



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh zdviže s integrovaným válečkovým
dopravníkem**

Design of lift with roller conveyor

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2018

Adam BUREŠ

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Bureš** Jméno: **Adam** Osobní číslo: **457643**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh zdviže s integrovaným válečkovým dopravníkem

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Lift with Roller Conveyor

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte koncept konstrukčního řešení zdviže s integrovaným válečkovým dopravníkem. Konstrukční řešení zpracujte ve 3D včetně základních výpočtů důležitých částí. Přizpůsobte konstrukci s ohledem na technologii výroby v TMT. Vytvořte zjednodušený 2D konceptní výkres sestavy. Technické parametry zdviže: výška zdvihu : 465 mm, horní dopravní výška je 700 mm nad podlahou, dopravované břemeno - transportní paleta na autosedačky, rozměry půdorysně cca 592x810 mm (592=šířka dopravy), hmotnost břemene -100 kg (paleta+sedačky), čas cyklu - 18 sekund Stručná osnova zadání: 1.Řešení zaměřena na zdviže a válečkové dopravníky vč. jejich základních konstrukčních uzlů 2. Konceptní návrh více variant řešení zdviže s dopravníkem 3.Výběr vhodné varianty řešení 4.Řešení konstrukce včetně nezbytných návrhových a kontrolních výpočtů. 5.Konceptní zpracování 3D modelu navržené konstrukce 6.Vypracování 2D dokumentace v rozsahu konceptního výkresu sestavy Rozsah grafické části: 1.3D konceptní model řešení 2.2D sestavný výkres konceptu řešení Specifikace textové části: 1.komentář ke konstrukčnímu řešení jednotlivých celků 2.min. rozsah 30 stran vč. obrázků + přílohy

Seznam doporučené literatury:

Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení. SNTL Praha, 1976
Dražan, F., Voštová, V., Jeřábek, K., Brand, M.: Teorie a stavba dopravníků. Ediční středisko ČVUT Praha, 1983
Cvekl, Z.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, VŠ skriptum, ediční středisko ČVUT Praha 1984

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jiří Mrázek, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2018** Termín odevzdání bakalářské práce: **14.06.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

_____ Datum převzetí zadání

_____ Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně a s použitím pramenů a literatury, uvedených v seznamu citovaných vzorů

V Praze dne 13. 6. 2018

.....

Podpis

Poděkování

Chtěl bych především poděkovat panu Ing. Jiřímu Mrázkovi Ph.D. za jeho odborné vedení, podnětné rady a projevenou trpělivost při zpracování této bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval společnosti T M T spol. s r.o. Chrudim za umožnění zpracování této práce. A v neposlední řadě bych rád poděkoval rodině a kamarádům za podporu během studia a zpracování této bakalářské práce.

Anotační list

Jméno autora:	Adam Bureš
Název BP:	Návrh zdviže s integrovaným válečkovým dopravníkem
Anglický název:	Design of lift with roller conveyor
Rok:	2018
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jiří Mrázek Ph.D.
Konzultant:	Ing. Jiří Mrázek Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 50 počet obrázků 40 počet tabulek 2 počet příloh 1
Klíčová slova:	dopravník, váleček, nůžkový mechanismus, zdviž, hydrostatický lineární aktuátor
Keywords:	conveyor, roller, scissor mechanism, lift, hydrostatic linear actuator
Anotace:	Tato bakalářská práce se zabývá návrhem zdviže s integrovaným válečkovým dopravníkem. Obsahem teoretické části je popis jednotlivých druhů zdviží, rozdělených dle typu mechanismu zdvihu a typu pohonu. Konstrukční část je věnována návrhu důležitých částí zdviže, tedy válečkové trati, nůžkovému mechanismu, pohonu, základovému rámu a oplocení.
Abstract:	This bachelor thesis deals with design of lift with an integrated roller conveyor. The content of the theoretical part is a description of the individual types of lifts, divided by the type of the mechanism stroke and the type of the drive. The construction part is devoted to the design of important parts of the lift, namely the roller track, the scissor mechanism, the drive, the base frame and the fencing.

OBSAH

ÚVOD.....	8
1 TEORETICKÁ ČÁST.....	9
1.1 DRUHY MECHANISMŮ ZDVIHU.....	9
1.1.1 NŮŽKOVÝ ZVEDÁK.....	9
1.1.2 SLOUPOVÝ ZVEDÁK.....	10
1.1.3 PÍSTOVÝ ZVEDÁK.....	11
1.1.4 PARALELOGRAM.....	11
1.2 DRUHY POHONŮ.....	12
1.2.1 PNEUMATICKÝ.....	12
1.2.2 HYDRAULICKÝ.....	12
1.2.3 HYDROSTATICKÝ LINEÁRNÍ AKTUÁTOR.....	13
1.2.4 LINEÁRNÍ OSA S POHYBOVÝM ŠROUBEM.....	13
1.2.5 LINEÁRNÍ OSA S ŘEMENEM.....	14
1.2.6 LINEÁRNÍ OSA S OZUBENÝM HŘEBENEM.....	15
1.2.7 TLAČNÉ ŘETĚZY.....	15
2 KONSTRUKČNÍ ČÁST.....	16
2.1 VÁLEČKOVÁ TRATĚ.....	16
2.1.1 VOLBA VÁLEČKŮ.....	17
2.1.2 VÝPOČET VÁLEČKOVÉ TRATI.....	20
2.2 NŮŽKOVÝ MECHANISMUS.....	22
2.2.1 VÝPOČET SIL VE VAZBÁCH NŮŽKOVÉHO MECHANISMU.....	23
2.2.1.1 ZVEDÁK V HORNÍ POLOZE.....	24
2.2.1.2 ZVEDÁK V DOLNÍ POLOZE.....	27
2.2.2 KONTROLA ČEPŮ.....	30
2.2.2.1 ČEP VE VAZBÁCH A, C.....	30
2.2.2.2 ČEP VE VAZBÁCH B, D.....	32

2.2.2.3	ČEP VE VAZBĚ E – STŘEDOVÝ ČEP	33
2.3	HYDROSTATICKÝ LINEÁRNÍ AKTUÁTOR.....	34
2.4	ZÁKLADOVÝ RÁM	38
2.5	OPLOCENÍ.....	38
ZÁVĚR		40
SEZNAM ZDROJŮ		42
SEZNAM OBRÁZKŮ		45
SEZNAM TABULEK		47
SEZNAM PŘÍLOH		48
SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ		49

ÚVOD

Téma mé bakalářské práce bylo zadáno firmou TMT spol. s.r.o. Chrudim (dále jen TMT). Firma TMT se zabývá konstrukcí, výrobou a distribucí technologických dopravních celků, distribucí zařízení pro technologickou a mezioperační dopravu sypkých a kusových materiálů. Cílem této bakalářské práce je návrh zdviže s integrovaným válečkovým dopravníkem pro transportní paletu na autosedačky.

V teoretické části bakalářské práce nejprve budu popisovat základní rozdělení zdviží z hlediska druhu mechanismu zdvihu. Dále se budu věnovat rozdělení zdviží z hlediska typů pohonů. Dostupných variant na trhu je nepřehledné množství, já se tedy budu snažit vybrat ty hlavní z nich.

V konstrukční části se budu zabývat hlavními částmi zdviže, tedy válečkovou tratí, nůžkovým mechanismem, základovým rámem, oplocením a pohonem. Oproti běžnému hydraulickému pohonu zde bude navrhnout hydrostatický lineární aktuátor. Cílem je vytvoření konstrukčního řešení ve 3D a vypracování 2D dokumentace v rozsahu koncepčního výkresu sestavy. Celá konstrukce bude přizpůsobena s ohledem na technologii výroby v TMT.

1 TEORETICKÁ ČÁST

Zdviž neboli zvedák je zařízení, které slouží ke zvedání kusových břemen do požadované výšky. Zdviže můžeme dělit podle různých hledisek. Základní dělení je z hlediska typu mechanismů zdvihu a typu pohonů. Právě na tyto dvě dělení se zaměřím v této kapitole.

1.1 DRUHY MECHANISMŮ ZDVIHU

Obsahem této kapitoly bude dělení zdviže z hlediska typu mechanismu zdvihu. Detailněji se zde tedy zaměřím na nůžkový zvedák, sloupový zvedák, pístový zvedák a paralelogram.

1.1.1 NŮŽKOVÝ ZVEDÁK

Termín “nůžkový“ pochází z mechanické konfigurace, která je založena na spojených skládacích podpěrách, které jsou uspořádány do tvaru, připomínající písmeno “X“. Vertikální posuv plošiny se dosáhne aplikací síly na jednu z podpěr, což má za následek rozšíření nůžkového mechanismu. Síla pro rozšíření nůžkového mechanismu může být vyvolána hydraulicky, pneumaticky nebo mechanicky [1]. Nůžkový zvedák se skládá ze spodního základového rámu, ramen, horní plošiny a pohonné jednotky. Výhodou tohoto řešení je vysoký rozsah pracovní výšky (lze použít jednoduchý či vícelůžkový mechanismus) a robustní konstrukce. Nůžkové zvedáky mohou být buď mobilní, umístěné na podlahu nebo pod podlahu [2].



Obr. 1 Mobilní zvedák [2]



Obr. 2 Zvedák umístěný na podlahu [2]



Obr. 3 Zvedák umístěný pod podlahu [2]

1.1.2 SLOUPOVÝ ZVEDÁK

Sloupové zvedáky se nejčastěji používají v automobilovém průmyslu. Díky své konstrukci mají vysokou nosnost, dlouhou životnost a kvalitní systém zdvihu. Většina těchto zvedáků se kotví do země, nejlépe pomocí chemických kotev. Sloupové zvedáky můžeme dělit na jednosloupové, dvousloupové a čtyřsloupové [3]. Tyto zvedáky mohou být poháněny buď elektromechanicky nebo elektrohydraulicky. Maximální nosnost jednosloupového zvedáku může být až 2,5 tuny, u čtyřsloupového až 8,5 tuny [4].



Obr. 4 Jednosloupový zvedák [4]



Obr. 5 Dvousloupový zvedák [4]

1.1.3 PÍSTOVÝ ZVEDÁK

Pístový zvedák se obvykle skládá ze zvedací jednotky (válec s pístem, hydraulický agregát a ovládací skříň), ze zvedací/nosné konstrukce a instalační kazety nebo rámu. Hlavní výhodou tohoto zvedáku je poměrně vysoká nosnost a úspora místa. Ovšem velkou nevýhodou je, že se tyto zvedáky instalují do ocelových a vodotěsných kazet, které jsou umístěny pod úrovní podlahy [5].



Obr. 6 Pístový zvedák [6]

1.1.4 PARALELOGRAM

Slovník cizích slov uvádí, že paralelogram je „dvojklikový typ čtyřkloubého mechanismu, ve kterém se obě hlavní části otáčejí o plný úhel v souhlasném smyslu“ [7]. Většina paralelogramových zvedáků se skládá ze dvou ramp, které jsou spojeny nosnými rameny pomocí rotačních vazeb. Tento typ zdvihu je poháněn elektrohydraulickou pohonnou jednotkou. Nevýhodou je, že se tento systém při zdvihu pohybuje i horizontálně [8].



Obr. 7 Paralelogram [9]

1.2 DRUHY POHONŮ

Obsahem této kapitoly bude dělení zdviže z hlediska typu pohonu. Konkrétně se zde zaměřím na pneumatický pohon, hydraulický pohon, hydrostatický lineární aktuátor, lineární osu s pohybovým šroubem, lineární osu s řemenem, lineární osu s ozubeným hřebenem a tlačné řetězy.

1.2.1 PNEUMATICKÝ

Pneumatický pohon lze využít v místech, kde je zaveden stlačený vzduch. Stlačený vzduch dodává pístový kompresor. Výhodou tohoto pohonu je pružnost řízení, jelikož vzduch je dobře stlačitelný [13]. Nejčastějším provedením je měchový pneumatický pohon, u kterého stlačený vzduch nafukuje přímo měch. Měchový pohon je lehký a cenově výhodný [11]. Další variantou pneumatického pohonu je pneumatický válec, který je zobrazen na obr. 9.



Obr. 8 Zvedák s měchovým pneumatickým pohonem [12]



Obr. 9 Pneumatický válec[32]

1.2.2 HYDRAULICKÝ

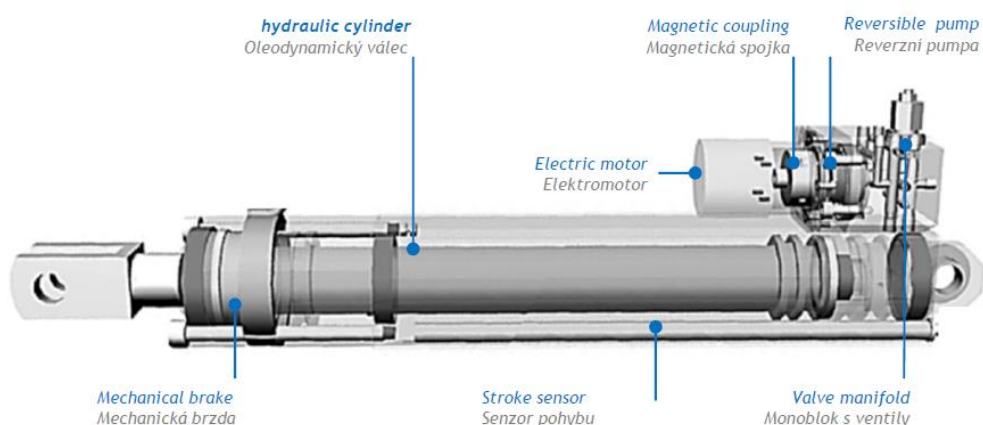
Jde o hydraulický systém, kde rotační čerpadlo poháněné elektromotorem dodává tlakový olej hydromotoru, který předává kinetickou energii. Hydraulický převod je obvykle plynule proměnný. Hydromotor je hydraulický válec, jehož píst koná přímočarý vratný pohyb, působící na příslušný mechanismus [13].



Obr. 10 Zvedák s hydraulickým pohonem [14]

1.2.3 HYDROSTATICKÝ LINEÁRNÍ AKTUÁTOR

Hydrostatický lineární aktuátor je systém skládající se z oleodynamického válce, který obsahuje všechny potřebné komponenty sloužící k jeho správné funkci. Pumpa (s ozubením či radiálními písty), elektromotor (klasický či brushless), ventily a potřebný olej, jsou integrované uvnitř každé jednotky. Pro aktivaci samotného systému je zapotřebí pouze připojení elektromotoru k elektrické energii [15].



Obr. 11 Hydrostatický lineární aktuátor [15]

1.2.4 LINEÁRNÍ OSA S POHYBOVÝM ŠROUBEM

Nejčastěji se můžeme setkat s kuličkovými šrouby. Jsou totiž efektivním konstrukčním prvkem pohybových strojů, který slouží k převodu rotačního pohybu na lineární (přímočarý). Výhodou kuličkových šroubů je vyšší účinnost a vyšší životnost než u trapézových závitů [16].



Obr. 12 Zvedák s pohybovým šroubem [17]

1.2.5 LINEÁRNÍ OSA S ŘEMENEM

Rozeznáváme tři druhy řemenů – ozubené, klínové a ploché. Ozubené řemeny přenášejí krouticí moment záběrem zubu řemene do zubu řemenice. Ozubené řemeny se vyrábí z neoprenu nebo z polyuretanu. U pohonu ozubenými řemeny nedochází k prokluzu jako je to možné u pohonu s klínovými řemeny. Krouticí moment u pohonu klínovými řemeny zajišťuje tření mezi drážkou klínové řemenice a klínovým řemenem. Výhodou tohoto pohonu je tichý chod [18].



Obr. 13 Zvedák s ozubenými řemeny [19]

1.2.6 LINEÁRNÍ OSA S OZUBENÝM HŘEBENEM

U této osy pohon zajišťuje ozubený hřeben, pastorek a příruba, na které je připevněna převodovka. Většinou se používá ozubený hřeben s přímými zuby. Tento pohon je vhodný pro použití tam, kde jsou nutné dlouhé vodící kolejnice [20].



Obr. 14 Lineární osa s hřebenem [20]

1.2.7 TLAČNÉ ŘETĚZY

Na základním rámu zdvihacího stolu je umístěn pohon pro řetěz - obvykle elektrický motor. Druhý konec řetězu je umístěn na pevném ložiskovém místě zdvihacího stolu ve svislé poloze. Řetěz zajišťuje stejnou rychlost po celý zdvih. Tlačný řetěz se skládá ze speciálně tvarovaných, vysoce přesných mechanických řetězových článků. Tento pohon může pracovat v obou směrech [21].



Obr. 15 Zvedák s tlačnými řetězy [21]

2 KONSTRUKČNÍ ČÁST

V této kapitole bude proveden konstrukční rozbor všech hlavních částí zvedáku, tedy dopravníkové trati, nůžkového mechanismu, pohonu, základového rámu a oplocení. Dopravníková trať se bude skládat z válečků od firmy Interroll. Zdvih stolu bude zajišťovat jednoduchý nůžkový mechanismus poháněný hydrostatickým lineárním aktuátorem.

Zadané parametry:

- Výška zdvihu: 456 mm
- Horní poloha dopravní výšky: 800 mm nad podlahou
- Dopravované břemeno: transportní paleta na autosedačky, rozměry půdorysně 592x810 mm
- Hmotnost břemene: 100 kg

2.1 VÁLEČKOVÁ TRATĚ

Válečková trať se skládá z celkem osmi válečků od firmy Interroll. Dva válečky jsou poháněné elektricky a pomocí řemínek pohání zbývajících šest válečků. Detailnější parametry a informace ohledně válečků uvádím níže. Válečky jsou sevřeny mezi dvěma bočnicemi šrouby M10x16 ČSN 02 1103. Bočnice je v tomto případě ohnutý plech s tloušťkou čtyři milimetry. Bočnice jsou spojeny s horním rámem pomocí šroubů M10x25 ČSN 02 1103, maticí M10 ČNS 02 1401 a pružných podložek 10 ČNS 02 1740. Horní rám je svařenec, který je svařen z L profilů. Bočnice i horní rám je z materiálu 11 375 (1.0038), což je běžná konstrukční ocel vhodná ke svařování. Prostor mezi válečky vyplňují plechové kryty, které zabraňují propadnutí větších předmětů, které by mohly způsobit narušení plynulého chodu nůžkového mechanismu. Na vrchní část bočnic jsou namontované polyetylenové lišty, které mají zabránit sklouznutí dopravované palety z válečkové tratě. Výsledný model válečkové tratě je zobrazen na obr. 22.



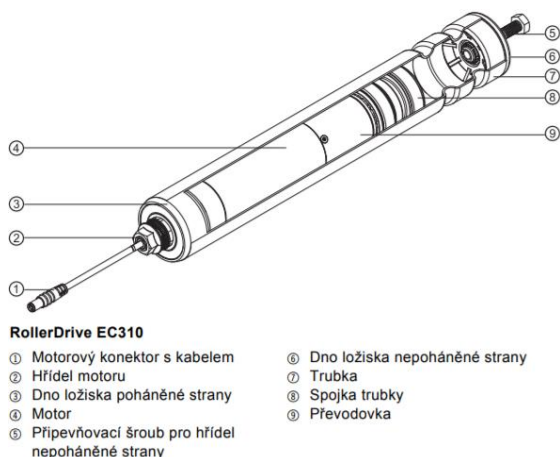
Obr. 16 Schéma spojení válečků pomocí řemínek [33]

2.1.1 VOLBA VÁLEČKŮ

Pro válečkovou trať použijí válečky od firmy Interroll CZ, s.r.o., od které firma TMT odebírá válečky pravidelně. Válečková trať se skládá ze dvou typů válečků. Dva elektricky poháněné válečky nesou označení Roller Drive EC310 a zbývajících šest válečků nese označení Série 1700.

Roller Drive EC310

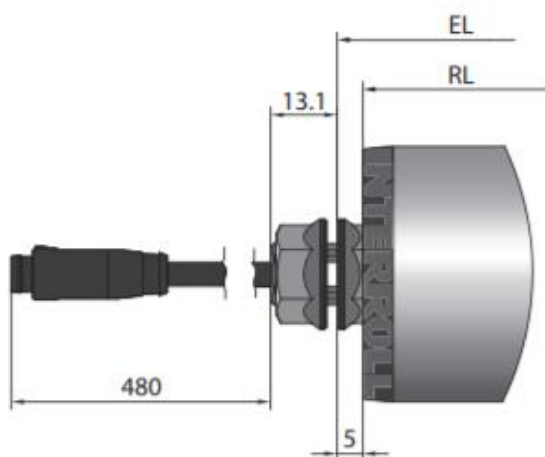
Pohon tvoří bezkartáčový motor integrovaný přímo v trubce. Tento pohon umožňuje velmi kompaktní konstrukci dopravního systému, zajišťuje konstantní dopravní rychlost a má k dispozici celkem 9 rychlostních stupňů. Motor nevyžaduje žádnou údržbu a je vybaven ochranou proti přetížení [22].



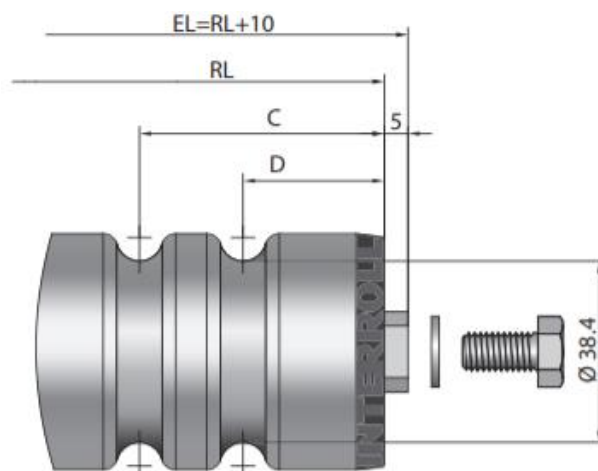
Obr. 17 Váleček Roller Drive EC310 [22]

Technické parametry [22]:

- Činná délka-RL: 610 mm
- Průměr válečku: 50 mm
- Vestavná délka-EL: 620 mm
- Tloušťka stěny: 1,5 mm
- Materiál trubky: Pozinkovaná ocel
- Jmenovité napětí: 24 V
- Jmenovitý proud: 2 A
- Startovací proud: 4 A
- Třída izolace: IP54
- Převodový poměr: 48
- Max. dopravní rychlost: 0,33m/s
- Délka kabele: 0,48 m
- Počet drážek/průměr drážky: 2/38,4mm
- Trubka drážka pozice-D: 30 mm
- Trubka drážka pozice-C: 60 mm



Obr.18 Váleček Roller Drive EC310 - levá část [22]



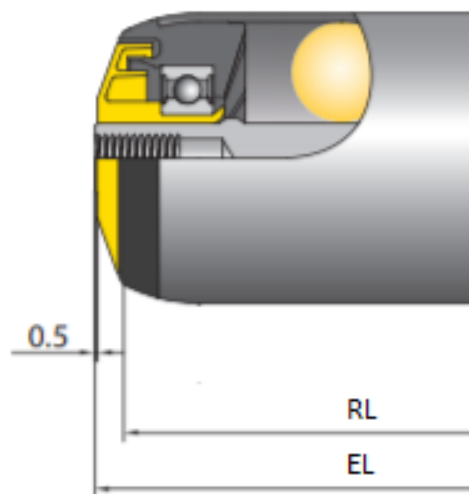
Obr. 19 Váleček Roller Drive EC310 - pravá část [22]

Univerzální dopravníkové válečky série 1700

Tento typ válečků se dá použít také u gravitačních dopravníků. Tato série válečků nabízí velmi vysoký stupeň funkční spolehlivosti. Použití přesných kuličkových ložisek, ložiskových domků a těsnění vede k velmi tichému chodu. Váleček vyniká dobrou ochranou proti hrubé nečistotě a kapající vodě. Konce trubek jsou zaoblené, což umožňuje snadné posunutí břemene [23].

Technické parametry [23]:

- Činná délka-RL: 610 mm
- Průměr válečku: 50 mm
- Vestavná délka-EL: 620 mm
- Tloušťka stěny: 1,5 mm
- Materiál trubky: Pozinkovaná ocel
- Počet drážek/průměr drážky: 2/38,4mm
- Trubka drážka pozice-D: 30 mm
- Trubka drážka pozice-C: 60 mm
- Průměr hřídele: 12 mm



Obr. 20 Váleček Série 1700 [23]

Obr. 21 Váleček Série 1700-způsob uchycení [23]

2.1.2 VÝPOČET VÁLEČKOVÉ TRATI

Parametry trati:

Hmotnost břemene:	$m_p = 100 \text{ kg}$
Počet válečků pod břemenem:	$k_1 = 6$
Sklon trati:	$\beta = 0^\circ$
Součinitel valivého tření:	$e = 0,0005 \text{ m [24]}$
Součinitel čepového tření:	$f = 0,05 \text{ [25]}$
Poloměr čepu v ložiskách:	$r = 0,006 \text{ m}$
Poloměr válečku:	$R = 0,025 \text{ m}$
Hmotnost rotujících částí válečku:	$m_v = 14,2 \text{ kg}$
Počet poháněných válečků pod břemenem:	$k_p = 6$
Součinitel smykového tření:	$\mu = 0,05 \text{ [26]}$
Počet předmětů na trati:	$n = 1$
Celkový počet válečků:	$Z_c = 8$
Dopravní rychlost:	$v = 0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
Účinnost řemenového převodu:	$\eta = 0,95 \text{ [27]}$

Výpočet [28]:

Hmotnost předmětu připadající na jeden váleček:

$$q = \frac{m_p}{k_1} = \frac{100}{6} = 16,7 \text{ kg} \quad (1)$$

Odpory na jednom válečku:

1. Složka vlastní tíhy předmětu:

$$W_1 = \pm q \cdot g \cdot \sin\beta = \pm 16,7 \cdot 9,81 \cdot \sin(0^\circ) = 0 \text{ N} \quad (2)$$

kde:

g ...tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Složka ke změně výšky je rovna nule, jelikož se jedná o vodorovnou dopravu.

2. Odpor vlivem valivého a čepového tření:

$$\begin{aligned} W_2 &= q \cdot g \cdot \cos\beta \cdot \frac{e + f \cdot r}{R} + m_v \cdot g \cdot \frac{f \cdot r}{R} = \\ &= 16,7 \cdot 9,81 \cdot \cos(0^\circ) \cdot \frac{0,0005 + 0,05 \cdot 0,006}{0,025} + \\ &\quad + 14,2 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,006}{0,025} = 6,9 \text{ N} \end{aligned} \quad (3)$$

3. Odpor vlivem výrobních nepřesností a nepravidelností stykové plochy:

$$\begin{aligned} W_3 &= 0,005 \cdot q \cdot g \cdot \cos\beta = \\ &= 0,005 \cdot 16,7 \cdot 9,81 \cdot \cos(0^\circ) = 0,8 \text{ N} \end{aligned} \quad (4)$$

Síla přenášená na předmět smykovým třením:

$$\begin{aligned} F_{ST} &= m_p \cdot g \cdot \frac{k_p}{k_1} \cdot \mu \cdot \cos\beta = \\ &= 100 \cdot 9,81 \cdot \frac{6}{6} \cdot 0,05 \cdot \cos(0^\circ) = 49,05 \text{ N} \end{aligned} \quad (5)$$

Síla přenášená na předmět smykovým třením musí být větší nebo rovna než celkový odpor na jednom válečku.

$$F_{ST} \geq W_1 + W_2 + W_3 \quad (6)$$

$$49,05 \geq 0 + 6,9 + 0,8$$

⇒ Podmínka splněna

Potřebný výkon pro rovnoměrný pohyb břemene:

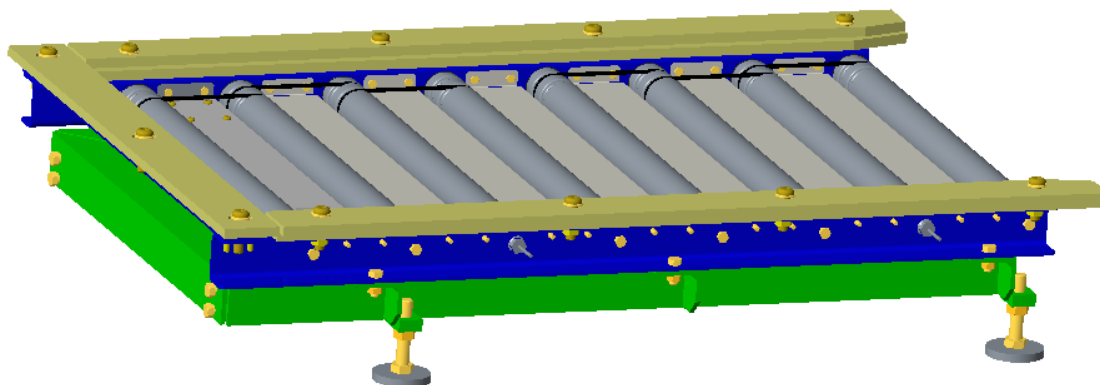
$$\begin{aligned} P &= \left\{ n \cdot m_p \cdot g \cdot \left[\sin\beta + \cos\beta \cdot \left(\frac{e + f \cdot r}{R} + 0,005 \right) \right] + m_v \cdot g \cdot \frac{f \cdot r}{R} \cdot Z_c \right\} \cdot \frac{v}{\eta} = \\ &= \left\{ 1 \cdot 100 \cdot 9,81 \cdot \left[\sin(0^\circ) + \cos(0^\circ) \cdot \left(\frac{0,0005 + 0,05 \cdot 0,006}{0,025} + 0,005 \right) \right] + 14,2 \right. \\ &\quad \left. \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,006}{0,025} \cdot 8 \right\} \cdot \frac{0,2}{0,95} = 10,46 \text{ W} \end{aligned} \quad (7)$$

Otáčky válečku:

$$\omega_v = 2 \cdot \pi \cdot n_v = \frac{v}{R} \Rightarrow n_v = \frac{\frac{v}{R}}{2 \cdot \pi} = \frac{0,2}{2 \cdot \pi \cdot 0,025} = 1,27 \text{ s}^{-1} \quad (8)$$

kde:

ω_v ...úhlová rychlost válečku [rad.s⁻¹]

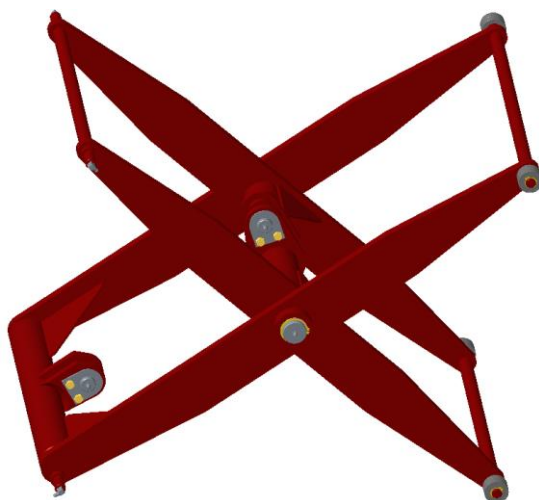


Obr. 22 Válečková trať

2.2 NŮŽKOVÝ MECHANISMUS

Zdvih tohoto mechanismu zajišťuje jednoduchý nůžkový mechanismus. Nůžkový mechanismus se skládá ze dvou svařenců, které jsou spojeny pomocí středového čepu. Vnější svařenec se skládá ze dvou jednoduchých ramen, které jsou od sebe vzdáleny 456 mm. Horní část ramen je spojena trubkou o průměru 22 mm, která je k jednotlivým ramenům přivařena. K horní části ramen jsou navařeny dva čepy, na které jsou následně nasazené jednořadé radiální ložiska SKF 6203 2RS, které se odvalují po spodní části válečkové trati a tím zajišťují horizontální posuv. Ložiska jsou pojištěna pojistnými kroužky neboli segrovkami. Spodní část ramen je spojena trubkou o průměru 60 mm, která je k ramenům také přivařena. Vzhledem k tomu, že na tuto spodní trubku je připojený pohon, v našem případě hydrostatický lineární aktuátor, tak jsou k ramenům a trubce přivařeny ještě dvě žebra, která zajistí robustnější konstrukci. Na spodek ramen jsou ještě přivařeny dva čepy, které jsou uloženy ve dvou domcích, které jsou součástí spodního rámu a tím tedy umožňují rotaci nůžkového mechanismu. Vnitřní svařenec má podobnou konstrukci jako vnější. Ramena jsou od sebe vzdálena 440 mm a nahoře i dole jsou spojena trubkami o průměru 22 mm, které jsou k ramenům přivařené. Spodek ramen je opatřen čepy s ložisky, které jezdí po základovém rámu, podobně jako u vnějšího svařence. Vršek ramen je pomocí dvou přivařených čepů uchycený ve dvou domcích, které jsou součástí rámu válečkové trati. Do prostřední části vnitřního svařence je přivařena trubka o průměru 63,5 mm, ke které bude připevněna druhá část pohonu. Právě proto jsou k ramenům a

trubce přivařeny celkem čtyři žebra. Uvnitř trubky se nachází středový čep, který je zajištěn proti vysunutí pojistnými kroužky na obou stranách. Kontrolu všech čepů, které jsou součástí nůžkového mechanismu, jsem provedl v následující kapitole. Všechny trubky jsou z materiálu 1.0038(11 375), což je běžná konstrukční ocel. Ramena jsou vyrobena z mikrolegované konstrukční oceli s označením S355MC. Oba tyto materiály jsou vhodné ke svařování. Výsledný model nůžkového mechanismu je zobrazen na obr. 23.



Obr. 23 Nůžkový mechanismus

2.2.1 VÝPOČET SIL VE VAZBÁCH NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

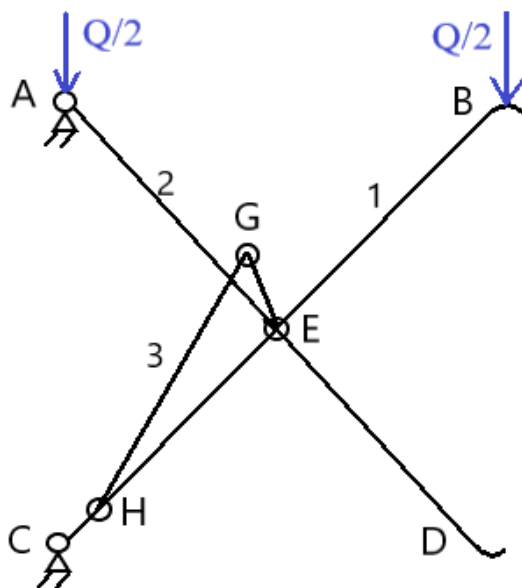
Na nůžkový mechanismus působí síla Q , která se skládá ze síly od hmotnosti břemene a síly od hmotnosti válečkové trati.

$$Q = (m_p + m_t) \cdot g = (100 + 80) \cdot 9,81 = 1765,8 \text{ N} \quad (9)$$

kde:

m_t ...hmotnost válečkové trati [kg]

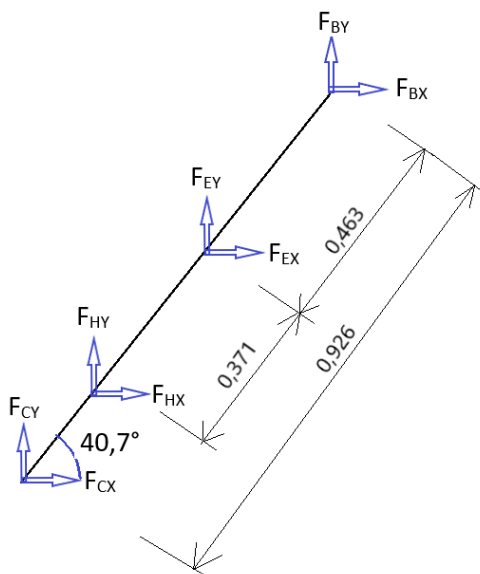
V této kapitole provedu uvolnění tělesa a sestavím k danému tělesu rovnice rovnováhy. Tento postup aplikuji na každé těleso zvlášť. Výpočet provedu pro horní i spodní polohu zvedáku.



Obr. 24 Schéma nůžkového mechanismu

2.2.1.1 ZVEDÁK V HORNÍ POLOZE

Těleso 1



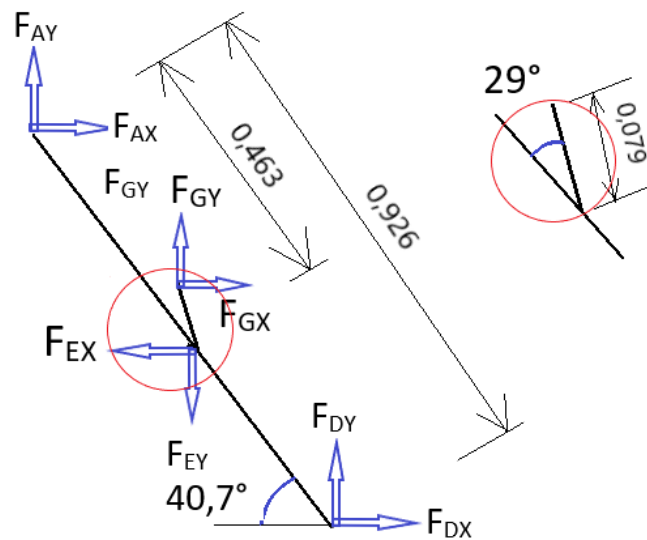
Obr. 25 Schéma tělesa 1 v horní poloze

$$x: \quad F_{CX} + F_{HX} + F_{EX} + F_{BX} = 0 \quad (10)$$

$$y: \quad F_{CY} + F_{HY} + F_{EY} + F_{BY} = 0 \quad (11)$$

$$M_E: \quad F_{CY} \cdot 0,463 \cdot \cos 40,7^\circ - F_{CX} \cdot 0,463 \cdot \sin 40,7^\circ - F_{HX} \cdot 0,371 \cdot \sin 40,7^\circ + \\ + F_{HY} \cdot 0,371 \cdot \cos 40,7^\circ - F_{BY} \cdot 0,463 \cdot \cos 40,7^\circ + F_{BX} \cdot 0,463 \cdot \sin 40,7^\circ = 0 \quad (12)$$

Těleso 2



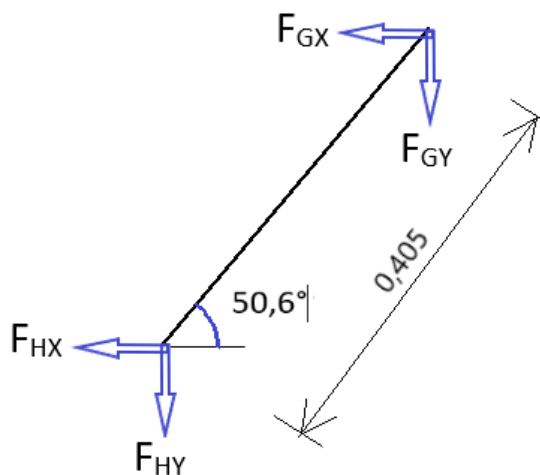
Obr. 26 Schéma tělesa 2 v horní poloze

$$x: \quad F_{AX} + F_{GX} - F_{EX} + F_{DX} = 0 \quad (13)$$

$$y: \quad F_{AY} + F_{GY} - F_{EY} + F_{DY} = 0 \quad (14)$$

$$M_D: \quad F_{AX} \cdot 0,926 \cdot \sin 40,7^\circ + F_{AY} \cdot 0,926 \cdot \cos 40,7^\circ - F_{EX} \cdot 0,463 \cdot \sin 40,7^\circ - \\ - F_{EY} \cdot 0,463 \cdot \cos 40,7^\circ + F_{GX} \cdot (0,463 \cdot \sin 40,7^\circ + 0,079 \cdot \sin(40,7^\circ + 29^\circ)) \\ + F_{GY} \cdot (0,463 \cdot \cos 40,7^\circ + 0,079 \cdot \cos(40,7^\circ + 29^\circ)) = 0 \quad (15)$$

Těleso 3



Obr. 27 Schéma tělesa 3 v horní poloze

$$x: \quad -F_{GX} - F_{HX} = 0 \quad (16)$$

$$y: \quad -F_{GY} - F_{HY} = 0 \quad (17)$$

$$M_H: \quad -F_{GX} \cdot 0,405 \cdot \sin 50,6^\circ + F_{GY} \cdot 0,405 \cdot \cos 50,6^\circ = 0 \quad (18)$$

Z geometrie známe následující síly ve vazbách:

$$F_{AX} = 0 \text{ N} \quad (19)$$

$$F_{AY} = Q/2 = 882,9 \text{ N} \quad (20)$$

$$F_{BX} = 0 \text{ N} \quad (21)$$

$$F_{BY} = Q/2 = 882,9 \text{ N} \quad (22)$$

$$F_{DX} = 0 \text{ N} \quad (23)$$

Pro výpočet zbývajících sil ve vazbách nám stačí vyřešit 9 rovnic o 9 neznámých. K tomuto výpočtu byl použit výpočetní software Matlab. Výpočet byl proveden následujícím způsobem:

1) Převedení rovnic do podoby matice

$$\begin{bmatrix}
 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 -0,302 & 0,351 & 0 & 0 & 0 & -0,242 & 0,281 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,313 & 0,257 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & -0,302 & -0,351 & 0 & 0 & 0,376 & 0,378
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 0 \\
 -882,9 \\
 309,9 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 -882,9 \\
 -619,8
 \end{bmatrix}$$

2) Vytvoření inverzní matice od matice 9x9

$$3) x = A^{-1} \cdot b \quad (24)$$

kde b...vektor pravých stran

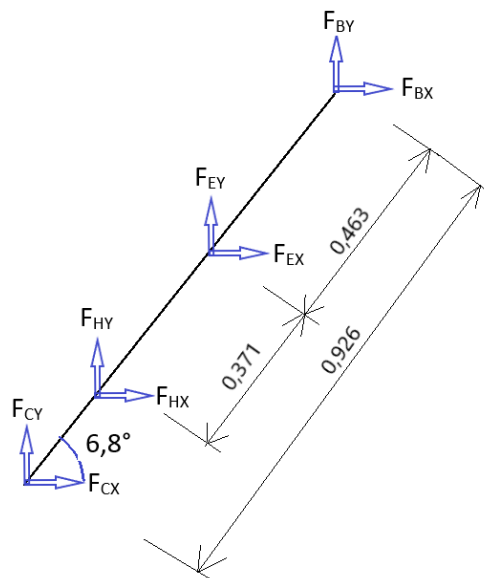
Výsledky maticového řešení soustavy rovnic pro horní polohu jsou uvedeny v Tab. 1.

Síla	Hodnota
F_{CX}	0 N
F_{CY}	-822,2 N
F_{DY}	-943,6 N
F_{EX}	-5 959,6 N
F_{EY}	-7 315,3 N
F_{HX}	5 959,6 N
F_{HY}	7 254,5 N
F_{GX}	-5 959,6 N
F_{GY}	-7 254,5 N

Tab 1 Výsledky řešení soustavy rovnic pro horní polohu

2.2.1.2 ZVEDÁK V DOLNÍ POLOZE

Těleso 1



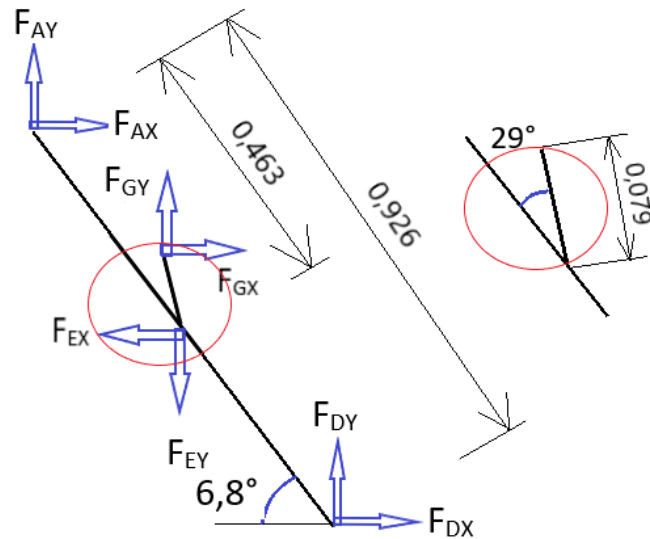
Obr. 28 Schéma tělesa 1 v dolní poloze

$$x: \quad F_{CX} + F_{HX} + F_{EX} + F_{BX} = 0 \quad (25)$$

$$y: \quad F_{CY} + F_{HY} + F_{EY} + F_{BY} = 0 \quad (26)$$

$$M_E: \quad F_{CY} \cdot 0,463 \cdot \cos 6,8^\circ - F_{CX} \cdot 0,463 \cdot \sin 6,8^\circ - F_{HX} \cdot 0,371 \cdot \sin 6,8^\circ + \\ + F_{HY} \cdot 0,371 \cdot \cos 6,8^\circ - F_{BY} \cdot 0,463 \cdot \cos 6,8^\circ + F_{BX} \cdot 0,463 \cdot \sin 6,8^\circ = 0 \quad (27)$$

Těleso 2



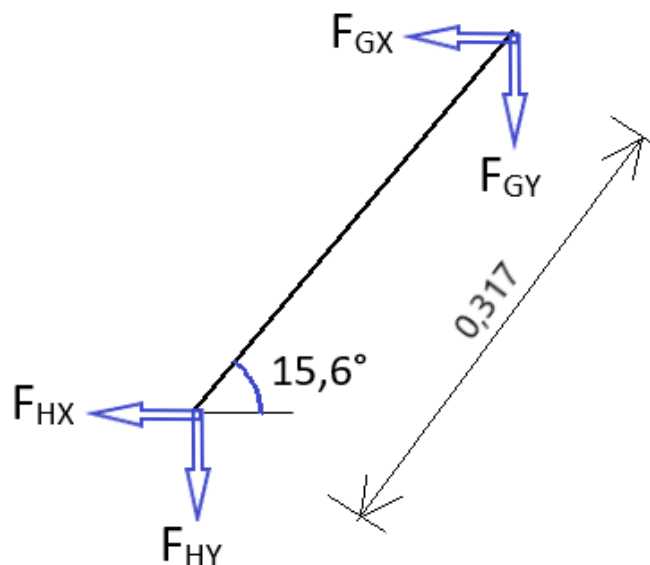
Obr. 29 Schéma tělesa 2 v dolní poloze

$$x: F_{AX} + F_{GX} - F_{EX} + F_{DX} = 0 \quad (28)$$

$$y: F_{AY} + F_{GY} - F_{EY} + F_{DY} = 0 \quad (29)$$

$$M_D: F_{AX} \cdot 0,926 \cdot \sin 6,8^\circ + F_{AY} \cdot 0,926 \cdot \cos 6,8^\circ - F_{EX} \cdot 0,463 \cdot \sin 6,8^\circ - \\ - F_{EY} \cdot 0,463 \cdot \cos 6,8^\circ + F_{GX} \cdot (0,463 \cdot \sin 6,8^\circ + 0,079 \cdot \sin(6,8^\circ + 29^\circ)) \\ + F_{GY} \cdot (0,463 \cdot \cos 6,8^\circ + 0,079 \cdot \cos(6,8^\circ + 29^\circ)) = 0 \quad (30)$$

Těleso 3



Obr. 30 Schéma tělesa 3 v dolní poloze

$$x: \quad -F_{GX} - F_{HX} = 0 \quad (31)$$

$$y: \quad -F_{GY} - F_{HY} = 0 \quad (32)$$

$$M_H: \quad -F_{GX} \cdot 0,317 \cdot \sin 15,6^\circ + F_{GY} \cdot 0,317 \cdot \cos 15,6^\circ = 0 \quad (33)$$

Z geometrie známe následující síly ve vazbách stejné jako v horní poloze:

$$F_{AX} = 0 \text{ N} \quad (34)$$

$$F_{AY} = Q/2 = 882,9 \text{ N} \quad (35)$$

$$F_{BX} = 0 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{BY} = Q/2 = 882,9 \text{ N} \quad (37)$$

$$F_{DX} = 0 \text{ N} \quad (38)$$

Pro výpočet zbývajících sil ve vazbách použijeme stejnou metodu jako při výpočtu sil v horní části.

1) Převedení rovnic do podoby matice

$$\begin{bmatrix}
 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 -0,0548 & 0,459 & 0 & 0 & 0 & -0,0439 & 0,368 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,0852 & 0,305 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & -0,0548 & -0,459 & 0 & 0 & 0,101 & 0,524
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 0 \\
 -882,9 \\
 405,9 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 -882,9 \\
 -811,8
 \end{bmatrix}$$

2) Vytvoření inverzní matice od matice 9x9

$$3) \quad x = A^{-1} \cdot b \quad (39)$$

Výsledky maticového řešení soustavy rovnic pro horní polohu jsou uvedeny v Tab. 2.

Síla	Hodnota
F_{CX}	0 N
F_{CY}	-809,1 N
F_{DY}	-956,7 N
F_{EX}	-13 181 N
F_{EY}	-3 755,9 N
F_{HX}	13 181 N
F_{HY}	3 682,1 N
F_{GX}	-13 181 N
F_{GY}	-3 682,1 N

Tab 2 Výsledky řešení soustavy rovnic pro dolní polohu

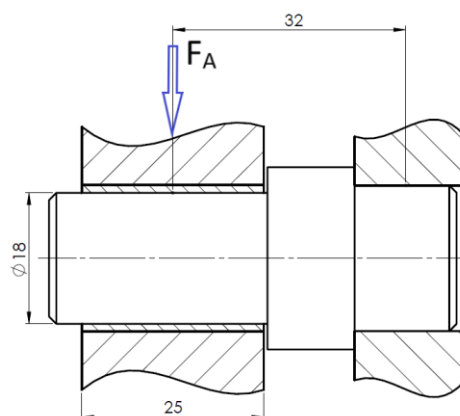
2.2.2 KONTROLA ČEPŮ

V následující kapitole provedu kontrolu čepů, které jsou součástí nůžkového mechanismu. Kontrolu čepů provedu konkrétně v místech A, B, C, D a E. V místě A a C je použit stejný čep, a proto provedu kontrolu pouze pro nejvíce namáhané místo v těchto dvou čepích. To samé provedu pro čepy v místě B a D, které jsou rovněž stejné.

2.2.2.1 ČEP VE VAZBÁCH A, C

V těchto dvou případech je nejvíce v horní i v dolní poloze namáhaný čep v místě A silou F_A .

$$F_A = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} = \sqrt{0 + 882,9^2} = 882,9 \text{ N} \quad (40)$$



Obr. 31 Schéma čepu v místě A, C

Pro čepy ve vazbách A a C je volen materiál: 1.0553 (11 523).

$$Re_{min} = 355 \text{ MPa} [29] \quad (41)$$

$$R_m = (510 \div 680) \text{ MPa} [29] \quad (42)$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} [10] \quad (43)$$

$$p_D = (35 \div 200) \text{ MPa} [30] \quad (44)$$

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k_v} = \frac{355}{3} = 118,33 \text{ MPa} \quad (45)$$

Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{F_A}{b \cdot d_A} = \frac{882,9}{20 \cdot 18} = 2,5 \text{ MPa} \quad (46)$$

$$p \leq p_D \quad (47)$$

=> čep vyhovuje

Kontrola na ohyb:

$$M_o = F_{max} \cdot l = 882,9 \cdot 32 = 28\,252,8 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (48)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d_A^3}{32}} = \frac{28\,252,8}{\frac{\pi \cdot 18^3}{32}} = 49,3 \text{ MPa} \quad (49)$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{Dov} \quad (50)$$

=> čep vyhovuje

Kde: Re_{min} ...mez kluzu [MPa]

R_m ...pevnost v tahu [MPa]

E ...modul pružnosti [MPa]

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

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

k_v ...bezpečnostní součinitel

b ...šířka uložení čepu [mm]

d_A ...průměr čepu ve vazbě A [mm]

M_o ...ohybový moment [N.mm]

l ...délka ramene ohybového momentu [mm]

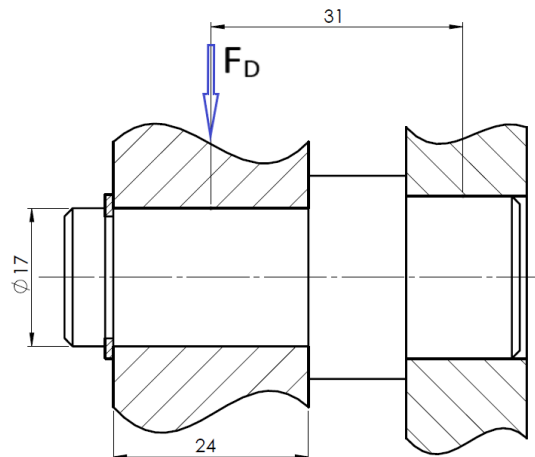
σ_o ...napětí v ohybu [MPa]

W_o ...modul průřezu v ohybu [mm³]

2.2.2.2 ČEP VE VAZBÁCH B, D

V těchto dvou případech je nejvíce namáhaný čep v místě D v dolní poloze silou F_D .

$$F_D = \sqrt{F_{DX}^2 + F_{DY}^2} = \sqrt{0 + 956,7^2} = 956,7 \text{ N} \quad (51)$$



Obr. 32 Schéma čepu v místě B, D

Pro čepy ve vazbách B a D je volen stejný materiál jako ve vazbách A a C. Mechanické vlastnosti jsou tedy stejné jako v předchozí kontrole. Budu zde tedy počítat s hodnotami, které jsou uvedené v rovnicích (41), (42), (43), (44).

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k_v} = \frac{355}{3} = 118,33 \text{ MPa} \quad (52)$$

Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{F_D}{b \cdot d_D} = \frac{956,7}{24 \cdot 17} = 2,3 \text{ MPa} \quad (53)$$

$$p \leq p_D \quad (54)$$

=> čep vyhovuje

Kontrola na ohyb:

$$M_o = F_{max} \cdot l = 956,7 \cdot 31 = 29\,657,7 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (55)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d_D^3}{32}} = \frac{29\,657,7}{\frac{\pi \cdot 17^3}{32}} = 61,5 \text{ MPa} \quad (56)$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{Dov} \quad (57)$$

=> čep vyhovuje

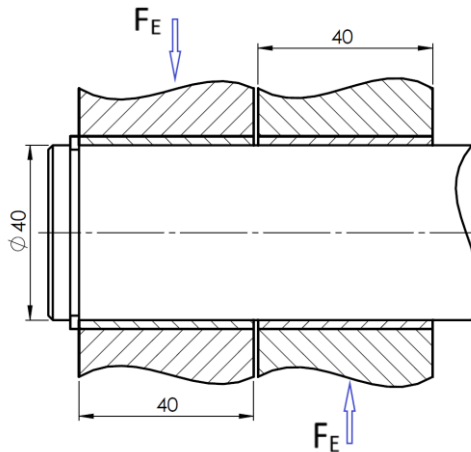
Kde:

d_D ... průměr čepu ve vazbě D [mm]

2.2.2.3 ČEP VE VAZBĚ E – STŘEDOVÝ ČEP

Čep ve vazbě E je nejvíce namáhaný v dolní pozici silou F_E .

$$F_E = \sqrt{F_{EX}^2 + F_{EY}^2} = \sqrt{13\,181^2 + 3\,755,9^2} = 13\,705,7 \text{ N} \quad (58)$$



Obr. 33 Schéma čepu v místě E

Pro čep ve vazbě E je volen materiál: 1.0060 (11 600).

$$R_{e_{min}} = 300 \text{ MPa} [30] \quad (59)$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} [30] \quad (60)$$

$$p_D = (40 \div 180) \text{ MPa} [30] \quad (61)$$

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k_v} = \frac{300}{3} = 100 \text{ MPa} \quad (62)$$

Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{F_E}{b \cdot d_E} = \frac{13\,705,7}{40 \cdot 40} = 8,6 \text{ MPa} \quad (63)$$

$$p \leq p_D \quad (64)$$

=> čep vyhovuje

Kontrola na střih (smyk)

$$\tau_s = \frac{F_E}{S} = \frac{F_E}{\frac{\pi \cdot d_E^2}{4}} = \frac{13\,705,7}{\frac{\pi \cdot 40^2}{4}} = 10,9 \text{ MPa} \quad (65)$$

$$\tau_{Dov} = 0,6 \cdot \sigma_{Dov} = 0,6 \cdot 100 = 60 \text{ MPa} \quad (66)$$

$$\tau_s \leq \tau_{Dov} \quad (67)$$

=> čep vyhovuje

Kde:

d_E ... průměr čepu ve vazbě E [mm]

τ_s ... napětí ve smyku [MPa]

τ_{Dov} ... dovolené napětí ve smyku [MPa]

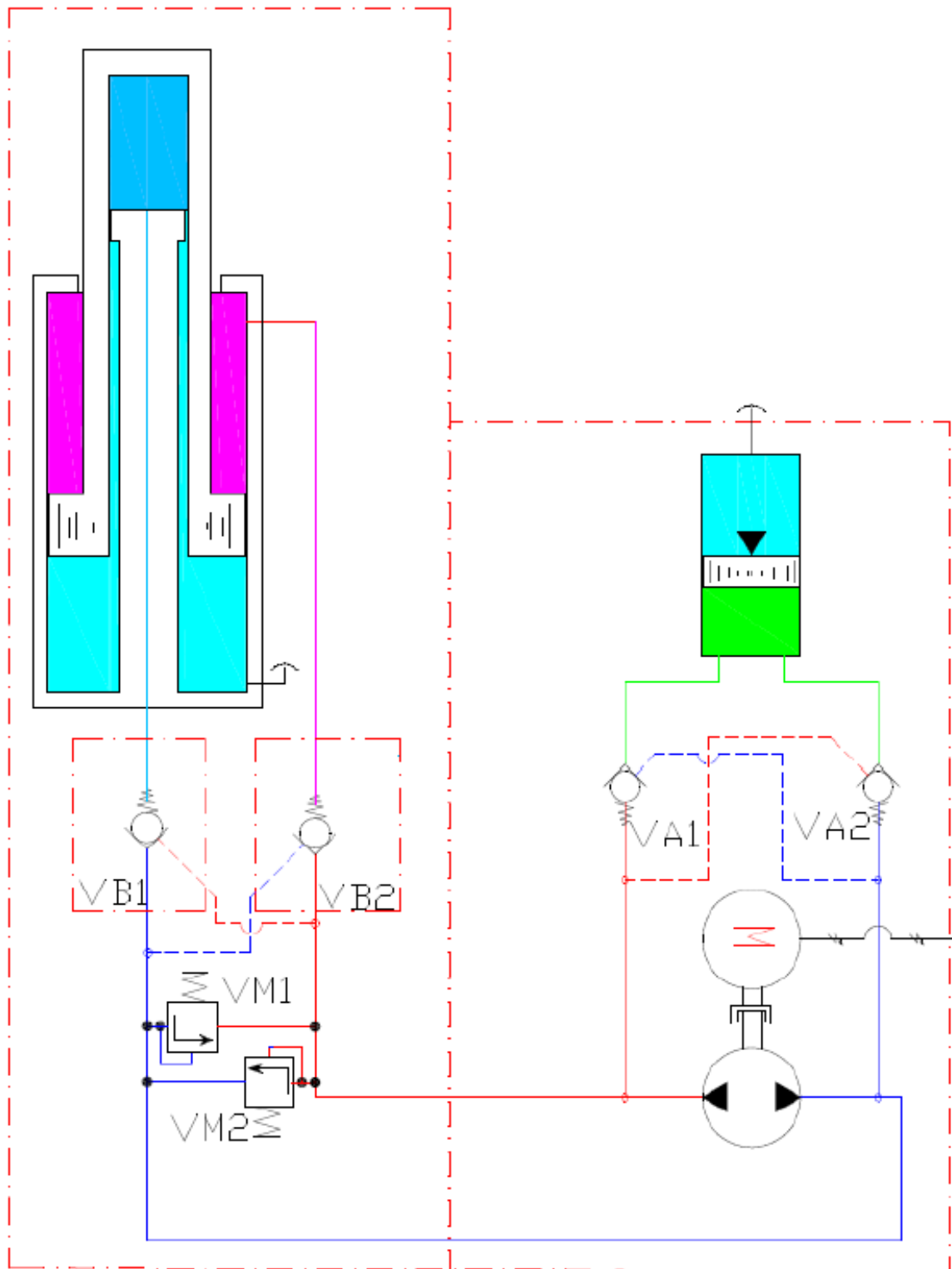
2.3 HYDROSTATICKÝ LINEÁRNÍ AKTUÁTOR

Zadavatelem práce bylo zadáno, že jako pohon mechanismu bude použit hydrostatický lineární aktuátor od italské firmy Metau Engineering, která se tímto pohonem zabývá a je schopná vyrobit tento pohon přímo na míru. Hlavní výhodou tohoto pohonu oproti klasickému hydraulickému pohonu spočívá v ušetření zastavěné plochy. Po osobní schůzce se zástupcem firmy Metau jsme došli k závěru, že je možné tento druh pohonu na tuto zdviž aplikovat. Na základě mnou vyplněného formuláře potřebnými hodnotami, který jsem obdržel na osobním setkání, byla firma Metau schopna navrhnout konkrétní pohon pro danou zdviž. Model konkrétního pohonu je zobrazen na Obr. 35. Ze statického výpočtu v předchozí kapitole je stanovena síla pro zdvih břemene. Z tab. 1 a z tab. 2 je zřejmé, že největší síla v bodě G nastává při spodní poloze. Z praktického a životnostního hlediska je zvolen pohon, který má sílu zdvihu o 5000 N větší. Hydrostatický lineární aktuátor je umístěn mezi dvěma čepů o průměru 25 mm. Kontrola těchto čepů je provedena níže.

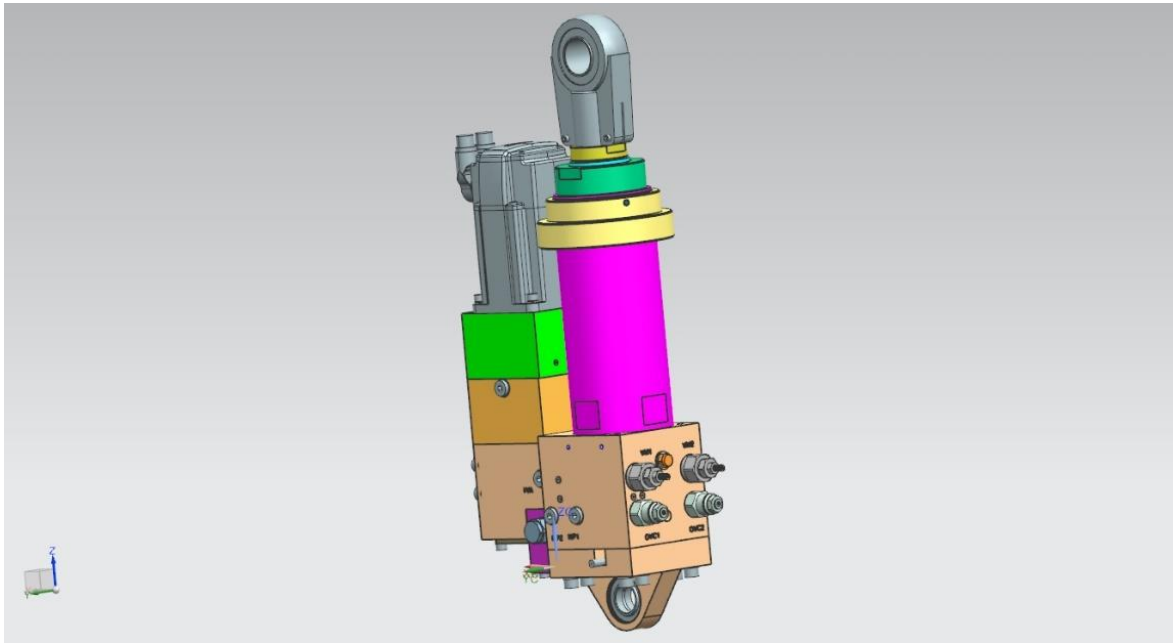
$$F_G = \sqrt{F_{GX}^2 + F_{GY}^2} = \sqrt{13\,181^2 + 3\,682,1^2} = 13\,685,6 \quad (68)$$

Technické parametry pohonu:

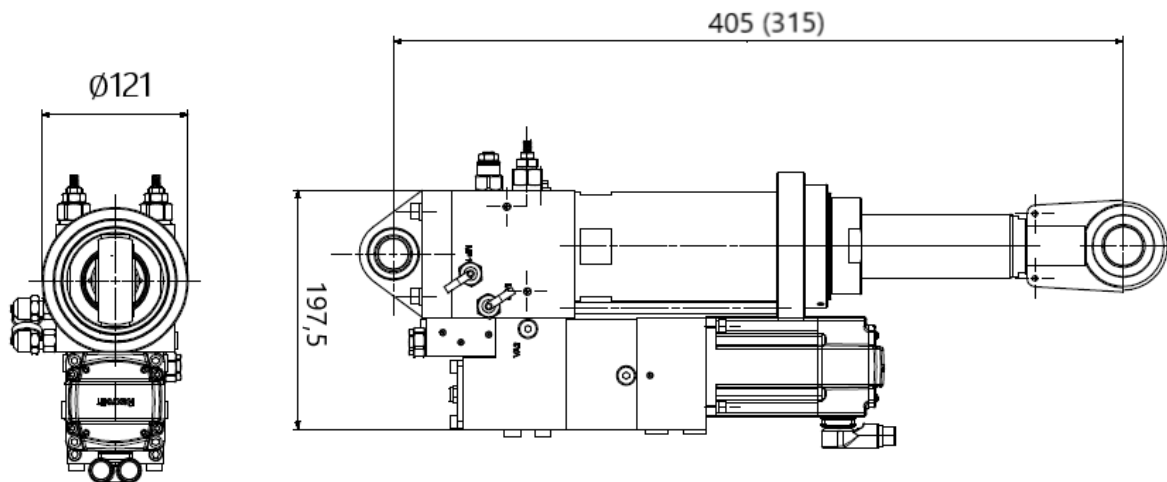
Síla:	$F_p = 18\,700\text{ N}$
Zdvih:	90 mm
Čas:	3 s pro kompletní zdvih
Motor:	Elektromotor 0,37 kW, 4 póly, 3 fáze, 50 Hz
Hydraulická kapalina:	Minerální olej DIN 51524
Teplotní rozsah kapaliny:	$-20^\circ\text{C} \div 80^\circ\text{C}$



Obr. 34 Logické schéma pohonu [15]



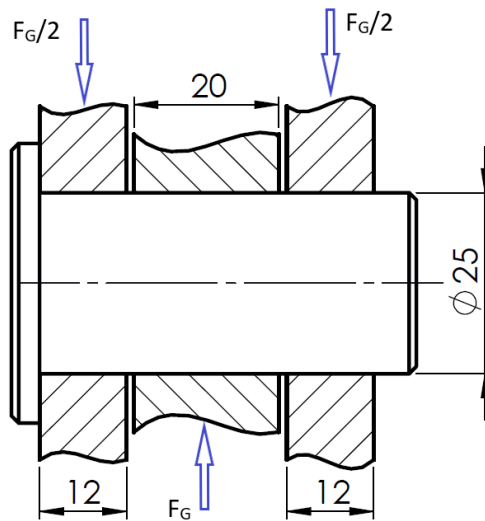
Obr. 35 Model hydraulického lineárního aktuátoru [15]



Obr. 36 Schéma hydraulického lineárního aktuátoru [15]

Kontrola čepů

Oba čepy jsou zatíženy silou $F_P = 18\,700\text{ N}$.



Obr. 37 Schéma čepu v místě G, H

Pro čep ve vazbách G a H je volen materiál: 1.0553 (11 523).

$$R_{e_{min}} = 355 \text{ MPa} [29] \quad (69)$$

$$R_m = (510 \div 680) \text{ MPa} [29] \quad (70)$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} [29] \quad (71)$$

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k_v} = \frac{355}{3} = 118,33 \text{ MPa} \quad (72)$$

Kontrola na otláčení:

$$p_1 = \frac{F_P}{b \cdot d_G} = \frac{18\,700}{20 \cdot 25} = 37,4 \text{ MPa} \quad (73)$$

$$p_2 = \frac{F_P}{a \cdot d_G} = \frac{18\,700/2}{12 \cdot 25} = 31,2 \text{ MPa}$$

$$p_1(p_2) \leq p_D \quad (74)$$

Pro materiál 1.0553 (11 503) a nepohyblivé uložení čepu je $p_D = 50 \text{ MPa}$. [31]

=> čep vyhovuje

Kontrola na střih (smyk)

$$\tau_s = \frac{F_P}{S} = \frac{F_P}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_G^2}{4}} = \frac{18\,700}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 19,05 \text{ MPa} \quad (75)$$

$$\tau_{Dov} = 0,6 \cdot \sigma_{Dov} = 0,6 \cdot 118,33 = 70,99 \text{ MPa} \quad (76)$$

$$\tau_s \leq \tau_{Dov} \quad (77)$$

=> čep vyhovuje

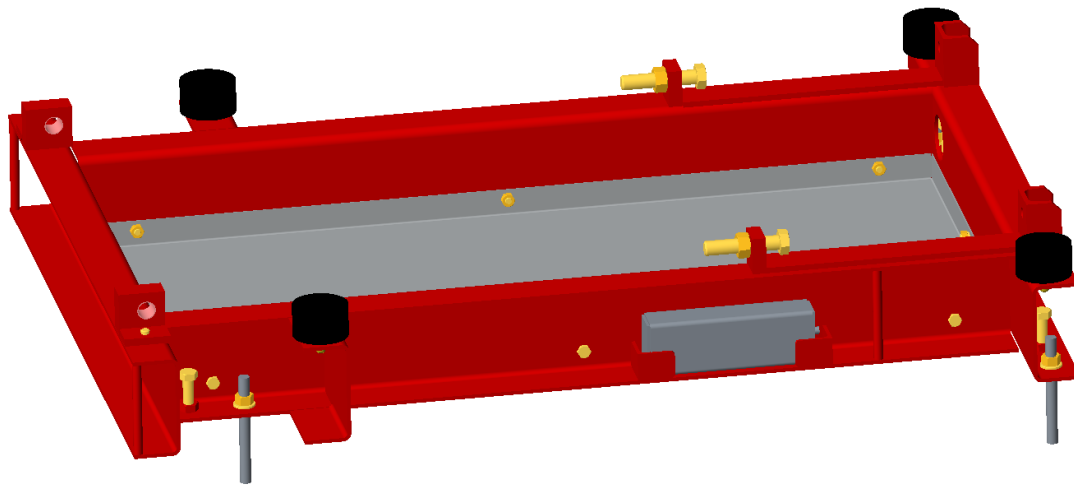
Kde:

d_G ... průměr čepu ve vazbě G [mm]

a ...tloušťka stěny ramene [mm]

2.4 ZÁKLADOVÝ RÁM

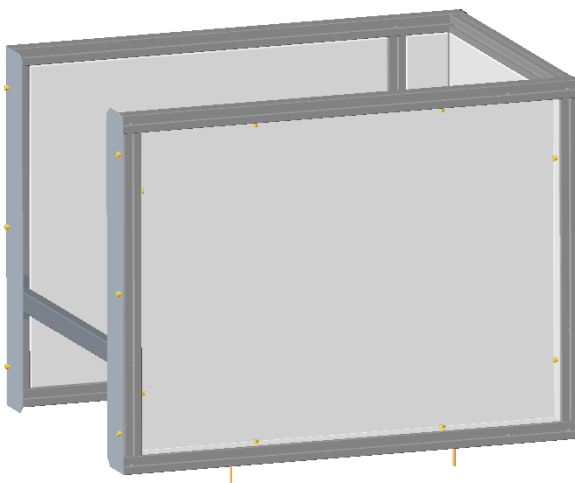
Základový rám je konstruován především s ohledem na co největší tuhost. Jeho základní konstrukci tvoří čtyři ohnuté plechy do profilu “U“, které jsou k sobě přivařeny. Součástí konstrukce jsou výztuhy ve formě tyčí o průměru 10 mm, které jsou k plechům také přivařeny a tím vytvoří robustnější konstrukci. Pro připojení nůžkového mechanismu jsou v jeho levé části přimontované domky na čepy, které jsou řešeny stejně jako u válečkové trati. Na opačné straně jsou přivařené ploché plechy, po který se odvalují ložiska, které jsou součástí nůžkového mechanismu. Pojezdovou dráhu lze korigovat polohovacím šroubem a tím lze korigovat i výšku zdvihu. Součástí spodní části rámu jsou také čtyři polohovací šrouby, které mají za úkol eliminovat nerovnost podlahy. Celá konstrukce bude ukotvena do země. Výsledný model základového rámu je zobrazen na obr. 38.



Obr. 38 Základový rám

2.5 OPLOCENÍ

Oplocení tvoří jednoduché hliníkové profily, které jsou k sobě smontované. Mezi hliníkové profily jsou namontované kryty ve formě tenkých plechů, které mají zabránit živým či neživým částím vniknout do prostoru nůžkového mechanismu. Celá konstrukce je ukotvená do země. Výsledný model ohrady je zobrazen na obr. 39.



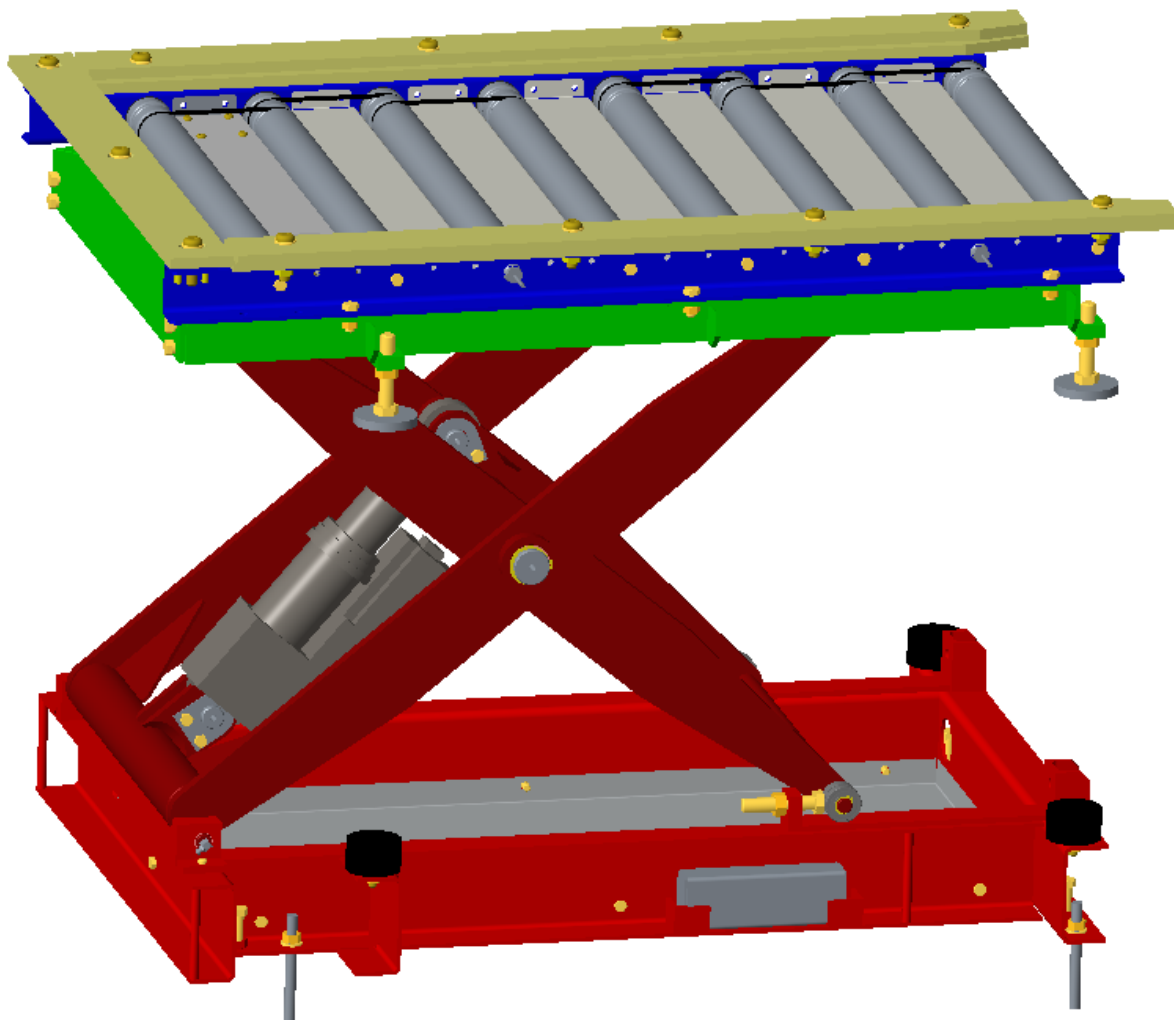
Obr. 39 Oplocení

ZÁVĚR

V rámci této bakalářské práce byl proveden návrh zdviže s integrovaným válečkovým dopravníkem pro transportní paletu na autosedačky, zadaného firmou TMT spol. s r.o. Chrudim. V teoretické části bylo provedeno rozdělení zdviží z hlediska mechanismu zdvihu. Konkrétně jsem se zde zaměřil na nůžkový zvedák, sloupový zvedák, pístový zvedák a paralelogram. Dále bylo provedeno rozdělení zdviží z hlediska druhu pohonu. V tomto rozdělení jsem se detailněji zaměřil na pneumatický pohon, hydraulický pohon, hydrostatický lineární aktuátor, lineární osu s pohyblivým šroubem, lineární osu s řemenem, lineární osu s ozubeným hřebenem a tlačné řetězy.

V konstrukční části byl proveden rozbor hlavních částí zdviže, tedy válečkové tratě, nůžkového mechanismu, základového rámu, pohonu a oplocení. U válečkové tratě jsem se zaměřil na volbu válečků od německé firmy Interroll a následně provedl výpočet válečkové tratě. U nůžkového mechanismu byl proveden výpočet sil ve vazbách jak v horní poloze, tak v dolní poloze. Z výpočtu je zřejmé, že nůžkový mechanismu je nejvíce zatěžován v dolní poloze. Na základě tohoto výpočtu byla provedena kontrola čepů ve vazbách a byl proveden návrh pohonu. Jako pohon byl zvolen hydrostatický lineární aktuátor, který není úplně běžným řešením tohoto mechanismu. Tento pohon má spoustu výhod, ale jednu velkou nevýhodu a tou je cena. Celková konstrukce byla přizpůsobena s ohledem na technologii výroby v TMT.

Součástí práce je jedna příloha: návrhový výkres sestavy. Tvorba 3D modelu a návrhového výkresu sestavy byla provedena v CAD softwaru Creo Parametric. Z důvodu případného komerčního využití si firma TMT nepřeje zveřejňovat podrobnější informace či výrobní výkresy. Výsledný model zdviže s integrovaným válečkovým dopravníkem je zobrazen na obr.40.



Obr. 40 Zdvíž s integrovaným válečkovým dopravníkem

SEZNAM ZDROJŮ

- [1] COLLO Andrea. *Scissor Lift Jack Equations* [online]. 2012 [cit. 2018-06-14].
Dostupné z: <https://andreacollo.wordpress.com/tag/scissor-mechanism/>
- [2] GOLEMTECH. *Nůžkové zvedáky* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z:
<https://www.golemtech.cz/8-nuzkove-zvedaky-hydraulicke>
- [3] SVÁŘEČKY-OBCHOD. *Sloupové zvedáky* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z:
<https://www.svarecky-obchod.cz/dilenske-vybaveni/vybaveni-autoservisu/sloupove-zvedaky#>
- [4] MEJZLÍK, Jiří. *Jednosloupové zvedáky: Auta-zvedáky* [online]. [cit. 2018-06-14].
Dostupné z: <https://www.auta-zvedaky.com/kategorie-produktu/zvedaky/jednosloupove/>
- [5] HEAVYTECH. *Dvoupístový zvedák Slift Duett DV35.19R5.20 (3500 kg / 1350 mm). Heavytech, strojní vybavení a elektronika*[online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <http://www.naradi-pro.cz/dvoupistovy-zvedak-slift-duett-dv35-19r5-20-3500-kg-1350-mm>
- [6] MEJZLÍK, Jiří. *Popis produktu SRI 120 - 3,5t: Auta-zvedáky* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <http://www.auta-zvedaky.com/produkty/produkt/zvedak-pistovy-elektrohydraulicke-zvedak-35t-se-zvedacimi-plosinami-sri-120>
- [7] ABZ.cz: slovník cizích slov. *Paralelogram* [online]. Radek Kučera & daughter, 2005. [cit. 15.5.2012]. Dostupné z: <http://slovník-cizich-slov.abz.cz/web.php/slovo/socialne-patologicke-jevy>
- [8] AUTOMOTIVE LIFT INSTITUTE. *Drive on parallelogram* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <https://www.autolift.org/LiftTypes/drive-on-parallelogram/>
- [9] STATEWIDE INSTALATIONS. *Rotary's PARALLELOGRAM Lift* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: AUTOMOTIVE LIFT INSTITUTE: Drive-on-parallelogram [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <https://www.autolift.org/LiftTypes/drive-on-parallelogram/>
- [10] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.*
- [11] GOLEMTECH. *Pneumatické zvedáky* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/257-pneumaticke-zvedaky>

- [12] LIFT TABLES. *Air bag lifts* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <https://www.lift-tables.net/pneumatic/air-bag.php>
- [13] DRAŽAN František, KUPKA Ladislav. *Jeřáby*. Vydání první. Praha: SNTL - Státní nakladatelství technické literatury
- [14] GOLEMTECH. *Nízkozdvižný zvedák plošinový 3000kg* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: https://www.golemtech.cz/nuzkove-zvedaky-hydraulicke/289-nizkozdvizny-zvedak-plošinovy-3000kg.html?gclid=Cj0KCQjw5qrXBRC3ARIsAJq3bwoWuS9wyW1bWLQVklM3uRgNgweqj6EnUBUHqMtCxSNrJzcB_waCCRQaApihEALw_wcB
- [15] Firemní literatura: METAU ENGINEERING. *Hydrostatický lineární mechanismus*. 2018
- [16] T.E.A. TECHNIK s.r.o. *Kuličkové šrouby* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/kulickove-srouby/>
- [17] ENKON. *Ball Screw Scissor Lift Tables* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <http://www.enkon.pro/ball-screw-scissor-lift-tables.html>
- [18] HABERKORN. *Pohony ozubenými řemeny* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/pohony-ozubenymi-remeny/>
- [19] INTERROL. *Detail of product Lift RM 6008* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <https://www.interroll.de/en/products/conveyors-sorters/key-products/lift-rm-6008/>
- [20] T.E.A. TECHNIK s.r.o. *Lineární osa s hřebenem AG.CR LINEÁRNÍ OSA S HŘEBENEM AG.CR* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/linearni-osa-hrebenem-ag-cr/>
- [21] GROB ANTRIEBSTECHNIK. *Platzwunder schubkette – ideal für den hubtisch* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <https://www.grob-antriebstechnik.de/de/news/artikel/platzwunder-schubkette-ideal-fuer-den-hubtisch.html>
- [22] INTERROL. *Detail of product RollerDrive EC310* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <https://www.interroll.cz/produkty/pohony-a-rizeni/rollerdrive/rollerdrive-ec310/>

- [23] INTERROLL. . *Detail of Universal Conveyor Roller Series 1700* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z:
<https://www.interroll.de/en/products/conveyor-rollers/rollers/universal-conveyor-roller-series-1700/>
- [24] BUREŠ, Jiří. *Valivé tření (valivý odpor)* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z:
<http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [25] HOSZOWSKI Radek. *Prezentace - technická mechanika- čepové tření* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <http://slideplayer.cz/slide/11507857/>
- [26] KRATINA, Jakub. *Součinitel tření* [online]. 2013 [cit. 2018-06-14]. Dostupné z:
<https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [27] STUDENTSKÉ. *Řemenové převody* [online]. 2013 [cit. 2018-06-14]. Dostupné z:
<http://strojirenstvi.studentske.cz/2010/11/14-remenove-prevody.html>
- [28] VAJMAR, Jan. *Návrh zdvižného pozičního stolu*. Brno, 2014. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [29] CZ FERRO-STEEL s r.o. *Konstrukční ocel ČSN 11523* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11523.pdf>
- [30] FILIP, Petr. *Hodnoty mezi pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel* [online]. 2013 [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [31] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka*. Praha: Scientia, spol. s r.o., 1994. ISBN 80-85827-59-X.
- [32] KOMPRESORY VZDUCHOTECHNIKA. *Pneumatický píst* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z: <https://www.kompresory-vzduchotechnika.cz/files/produkt/valce/KRUHOVE-VALCE/RM-8000-M.pdf>
- [33] MTS INDUSTRIAL. *Conveyor Rollers* [online]. [cit. 2018-06-14]. Dostupné z:
<http://www.mtsindustrial.com/product/conveyor-rollers/>

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1: Mobilní zvedák [2]
Obr. 2: Zvedák umístěný na podlahu [2]
Obr. 3: Zvedák umístěný pod podlahu [2]
Obr. 4: Jednosloupový zvedák [4]
Obr. 5: Dvousloupový zvedák [4]
Obr. 6: Pístový zvedák [6]
Obr. 7: Paralelogram [9]
Obr. 8: Zvedák s měchovým pneumatickým pohonem [12]
Obr. 9: Pneumatický válec [32]
Obr. 10: Zvedák s hydraulickým pohonem [14]
Obr. 11: Hydrostatický lineární aktuátor [15]
Obr. 12: Zvedák s pohybovým šroubem [17]
Obr. 13: Zvedák s ozubenými řemeny [19]
Obr. 14: Lineární osa s hřebenem [20]
Obr. 15: Zvedák s tlačnými řetězy [21]
Obr. 16: Schéma spojení válečků pomocí řemínků [33]
Obr. 17: Váleček Roller Drive EC310 [22]
Obr. 18: Váleček Roller Drive EC310 - levá část [22]
Obr. 19: Váleček Roller Drive EC310 - pravá část [22]
Obr. 20: Váleček Série 1700 [23]
Obr. 21: Váleček Série 1700-způsob uchycení [23]
Obr. 22: Válečková trať
Obr. 23: Nůžkový mechanismus
Obr. 24: Schéma nůžkového mechanismu
Obr. 25: Schéma tělesa 1 v horní poloze
Obr. 26: Schéma tělesa 2 v horní poloze
Obr. 27: Schéma tělesa 3 v horní poloze

Obr. 28: Schéma tělesa 1 v dolní poloze

Obr. 29: Schéma tělesa 2 v dolní poloze

Obr. 30: Schéma tělesa 3 v dolní poloze

Obr. 31: Schéma čepu v místě A, C

Obr. 32: Schéma čepu v místě B, D

Obr. 33: Schéma čepu v místě E

Obr. 34: Logické schéma pohonu [31]

Obr. 35: Model hydraulického lineárního aktuátoru [31]

Obr. 36: Schéma hydraulického lineárního aktuátoru [31]

Obr. 37: Schéma čepu v místě G, H

Obr. 38: Základový rám

Obr. 39: Oplocení

Obr. 40: Zdvíž s integrovaným válečkovým dopravníkem

SEZNAM TABULEK

Tab. 1: Výsledky řešení soustavy rovnic pro horní polohu

tab. 2: Výsledky řešení soustavy rovnic pro dolní polohu

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1: Návrhový výkres sestavy zdviže s integrovaným válečkovým dopravníkem

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

m_p	[kg]	Hmotnost břemene
k_l	[-]	Počet válečků pod břemenem
β	[°]	Sklon trati
e	[m]	Součinitel valivého tření
f	[-]	Součinitel čepového tření
r	[m]	Poloměr čepu v ložiskách
R	[m]	Poloměr válečku
D	[m]	Průměr válečku
m_v	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečku
k_p	[-]	Počet poháněných válečků pod břemenem
μ	[-]	Součinitel smykového tření
n	[-]	Počet předmětů na trati
Z_c	[-]	Celkový počet válečků
v	[m.s ⁻¹]	Dopravní rychlost
η	[-]	Účinnost řemenového převodu
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
ω_v	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost válečku
Q	[N]	Síla působící na mechanismus
m_t	[kg]	Hmotnost válečkové trati
F_{AX}	[N]	Síla působící na bod A v ose x
F_{AY}	[N]	Síla působící na bod A v ose y
F_{BX}	[N]	Síla působící na bod B v ose x
F_{BY}	[N]	Síla působící na bod B v ose y
F_{CX}	[N]	Síla působící na bod C v ose x
F_{CY}	[N]	Síla působící na bod C v ose y
F_{DX}	[N]	Síla působící na bod D v ose x
F_{DY}	[N]	Síla působící na bod D v ose y
F_{EX}	[N]	Síla působící na bod E v ose x
F_{EY}	[N]	Síla působící na bod E v ose y
F_{HX}	[N]	Síla působící na bod H v ose x
F_{HY}	[N]	Síla působící na bod H v ose y

F_{GX}	[N]	Síla působící na bod G v ose x
F_{GY}	[N]	Síla působící na bod G v ose y
$R_{e_{min}}$	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Pevnost v tahu
E	[MPa]	Modul pružnosti
p_D	[MPa]	Dovolený tlak ve stykových plochách
σ_{Dov}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
k_v	[-]	Bezpečnostní součinitel
b	[mm]	Šířka uložení čepu
d_A	[mm]	Průměr čepu ve vazbě A
M_o	[N.mm]	Ohybový moment
l	[mm]	Délka ramene ohybového momentu
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu
W_o	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
d_D	[mm]	Průměr čepu ve vazbě D
d_E	[mm]	Průměr čepu ve vazbě E
τ_s	[MPa]	Napětí ve smyku
τ_{Dov}	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
d_G	[mm]	Průměr čepu ve vazbě G
a	[mm]	Tloušťka stěny ramene
L	[m]	Délka trati
t_r	[s]	Doba rozběhu