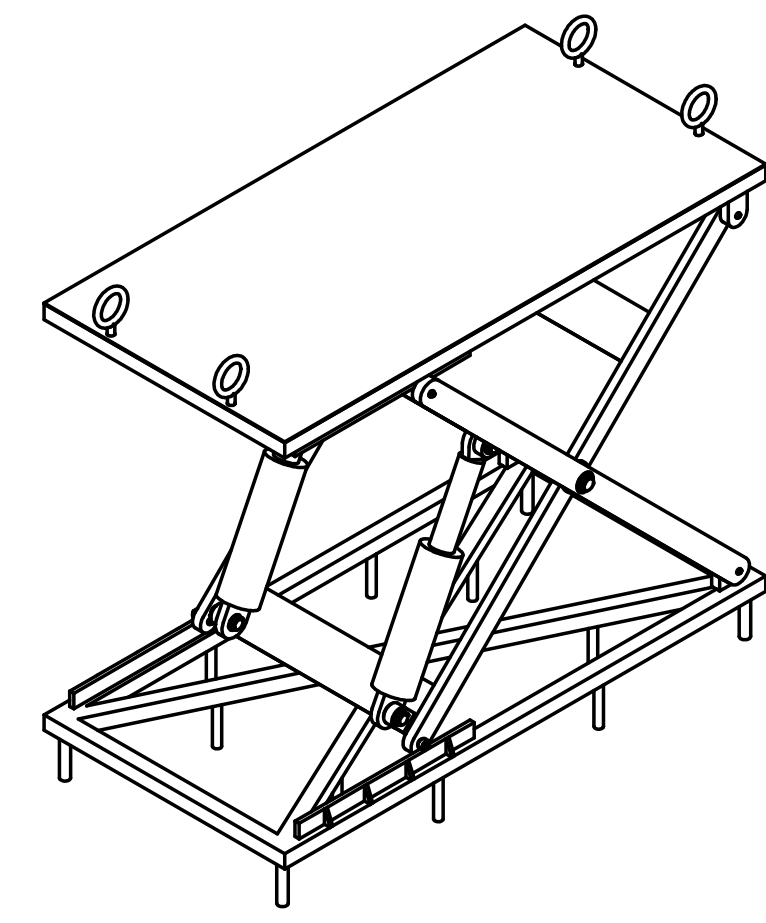
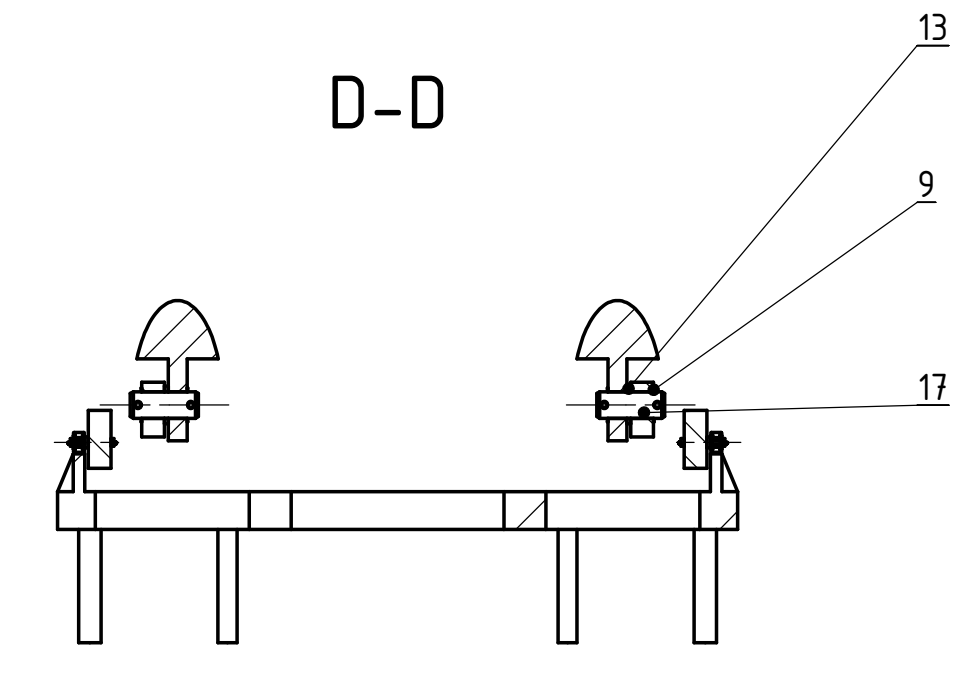
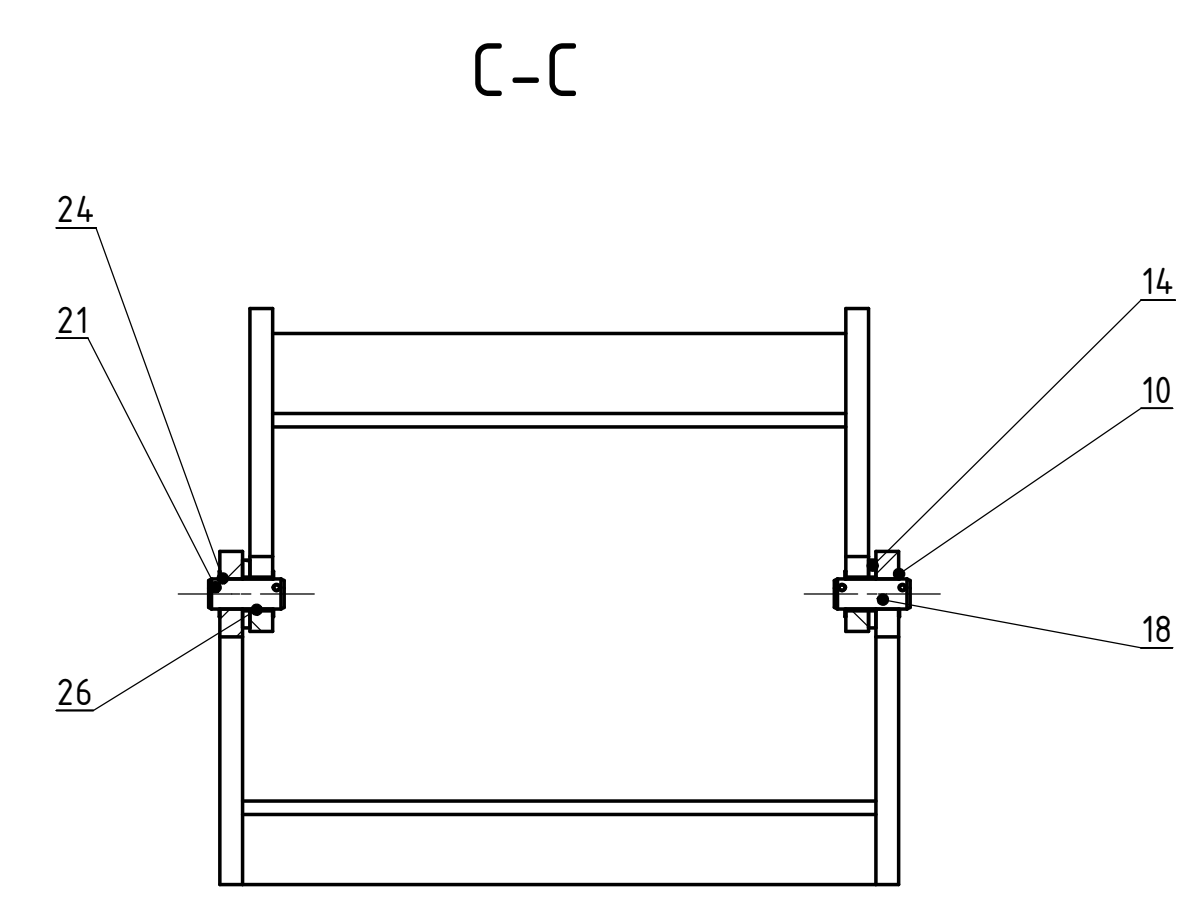
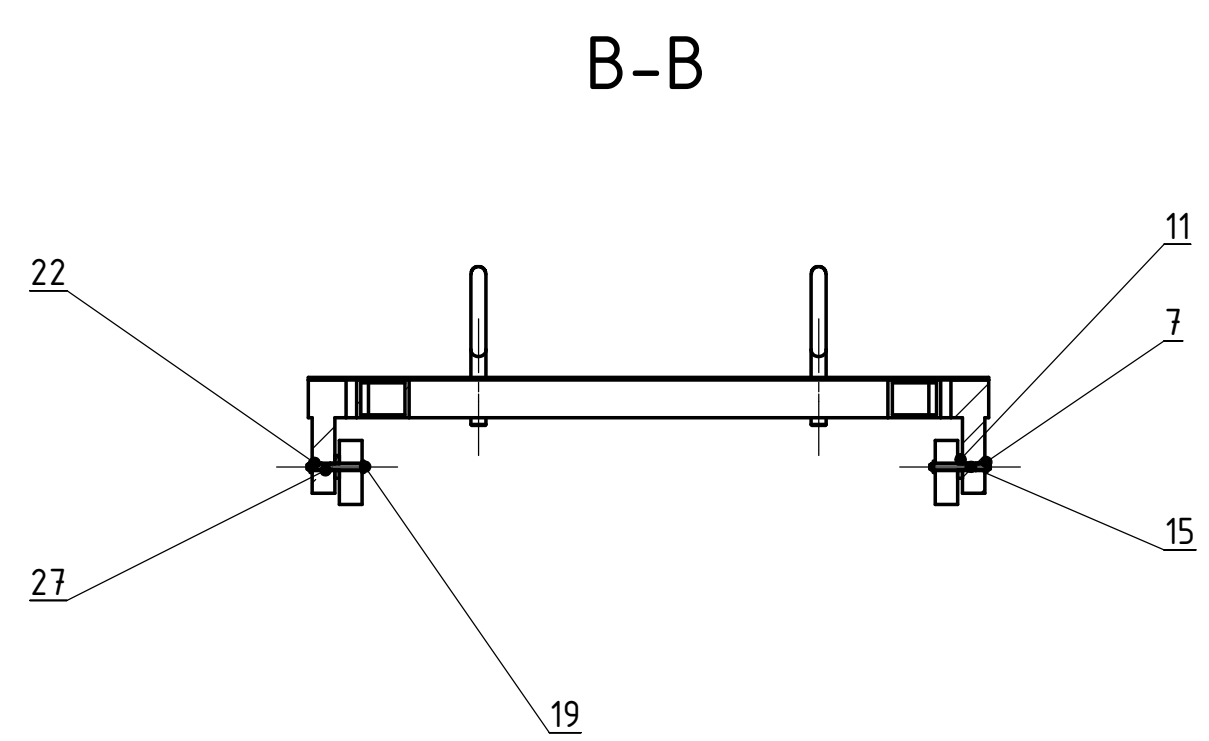
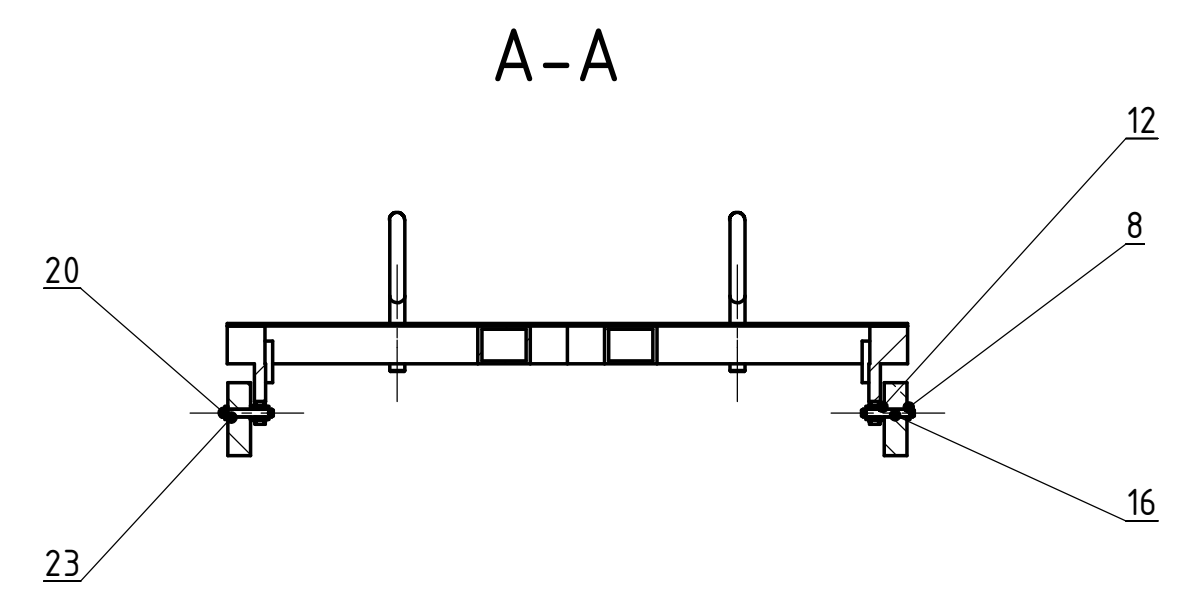
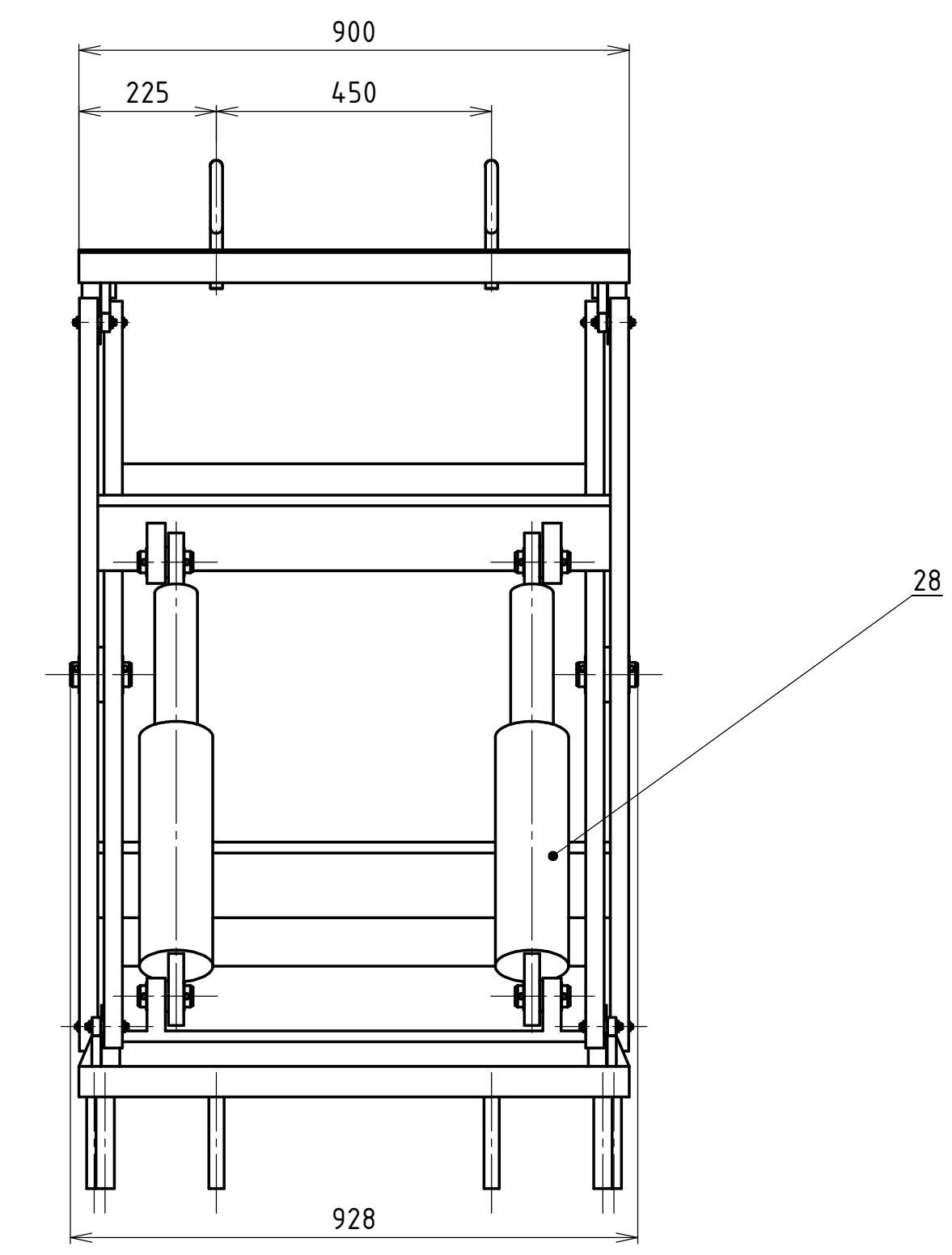
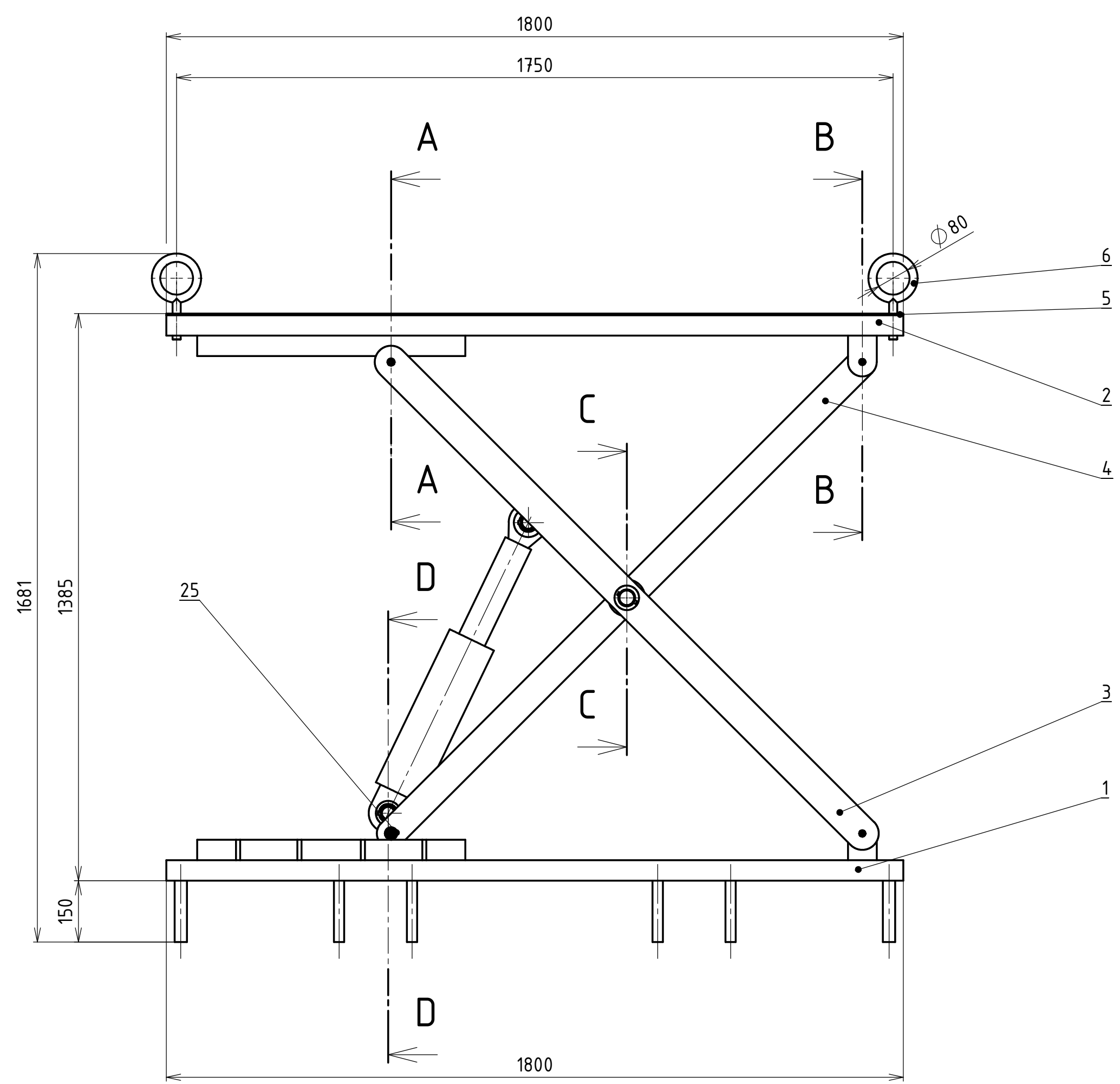
Hodnoty závislé na velikosti zdvihu [N]

	Minimální zdvih	Maximální zdvih
F_{Ax}	0	0
F_{Ay}	2 353,596	863,786
F_{Bn}	2 353,596	3 843,406
F_{Cx}	0	0
F_{Cy}	2 353,596	863,786
F_{Dn}	2 353,956	3 843,406
F_{Ex}	-40 519,224	-2 840,288
F_{Ey}	10 318,502	7 971,269
F_{Fx}	40 519,224	2 840,288
F_{Fy}	10 318,502	7 971,269
F_{Gx}	40 519,224	2 840,288
F_{Gy}	-10 318,502	-4 991,648

Příloha III:

Návrh hydraulického obvodu [1][20].





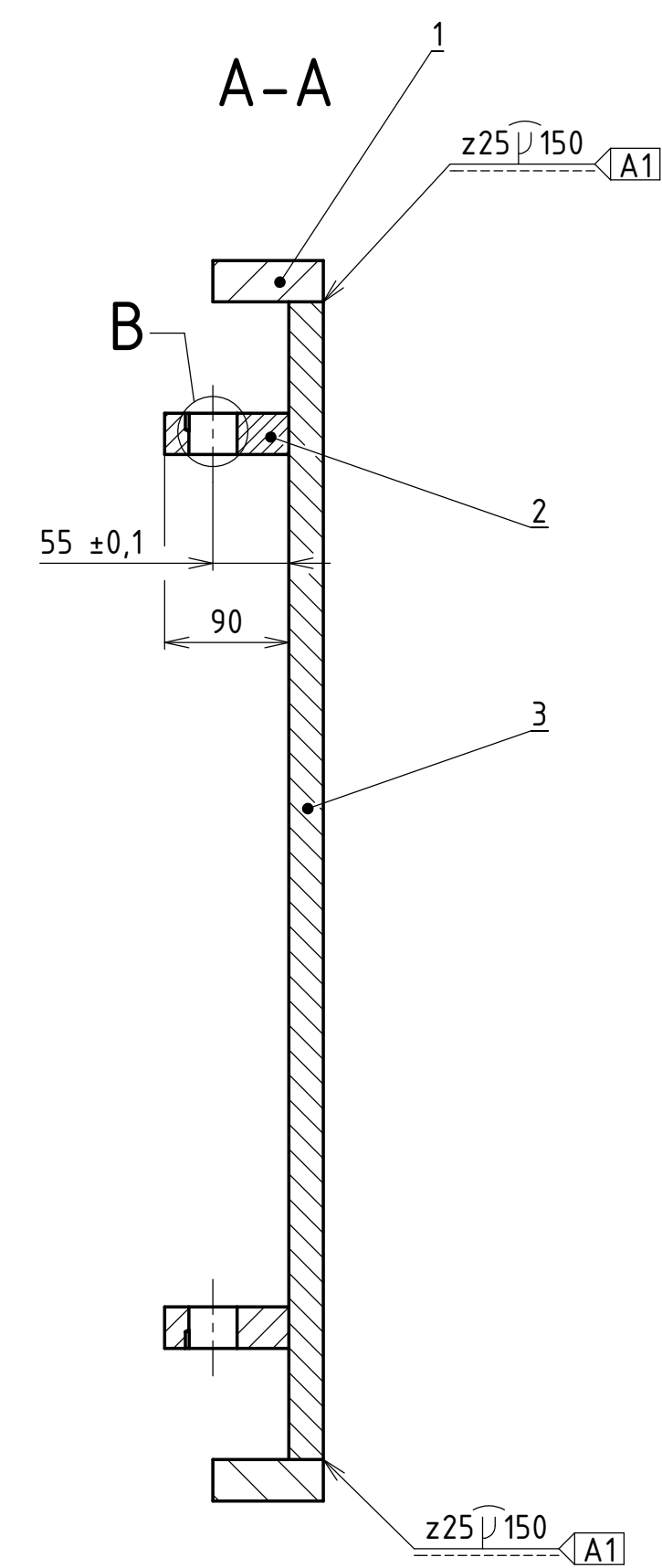
Struktura povrchu:	Hrany:	Měřítka 1:10	Přesnost ISO 2768-mH Tolerování ISO 8015 Promítání $\angle 10^\circ$
Materiál:	Položovar	Hmotnost 576,83 kg	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016
Druh dokumentu	VÝKRES SESTAVY	Název	MANIPULAČNÍ PLOŠINA
Kreslil	TOMÁŠ BÁBEK	Číslo dokumentu	0-BP/TB-00/00
Schválil			List /
Datum vydání	26.5.2016		

Číslo polož.	Název - označení	Polotovár	Hmot.	J	Množ.
	Výkres - norma	Materiál			
1	RÁM		191	kg	1
	1-BP/TB-03/00	1.0038			
2	PLOŠINA		152	kg	1
	1-BP/TB-02/00	1.0038			
3	RAMENO 3		113	kg	1
	1-BP/TB-01/00	1.0038			
4	RAMENO 4		100	kg	1
	1-BP/TB-04/00	1.0038			
5	PLECH PLOŠINY	900 x 3	5	kg	1
	2-BP/TB-05/00	1.0038			
6	OKO	20 ČSN 42 5510	0,5	kg	4
	4-BP/TB-06/00	1.0038			
7	PODLOŽKA 9-2,5			kg	8
	4-BP/TB-07/00				
8	PODLOŽKA 11-3,9			kg	8
	4-BP/TB-08/00				
9	PODLOŽKA 36-1			kg	8
	4-BP/TB-09/00				
10	PODLOŽKA 41-1			kg	4
	4-BP/TB-10/00				
11	DISTANČNÍ KROUŽEK 10-6			kg	4
	4-BP/TB-11/00				
12	DISTANČNÍ KROUŽEK 11-5			kg	4
	4-BP/TB-12/00				
13	DISTANČNÍ KROUŽEK 36-5			kg	4
	4-BP/TB-13/00				
14	DISTANČNÍ KROUŽEK 44-10			kg	2
	4-BP/TB-14/00				
15	ČEP 8x80x2 B ISO 2340 - 1.0050			kg	4
16	ČEP 10x70x3,2 B ISO 2340 - 1.0050			kg	4

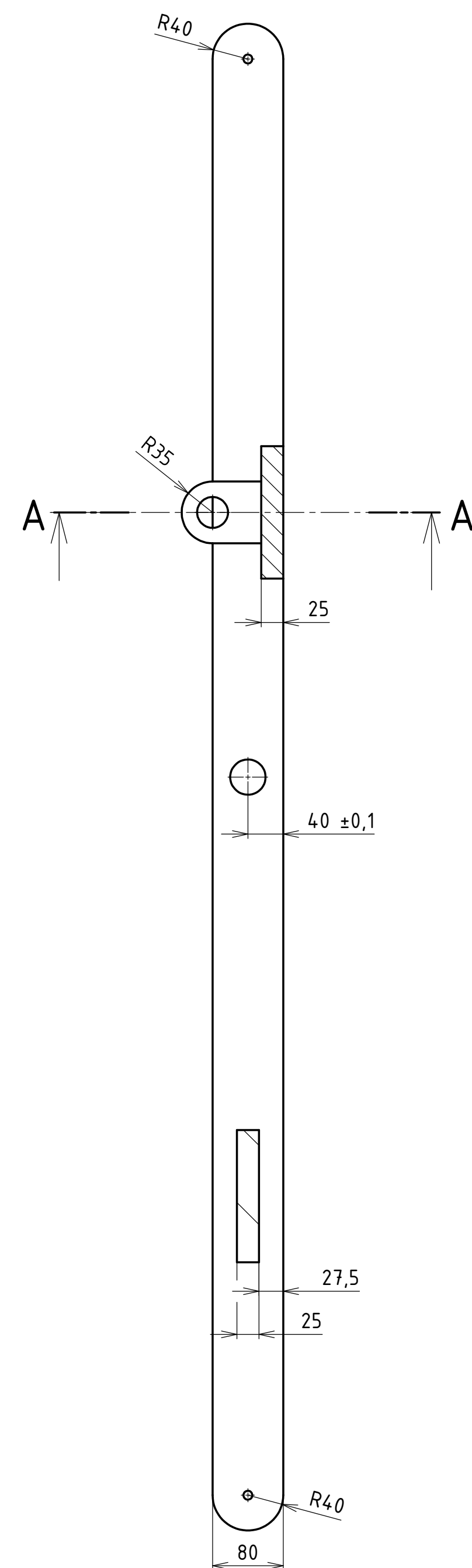
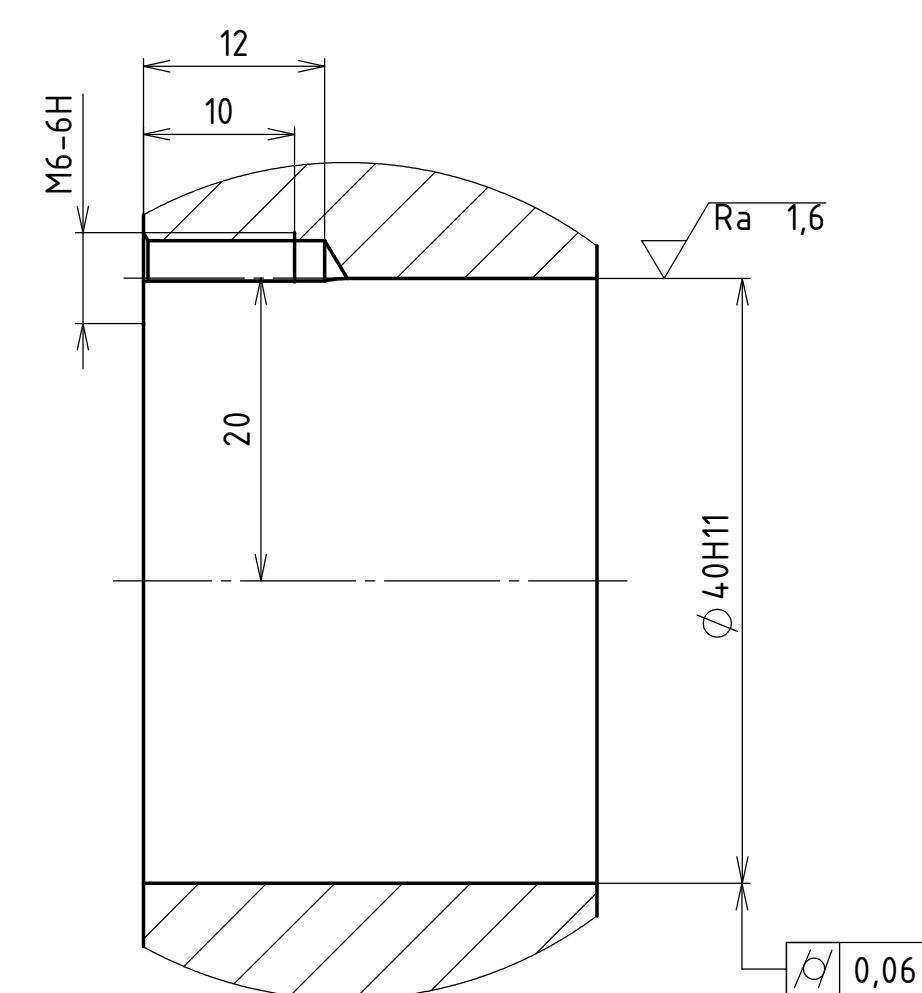
	Druh dokumentu	SEZNAM POLOŽEK	Název	MANIPULAČNÍ PLOŠINA	
	Kreslil	TOMÁŠ BÁBEK	Číslo dokumentu		4-BP/TB-00/01
	Schválil				
	Datum vydání	26.5.2016			
				List 2/3	

Číslo polož.	Název - označení	Polotovár	Hmot.	J	Množ.
	Výkres - norma	Materiál			
17	ČEP 35x90x8 - 1.2307			kg	4
18	ČEP 40x100x8 B ISO 2340 - 1.1170			kg	2
19	ZÁVLAČKA 2x10 ISO 1234 1.0028			kg	8
20	ZÁVLAČKA 3,2x14 ISO 1234 1.0028			kg	8
21	ZÁVLAČKA 8x40 ISO 1234 1.0028			kg	12
22	ŠROUB M3x8 ISO 7436 -14h			kg	4
23	ŠROUB M4x8 ISO 7436 -14h			kg	4
24	ŠROUB M6x10 ISO 7436 -14h			kg	6
25	NATV 10 OPĚRNÁ POJEZDNÁ KLADKA	SKF		kg	2
26	4040 COB 01 KLUZNÉ LOŽISKO	VK LOŽISKA		kg	2
27	0812 COB 01. KLUZNÉ LOŽISKO	VK LOŽISKA		kg	6
28	ZH-PL PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR	HYDRAULICS		kg	2

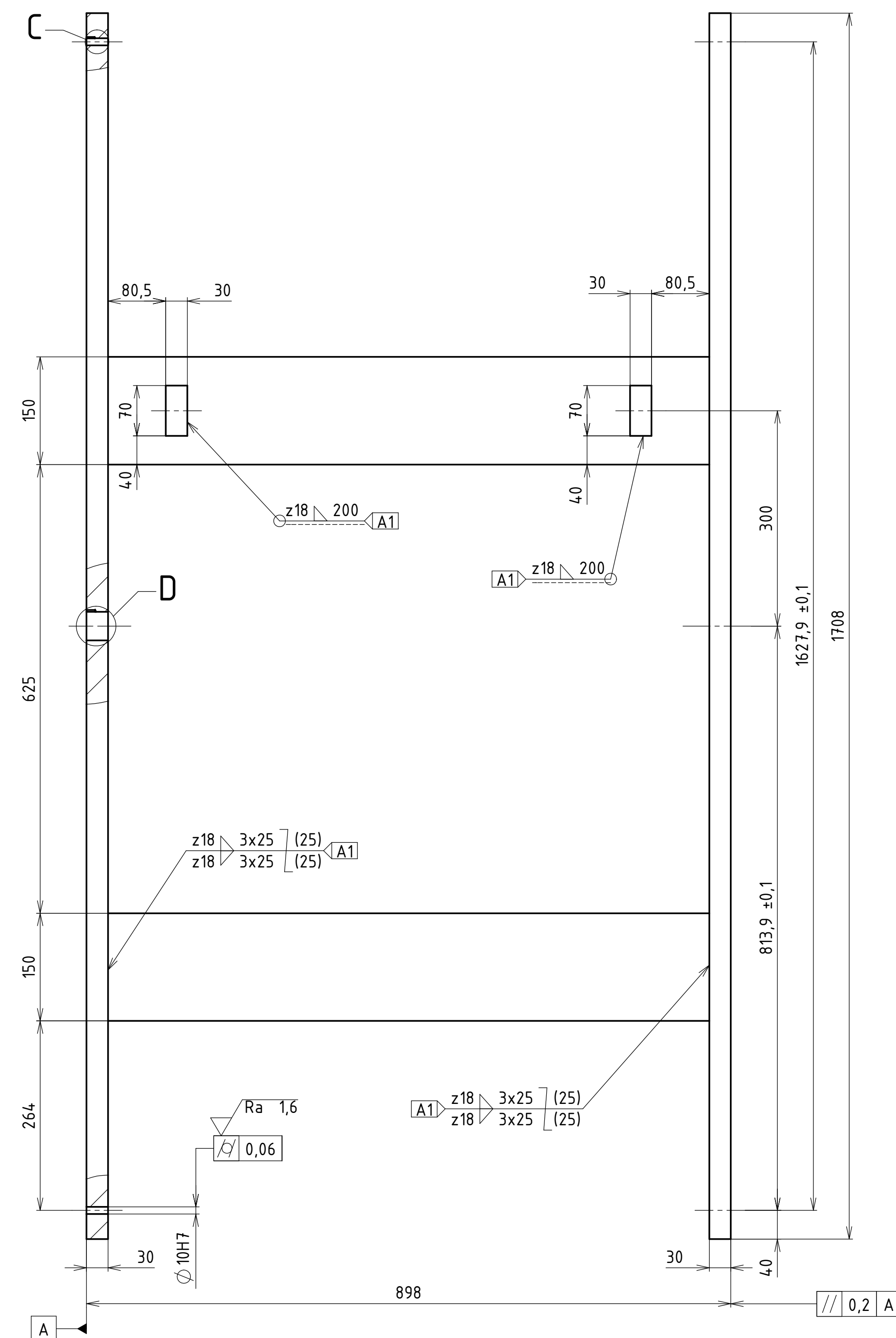
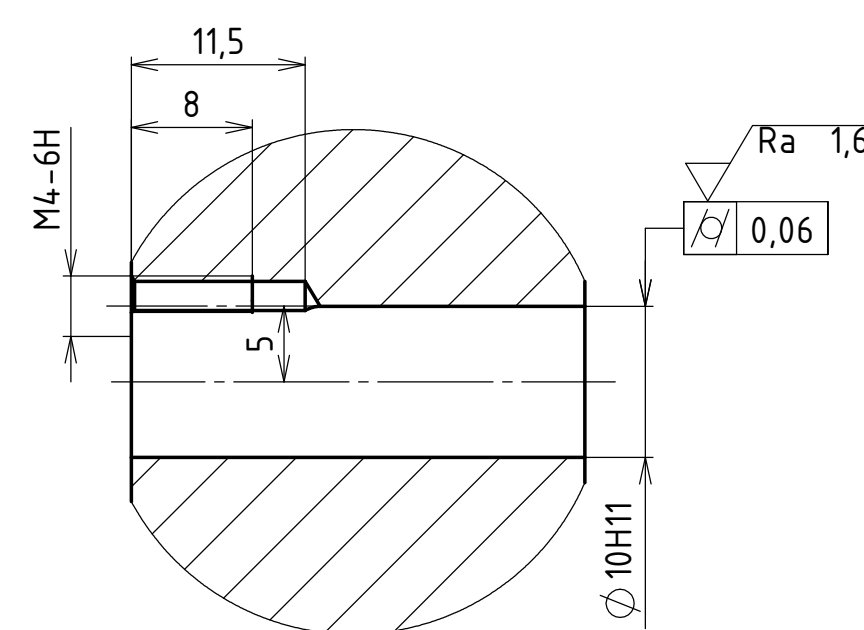
	Druh dokumentu	SEZNAM POLOŽEK	Název	MANIPULAČNÍ PLOŠINA
	Kreslil	TOMÁŠ BÁBEK	Číslo dokumentu	
	Schválil			
	Datum vydání	26.5.2016		List 3/3



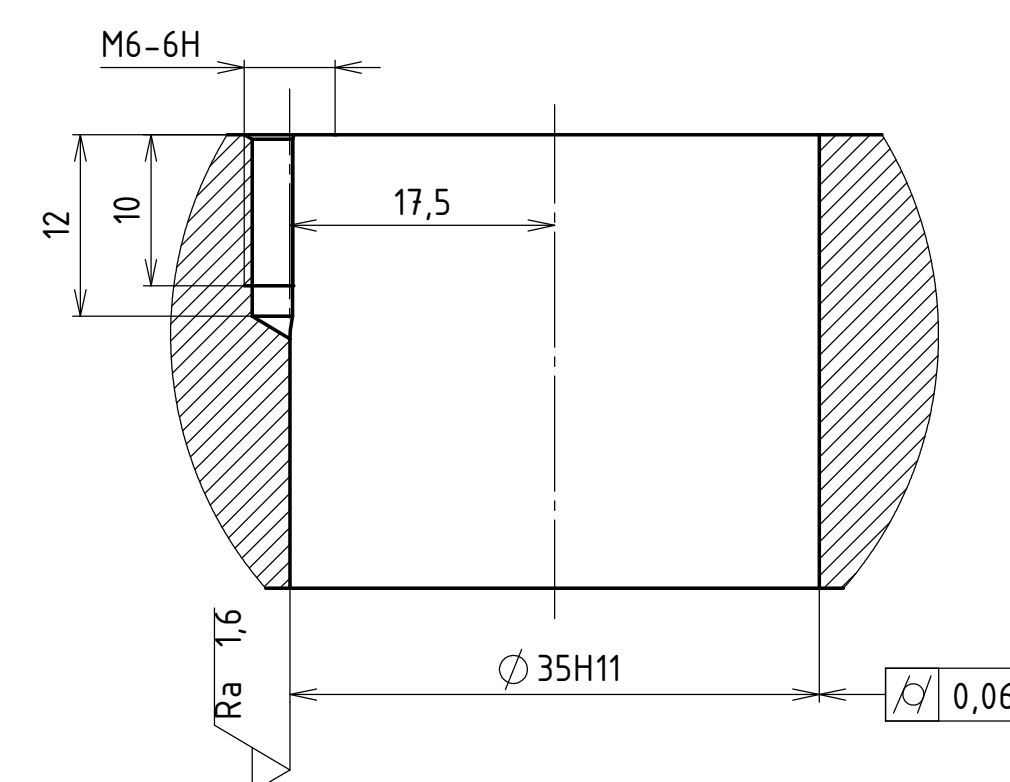
D (2:1)



C (2:1)



B (2:1)



OTRYSKÁNO
ZÍHANO KE SNÍŽENÍ ZBYTKOVÉHO NAPĚTÍ
CELKOVÁ DÉLKA SVARŮ z25 √ 300
CELKOVÁ DÉLKA SVARŮ z18 √ 700

A1
ČSN EN ISO 4063 - 111
ČSN EN ISO 5817 - B
ČSN EN ISO 6947 - PB
ČSN EN ISO 2560 - E 38 3 B 42 H10

Struktura povrchu: Ra 3,2 (✓)	Hrany: -0,3 / +0,3	Měřítka 1:5	Přesnost ISO 2768-mH Tolerování ISO 8015 Promítání
Materiál	Položovar	Hmotnost 113 kg	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016
Druh dokumentu Kreslil Schválil Datum vydání	VÝKRES SVARKU TOMÁŠ BÁBEK	Název RAMENO 3 Číslo dokumentu 1-BP/TB-01/00	
		26.5.2016	1 / 2

Číslo polož.	Název - označení	Polotovar	Hmot.	J	Množ.
	Výkres - norma	Materiál			
1	TYČ PLOCHÁ 80x30-1715 Z	FERONA	32,2	kg	2
	ČSN EN 10058	1.0038			
2	TYČ PLOCHÁ 70x30-100 Z	FERONA	1,65	kg	2
	ČSN EN 10058	1.0038			
3	TYČ PLOCHÁ 150x25-155	FERONA	4,56	kg	2
	ČSN EN 10058	1.0038			
4	OBALENÁ ELEKTRODA E-B 121			kg	
	ČSN EN 2560 - E 38 3 B 42 H10				

	Druh dokumentu	SEZNAM POLOŽEK	Název	RAMENO 3
	Kreslil	TOMÁŠ BÁBEK		
	Schválil		Číslo dokumentu	4-BP/TB-01/01
	Datum vydání	26.5.2016	List	