

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017
Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní specializace: Konstruování výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh padostroje

Autor: Bc. Tomáš KOČÍ
Vedoucí práce: doc. Ing. Václav KUBEC, Ph.D.

Akademický rok 2020/2021

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš KOČÍ**
Osobní číslo: **S19N0117P**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Studijní obor: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**
Téma práce: **Návrh padostroje**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem práce je zpracovat konstrukční řešení padostroje o maximální dopadové energii 25kJ. Konstrukční řešení bude zaměřeno na návrh koncepce stroje, která umožní regulovat velikost dopadové energie pomocí změny hmotnosti beranu. Součástí řešení bude také návrh vhodného spouštěcího mechanismu.

Základní technické údaje:

Tecnické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Analýza problematiky, rešerše
2. Specifikace zadání
3. Návrh variant řešení
4. Výběr optimální varianty
5. Konstrukční zpracování vybrané varianty

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

[1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3

[2] RUDOLF, B. *Toářecí stroje: základy výpočtů a konstrukce : vysokoškolská učebnice*. 2., opr. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1982.

Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Václav Kubec, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Danuše Jánská**
COMTES FHT a.s.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2021**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto chci poděkovat panu doc. Ing. Václavu Kubecovi, Ph.D. za cenné rady a odborné připomínky při vypracování této diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Kočí	Jméno Tomáš	
STUDIJNÍ PROGRAM	N0715A270017 - Konstruování strojů a technických zařízení		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) doc. Ing. KUBEC, Ph.D.	Jméno Václav	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh padostroje		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	122	TEXTOVÁ ČÁST	95	GRAFICKÁ ČÁST	27
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce obsahuje rešerši strojů pracujících s rázovou energií. Hlavním cílem práce je navrhnout padostroj o jmenovité energii 25 000 [J]. Nejprve je specifikováno zadání a po té jsou určeny vztahy pro návrh základních parametrů. Dále jsou navrhována řešení jednotlivých konstrukčních uzlů. Z nich jsou vybrána vhodná řešení pro návrh celého padostroje. Ten je posléze kontrolován pomocí metody konečných prvků.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">Padostroj, padací buchar, zkušebnictví, rázové zkoušky.</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Kočí	Name Tomáš	
STUDY PROGRAMME	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) doc. Ing. KUBEC, Ph.D.	Name Václav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	The drop machine design		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2021
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	122	TEXT PART	95	GRAPHICAL PART	27
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This thesis dissert on design of drop machine contains a search of machines working with shock energy. The main goal of this work is to design a pad machine with a nominal energy of 25,000 [J]. First, the assignment is specified and then the relationships for the design of basic parameters are determined. Furthermore, solutions of individual structural nodes are proposed. Suitable solutions for the design of the entire pad machine are selected from them. It is then checked using finite element method.</p>
KEY WORDS	Drop machine, drop hammer, testing, impact testing.

Obsah

1 Úvod	7
2 Rešerše	8
2.1 Historie vzniku bucharu	8
2.2 Rozdělení bucharů.....	8
2.3 Jednočinný šabotový univerzální padostroj pro zkušebnictví	11
2.4 Vyráběné padostroje	12
2.5 Odvození vztahů pro návrh základních parametrů padostroje	12
3 Specifikace zadání	17
4 Stanovení základních parametrů	19
4.1 Účinnost rázu	19
4.2 Rychlost a energie beranu při dopadu	20
4.3 Určení síly při dopadu.....	22
4.4 Určení velikosti sil vzniklých při excentrickém dopadu	26
5 Varianty řešení	29
5.1 Spojení beranu a vedení	29
5.2 Uvolňovací zařízení	33
5.3 Beran	36
5.4 Zdvihací mechanismus.....	38
5.5 Ochrana padostroje před tvrdým rázem	40
5.6 Měření na padostroji	41
5.7 Sestavení morfologické matice	45
6 Popis konstrukčního řešení	48
6.1 Beran	48
6.2 Uvolňovací zařízení	54
6.3 Zdvihací ústrojí	57
6.4 Měření na padostroji	58
6.5 Tlumiče rázů	59
6.6 Rám.....	60
6.7 Parametry padostroje.....	68
6.8 Náklady na výrobu padostroje	70
7 Ověření konstrukce padostroje pomocí MKP	72
7.1 Tvrdý ráz.....	72
7.2 Excentrický ráz	74
7.3 Uvolňovací zařízení	81
7.4 Výklopné držáky	83
7.5 Kloubový jeřáb.....	84
8 Závěr	88

Seznam příloh

- Příloha I - Ceny součástí padostroje
- Příloha II - Výkres sestavy padostroje
- Příloha III - Výkres sestavy uvolňovacího zařízení
- Příloha IV - Výrobní výkres závaží 50 [kg]
- Příloha V - Výrobní výkres kolejnice MPV1

1 Úvod

S rozvojem techniky přichází čas, kdy již nestačí znalost toho, jak se materiály chovají při statickém zatížení a malých rychlostech, ale je nutné znát jejich chování při dynamickém zatížení a vysokých rychlostech. Aby však bylo možné toto zjistit, je nezbytný rozvoj zkušebnictví. Již nyní je trh nasycen zkušebními padostrojemi, bohužel jejich nevýhodou je, že jsou jednoúčelové a chybí jim jistá univerzálnost. Tento popud dal vzniku této diplomové práce, jejímž zadavatelem je Firma COMTES FHT.

Práce se bude zabývat konstrukcí padostroje o maximální jmenovité energii při dopadu 25 [kJ]. Započne řešerší, kde jsou popsány buchary a výpočty potřebné ke konstrukci padostroje. Pokračuje specifikací požadavků a dále se zabývá sestavením morfologické matice pro jednotlivé konstrukční uzly, ze které je následně navrhnuo řešení. To je posléze kontrolováno pomocí metody konečných prvků. Nakonec byl vytvořen výkres sestavy celého padostroje.

2 Rešerše

Tato kapitola se zabývá průzkumem oblasti strojů pracujících s rázovou energií. Jedná se konkrétně o padací buchary a padostroje, neboť se jedná o principiálně podobné stroje. S rázovou energií pracují i rázová kladiva, jelikož se od padostrojů velice konstrukčně odlišují, nebude se jimi práce dále zabývat.

Ke stanovení základních parametrů padostroje, jako jsou např. rozměry pracovního prostoru či hmotnost beranu, zde budou odvozeny vztahy, které napomohou k jejich pozdějšímu návrhu.

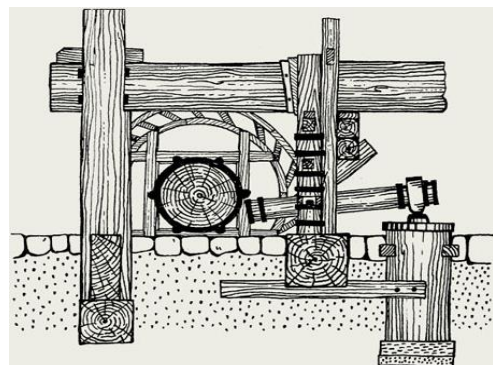
2.1 Historie vzniku bucharu

Padostroj pracuje na principu padacího bucharu, proto bude dále vysvětlena historie vzniku bucharu. V době bronzové, kdy se lidé učili zpracovávat kovy, bylo nezbytně nutné vymyslet, jak je zpracovávat. To bylo zřejmě impulsem k vytvoření, tehdy nového oboru, kovářství. Tehdejší kovář potřeboval ke své práci dva důležité nástroje, kladivo a kovadlinu. Již tehdy si člověk uvědomoval, že kovadlina by měla být mnohokrát větší než kladivo a měla by být podložena dubovým (či bukovým) špalkem. Později se kovadliny podkládali pískem a s vynálezem pryže se nyní podkládají pryží.



Obr. 1 - Praveký kovář [1]

Již v sedmém století byla spoutána vodní energie a vymyšlen první vodní mlýn, ale až o sedm století později byla tato vodní energie využita pro pohon tzv. vodních hamrů. Jednalo se o jednoduché zařízení, jehož účelem bylo nadzdvihnout kladivo a nechat ho volným pádem spadnout na tvářený kov, který byl umístěn na kovadlině. [1]

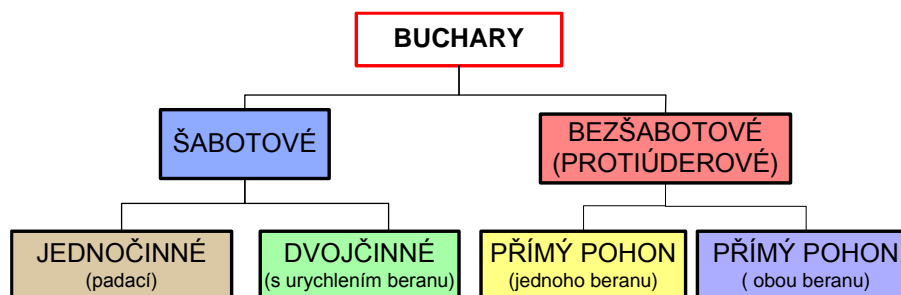


Obr. 2 - Vodní hamr [1]

Princip vodního hamru, tedy využít jinou než lidskou energii ke zdvihu beranu (nahradil kladivo) a nechat jej dopadnout na tvářený materiál umístěný na šabotě (nahradila kovadlinu), je užíván dodnes ve strojních zařízeních nazývaných buchary.

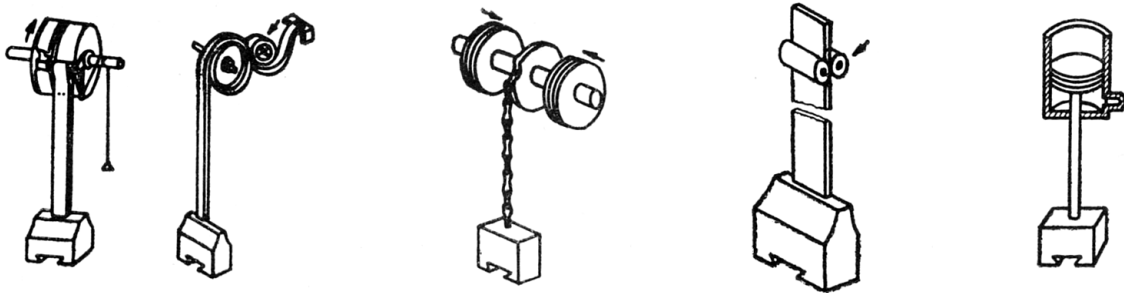
2.2 Rozdělení bucharů

Bucharly lze dle konstrukčního uspořádání rozdělit na šabotové a bezšabotové.



Obr. 3 - Základní rozdělení bucharů [1]

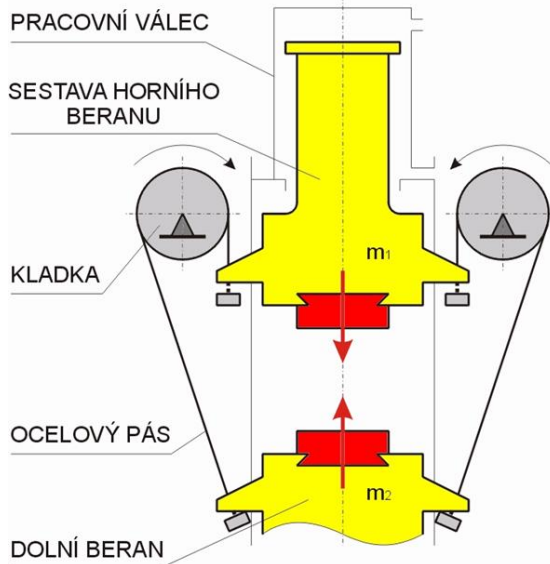
Šabotové buchary se dále dělí dle rychlosti pádu beranu na jednočinné a dvočinné. Jednočinné nebo též padací buchary, jsou takové buchary, které k urychlení beranu využívají pouze volného pádu. Ke zdvihu beranu lze využít konstrukční řešení zvedacího ústrojí uvedená na Obr. 4. Jsou to zleva: řemenové, lanové, řetězové, deskové (prknové) a pístové.



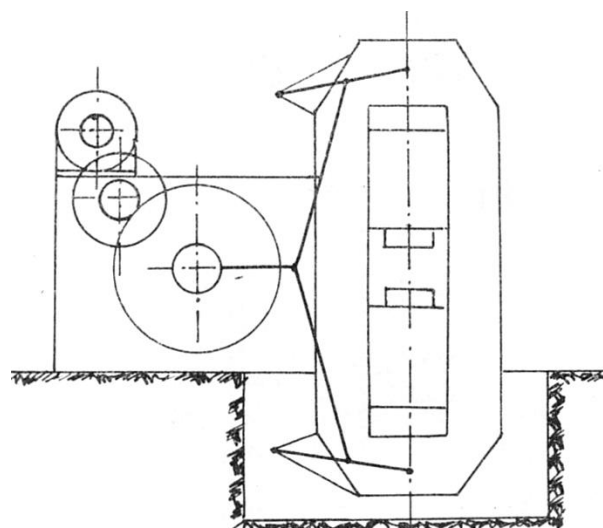
Obr. 4 - Zdvih beranu jednočinných bucharů [1]

Dvočinné buchary se od jednočinných liší v tom, že beran je urychlován při pracovním zdvihu a padá tedy rychleji, než by padal pouze volným pádem. Tím dosáhne vyšší dopadové energie při stejné hmotnosti beranu. Z tohoto důvodu musí pohon běžet jak při zdvihu beranu, tak při jeho spouštění. Urychlení beranu lze docílit např. za pomoci pružiny, která předepne beran a ten je při uvolnění vystřelen podobně jako šíp z kuše. Dále lze využít tlaku pracovního média, kterým může být např.: pára, vzduch, hydraulická kapalina nebo lze využít i expanze pohonné směsi ve spalovací komoře. V neposlední řadě lze využít magnetické síly, nebo kombinaci předchozích řešení. [1]

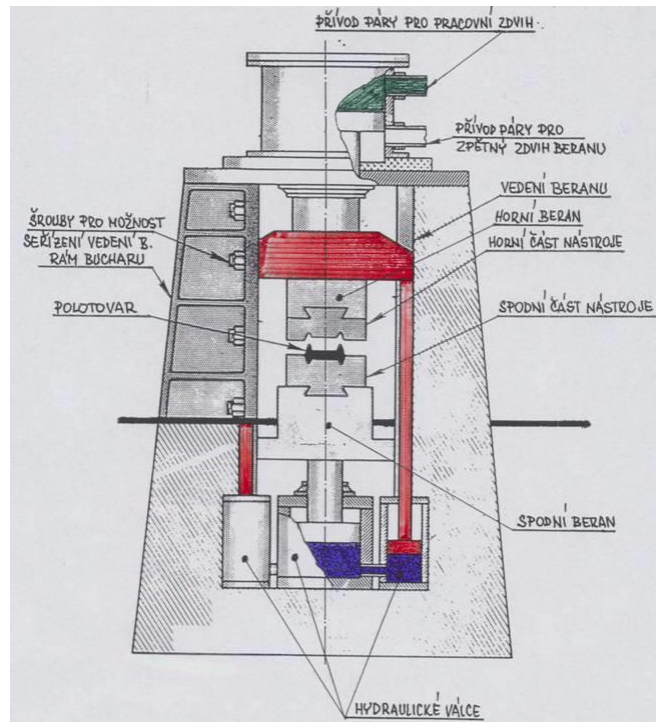
Bezšabotové buchary, jak už z názvu vyplývá, nemají šabotu. Jedná se tedy v podstatě o dva berany, které se pohybují proti sobě a proto je v literatuře lze najít také pod názvem protiběžné buchary. Rozdělit je lze dle způsobu pohonu beranů na přímý pohon obou beranů a přímý pohon pouze jednoho beranu, jehož pohyb je nějakým způsobem svázán s druhým beranem. Vazba může být mechanická, kdy se využije ocelového pásu (Obr. 5) či pákového převodu (Obr. 6), nebo hydraulická (Obr. 7).



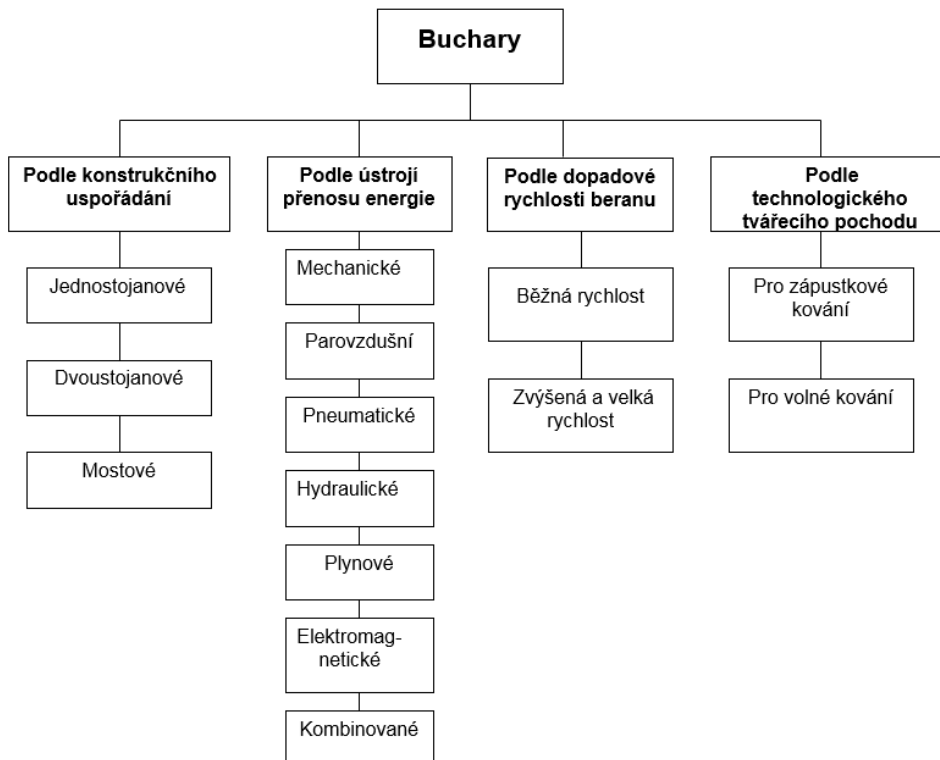
Obr. 5 - Protiběžný buchar s pásovou vazbou [1]



Obr. 6 - Protiběžný buchar s pákovou vazbou [1]

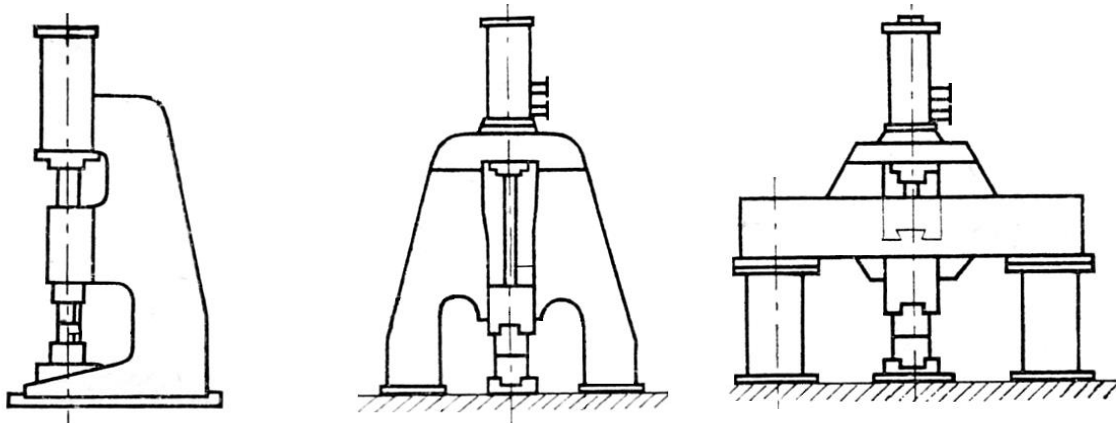


Obr. 7 - Protiběžný buchar s hydraulickou vazbou [1]



Obr. 8 - Rozdělení bucharů [1]

Dále lze dělit buchary dle konstrukčního uspořádání na jednostojanové, dvoustojanové a mostové, jak lze vidět na Obr. 9. Lze si domyslet, že se budou lišit především v přístupu do pracovního prostoru.

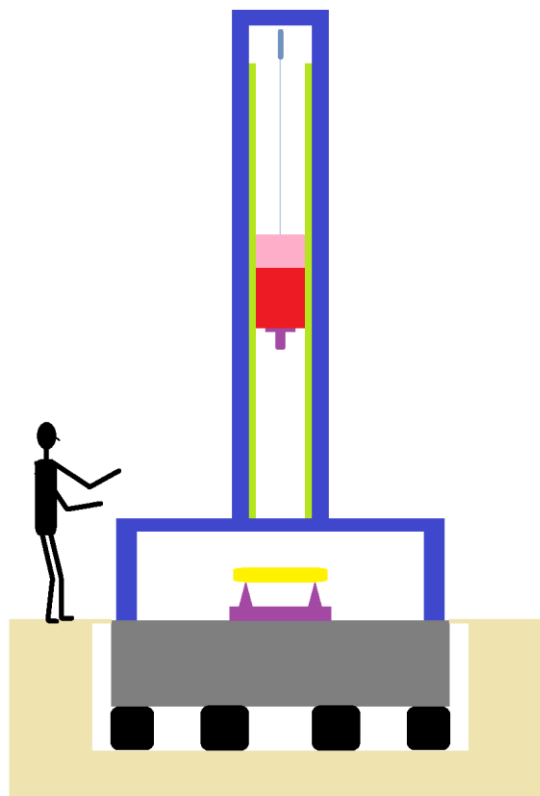


Obr. 9 - Konstrukční uspořádání bucharů zleva jednojannové, dvoujannové a mostové [1]

2.3 Jednočinný šabotový univerzální padostroj pro zkušebnictví

Padostroj pro zkušebnictví má několik základních částí, jak je možné vidět na Obr. 10. Červeně je zde znázorněn beran, který je vertikálně veden pomocí vedení (zeleně). Vedení je pevně spojeno s rámem (modře). Beran je držen uvolňovacím zařízením (růžově), které slouží k jeho uvolnění. Samotné uvolňovací zařízení je spojeno s vrchní částí rámu pomocí zdvihacího zařízení sloužícího k vytažení beranu do určité výšky.

Šedivě je znázorněna šabota, která je pevně spojena s rámem. Na šabotě je připevněn přípravek (fialově) sloužící k držení zkušební vzorku (žlutě). Do zkušební vzorku by měl udeřit nástroj (fialově) umístěný na beranu. Celý padostroj je umístěn na tlumících patkách (černě) a tím odizolován od vnějšího prostředí, aby se rázové vlny vyvolané dopadem beranu nešířili po okolním prostředí a nezpůsobovali otřesy jiných strojů v blízkém okolí.



Obr. 10 - Schéma padostroje

2.4 Vyráběné padostroje

Výrobou padostrojů a dalších zkušebních strojů se zabývá Německá firma COESFELD GmbH. Jejich padostroje mají ovšem velice malou jmenovitou energii (padostroj PRIMUS do 333 [J] a padostroj MAGNUS do 785 [J]). O něco větší padostroje vyvíjí a vyrábí firma LABORTECH. U té lze zakoupit padostroje o jmenovité energii od 5 [J] až po 120 000 [J]. Další firmou vyrábějí padostroje je firma IMATEK. Od této firmy vlastní firma COMTES FHT svůj padostroj. Padostroje lze také nalézt v české firmě IGITUR. Padostroje lze většinou rozšířit např. o termokomoru či urychlující jednotku. [35][36]



Obr. 11 - Padostroj PRIMUS [35]



Obr. 12 - Padostroj MAGNUS [35]



Obr. 13 - Padostroj DPFEST [36]

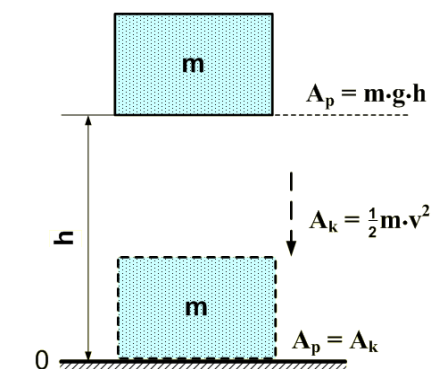
2.5 Odvození vztahů pro návrh základních parametrů padostroje

Při návrhu padostroje je třeba nejprve navrhnout jeho základní parametry. Proto se tato podkapitola bude zabývat odvozením vztahů pro návrh základních parametrů padostroje, které budou dále využity v kapitole 4. Vztahy poslouží ke stanovení vhodné hmotnosti šaboty a beranu a maximální výšce, ze které bude beran padat. Dále jich bude využito ke stanovení silového zatížení rámu při dopadu beranu.

2.5.1 Energetická rozvaha padostroje

Nejprve je třeba zjistit jaká je závislost mezi výškou pádu beranu a jeho dopadovou rychlostí. K tomu poslouží věta o změně kinetické energie.

Těleso o hmotnosti m je vytaženo do výšky h , kde je jeho polohová energie A_p rovna součinu jeho hmotnosti m , výšky h , do které bylo vytaženo a gravitační konstanty g . Při volném pádu zmíněného tělesa, lze jeho kinetickou energii A_k popsat rovnicí (2), kde m je hmotnost a v je rychlost. Z věty o změně



Obr. 14 - Energetická rozvaha padostroje [1]

kinetické energie vyplývá, že při dopadu tělesa se bude jeho polohová energie A_p rovnat jeho kinetické energii A_k .

$$A_p = m \cdot g \cdot h \quad (1)$$

$$A_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (2)$$

$$A_p = A_k \quad (3)$$

Po dosazení vztahů (1) a (2) do vztahu (3) lze vyjádřit dopadovou rychlost v v závislosti na výšce pádu h a dále výšku pádu h v závislosti na dopadové rychlosti v .

$$m \cdot g \cdot h = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (4)$$

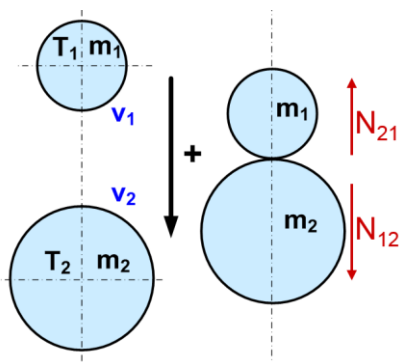
$$h = \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (5)$$

2.5.2 Účinnost rázu

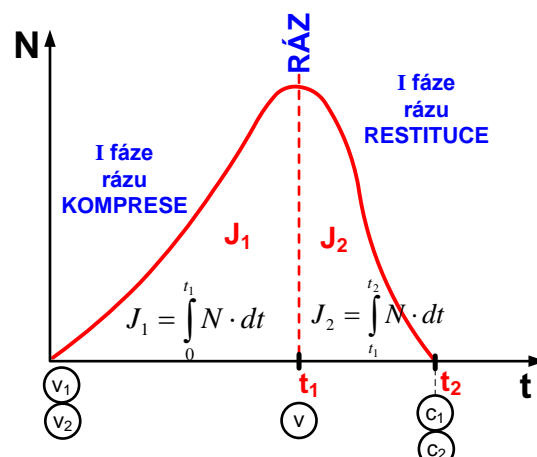
Aby bylo možné zvolit vhodnou hmotnost beranu a šaboty, je třeba nejprve zjistit závislost mezi poměrem jejich hmotností a účinností rázu. Pomocí teorie rázu, lze sestavit energetické rovnice. Kde m je hmotnost tělesa, v značí jeho rychlost a k označuje činitel restituice. Činitel restituice k nabývá hodnot od 0 do 1. Při $k = 0$ se jedná o dokonale nepružný ráz, což si lze představit jako srážku dvou hrud bláta. Oproti tomu při $k = 1$ se jedná o ráz dokonale pružný, kdy se tělesa od sebe dokonale odrazí, což si lze představit jako srážku dvou ocelových nebo gumových kulí.

$$A_{\text{úderu}} = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot v_2^2 - \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot c_1^2 - \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot c_2^2$$

$$A_{\text{úderu}} = \frac{1}{2} \cdot (1 - k^2) \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot (v_1 - v_2)^2 \quad (6)$$



Obr. 15 - Ráz těles [1]



Obr. 16 - Obecný graf rázu těles [1]

Energii těles před úderem lze stanovit součtem jejich kinetických energií.

$$A_o = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot v_2^2 \quad (7)$$

Účinnost rázu lze stanovit jako podíl energie úderu $A_{\text{úderu}}$ a energie těles před úderem A_o .

$$\eta = \frac{A_{uderu}}{A_o} \quad (8)$$

Ke stanovení účinnosti pro padostroj je nutné předpokládat následující. Těleso 1 označuje beran a těleso 2 značí šabotu. Rychlost šaboty je nulová ($v_2 = 0$) a bude se jednat o dokonale plastický ráz ($k = 0$). Pak tedy dosazením vztahů (6) a (7) do vztahu (8) bude získána účinnost rázu na padostroji. [2]

$$\eta = \frac{\frac{1}{2}(1-k^2) \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} (v_1 - v_2)^2}{\frac{1}{2} m \cdot v_1^2 + \frac{1}{2} m \cdot v_2^2} = \frac{\frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} v_1^2}{m_1 \cdot v_1^2} = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \quad (9)$$

Vztah (9) lze ještě dále upravit za využití poměru hmotností šaboty a beranu a .

$$a = \frac{m_2}{m_1} \quad (10)$$

Dosazením vztahu (10) do vztahu (9) bude získán následující vztah.

$$\eta = \frac{a}{a+1} \quad (11)$$

2.5.3 Závislosti mezi modelovým a skutečným padostrojem

Při dopadu beranu na vzorek dojde ke vzniku reakční síly působící na beran. Pokud se vzorek nachází v místě osy těžiště beranu, dojde pouze k odskočení beranu směrem vzhůru. Pokud je ale vzorek mimo tuto osu, tak se silové zatížení přenáší přes beran do vedení a dále do rámu. Z tohoto důvodu je nutné zjistit, jak velké silové zatížení vznikne při dopadu. Výsledky ze zkoušky na malém modelovém padostroji mohou být převedeny na hodnoty odpovídající navrhovanému padostroji. Nejprve je ale nezbytné si odvodit závislosti mezi modelovým a skutečným padostrojem. K tomu byly použity následující vztahy pro provádění modelových zkoušek pocházející ze zdroje [5] ze strany 183 - 185.

Při provádění modelových zkoušek je nutné dodržet stejnou poměrnou rychlost tváření. Proto bude zaveden součinitel lineární podobnosti c , který je roven poměru mezi výškou modelového tělesa h_m a výškou skutečného tělesa h_v . Pro zjednodušení jsou dále značky indexovány písmeny m pro modelový padostroj a v pro skutečný padostroj.

$$c = \frac{h_v}{h_m} \quad (12)$$

Jak již bylo zmíněno, je nutné dodržet stejnou poměrnou rychlost tváření jak u modelového, tak skutečného tělesa. Poměrná rychlost tváření φ' je poměrem dopadové rychlosti v a výšky tělesa h . Srovnáním těchto vztahů a následným vyjádřením bude získán vzorec pro výpočet rychlosti tváření modelového padostroje.

$$\begin{aligned} \varphi' &= \frac{v_v}{h_v} \\ \varphi' &= \frac{v_m}{h_m} \\ \varphi' &= \frac{v_m}{h_m} = \frac{v_v}{h_v} \\ v_m &= \frac{h_m}{h_v} \cdot v_v \end{aligned} \quad (13)$$

Dosazením vztahu (12) do vztahu (13) lze dojít ke zjištění, že poměr mezi rychlostí tváření modelového tělesa v_m a rychlostí tváření skutečného tělesa v_v je závislý lineárně.

$$v_m = \frac{h_m}{h_v} \cdot v_v = \frac{v_v}{c}$$

$$c = \frac{v_v}{v_m} \quad (14)$$

Za předpokladu že rychlost tváření tělesa je rovna dopadové rychlosti beranu, lze pomocí vztahu pro dopadovou rychlost (4) určit vztah pro součinitel lineární podobnosti ve druhé mocnině v závislosti na výšce pádu.

$$c = \frac{v_v}{v_m} = \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_v}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_m}} = \frac{\sqrt{H_v}}{\sqrt{H_m}} \quad (15)$$

$$c^2 = \frac{H_v}{H_m} \quad (16)$$

Ze vztahu pro deformační práci plyne, že deformační práce na modelovém padostroji A_m a skutečném padostroji A_v je závislá na třetí mocnině lineárního součinitele podobnosti c .

$$A_v = c^3 \cdot A_m \quad (17)$$

Prostým dosazením vztahu (1) do vztahu (17) bude získána závislost mezi poměrem hmotností beranů m a výškami pádů H .

$$A_v = c^3 \cdot A_m$$

$$m_v \cdot g \cdot H_v = c^3 \cdot m_m \cdot g \cdot H_m$$

$$\frac{m_v}{m_m} = \frac{1}{c^3} \cdot \frac{H_v}{H_m} \quad (18)$$

Nyní je nezbytné dosadit vztah pro lineární součinitel podobnosti c (15) do předešlého vztahu (18).

$$\frac{m_v}{m_m} = \frac{1}{\left(\frac{\sqrt{H_v}}{\sqrt{H_m}}\right)^3} \cdot \frac{H_v}{H_m}$$

$$\frac{m_v}{m_m} = \frac{1}{\left(\frac{\sqrt{H_v}}{\sqrt{H_m}}\right)^3} \cdot \frac{H_v}{H_m}$$

$$\frac{m_v}{m_m} = \frac{\sqrt{H_v}^3}{\sqrt{H_m}^3} \cdot \frac{H_v}{H_m}$$

$$\frac{m_v}{m_m} = \frac{\sqrt{H_v}}{\sqrt{H_m}}$$

$$\left(\frac{m_v}{m_m}\right)^2 = \frac{H_v}{H_m} \quad (19)$$

Dosazením vztahu (19) do vztahu (16) bude získán vztah pro součinitel lineární podobnosti c v závislosti na poměru hmotností beranu modelového a skutečného padostroje.

$$c^2 = \frac{H_v}{H_m} = \left(\frac{m_v}{m_m}\right)^2$$

$$c = \frac{m_v}{m_m} \quad (20)$$

Lehkou úpravou vztahu (17) lze získat lineární součinitel podobnosti ve druhé mocnině v závislosti na rázové práci při dopadu na modelovém tělese a na skutečném tělese.

$$c^3 = \frac{A_v}{A_m}$$

$$c^2 = \sqrt[3]{\left(\frac{A_v}{A_m}\right)^2} \quad (21)$$

Práci A lze definovat, jako sílu F působící na dráze Δh . Z toho lze vyjádřit vztah pro sílu F .

$$A = F \cdot \Delta h$$

$$F = \frac{A}{\Delta h} \quad (22)$$

Dosazením vztahů (12), (17) a (21) do předešlého vztahu (22) bude získán vztah pro výslednou sílu, v závislosti na dopadové energii a vykonané dráze.

$$F_v = \frac{A_v}{\Delta h_v} = \frac{A_m \cdot c^3}{\Delta h_m \cdot c} = \frac{A_m}{\Delta h_m} \cdot c^2$$

$$F_v = \frac{A_m}{\Delta h_m} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{A_v}{A_m}\right)^2} \quad (23)$$

3 Specifikace zadání

Ve firmě COMTES FHT se v současné době nachází padostroj IMATEK IM10T-30HV, který disponuje následujícími parametry:

- Stavitelná výška pádu 50 – 3 000 [mm],
- hmotnost beranu 8 – 100 [kg],
- změna hmotnosti beranu po 1 [kg],
- dopadová rychlost 1 – 25 [m/s],
- dopadová energie 2.5 – 3 000 [J]
- rozsah teplot -70 – 200 [°C],
- šířka pracovního prostoru 1 340 [mm],
- hloubka pracovního prostoru 700 [mm],
- výška pracovního prostoru 600 [mm],
- T-drážky na šabotě pro šrouby M12.



Obr. 17 - Padostroj IMATEK [3]

Zkušební vzorek je na tomto padostroji snímán vysokorychlostní kamerou, která umožňuje detailní záznam s maximální snímkovací frekvencí 680 [kHz] a maximálním rozlišením 1 [MPx] do 7 [kHz]. Tento padostroj umožňuje vyvodit potřebnou energii, jak volným pádem beranu, tak předpružením beranu a jeho následným vystřelením. Jedná se tedy o univerzální dvojčinný šabotový zkušební buchar. [4]

Zadání od firmy bylo pouze zkonstruovat padostroj o maximální energii při dopadu 25 [kJ]. A tak bylo nezbytné zadání dále specifikovat. Tudíž byl připraven předběžný návrh, ze kterého vyplynuly následné parametry:

- Stavitelná výška pádu 0 – 5 097 [mm],
- hmotnost beranu včetně nástroje 100 – 500 [kg],
- změna hmotnosti beranu po 1 [kg],
- dopadová rychlost 0 – 10 [m/s],
- dopadová energie 0 – 25 000 [J]
- rozsah teplot -70 – 200 [°C],
- šířka pracovního prostoru 2 000 [mm],
- hloubka pracovního prostoru 1 200 [mm],
- výška pracovního prostoru 1 000 [mm],
- T-drážky na šabotě pro šrouby M18.

Firma plánuje postavit tento padostroj v novostavbě, tudíž se nebrání přizpůsobit novostavbu požadavkům na budoucí padostroj. Protože bude umístěn uvnitř budovy, nebude muset odolávat vlivům vnějšího prostředí, jako např. dilatacím způsobeným ohřátím sluncem či chladem v zimě, povětrnostním vlivům, hnízdění ptáků v konstrukci atd. Padostroj by měl být co nejlevnější a z tohoto důvodu si firma přeje, aby byl beran urychlován pouze volným pádem. Tedy aby se jednalo o univerzální jednočinný šabotový zkušební buchar. Kvůli velkým

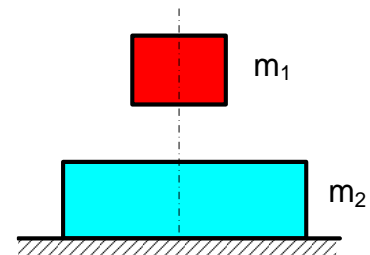
rozměrům pracovního prostoru by měl být padostroj zapuštěn v podlaze, tak aby bylo umožněno do něj např. za pomoci vysokozdvížného vozíku umístit přípravek či vzorek. Celý padostroj bude posazen na tlumící patky od firmy GERB, která tyto patky navrhuje individuálně pro různé stroje. Vzorek by měl být snímán dosavadně používanou vysokorychlostní kamerou. Pochopitelně zde nemohou chybět ani bezpečnostní prvky, které budou chránit v první řadě operátora a v druhé řadě samotný stroj. Údržba celého padostroje by měla být co nejméně časově náročná. Výměna jedné komponenty by například neměla vyžadovat demontáž celého systému. Co se týče změny hmotnosti beranu, měla by být co možná nejrychlejší a neměla by vyžadovat větší fyzickou námahu. Výměnu by měl zvládnout jeden operátor, bez toho aby u něj došlo k poškození zdraví, například zvedáním nepřiměřeně těžkého závaží příliš vysoko.

4 Stanovení základních parametrů

Jak již název napovídá, bude se tato kapitola zabývat stanovením základních parametrů padostroje. K tomu poslouží již dříve získané vztahy z podkapitoly 2.5. Nejprve budou navrženy vhodné hmotnosti šaboty a beranu a vhodná výška pádu v závislosti na rychlosti a energii beranu při dopadu. Dále budou stanoveny silové účinky vznikající při excentrickém dopadu beranu na zkušební vzorek.

4.1 Účinnost rázu

Nejprve bude nutné určit účinnost rázu. Při nárazu beranu na zkušební vzorek se přenáší náraz na přípravek a na šabotu. Je-li šabota lehká, uvede se nárazem do pohybu. Uvedení šaboty do pohybu spotřebuje část práce, která byla vložena do beranu. Pohyb šaboty působí na okolí a způsobuje jeho chvění. Hmotnost šaboty by tedy měla být daleko větší než hmotnost beranu. Jak je patrné z grafu na Obr. 19, měla by hmotnost šaboty být 10 až 20 krát větší než hmotnost beranu. [1]

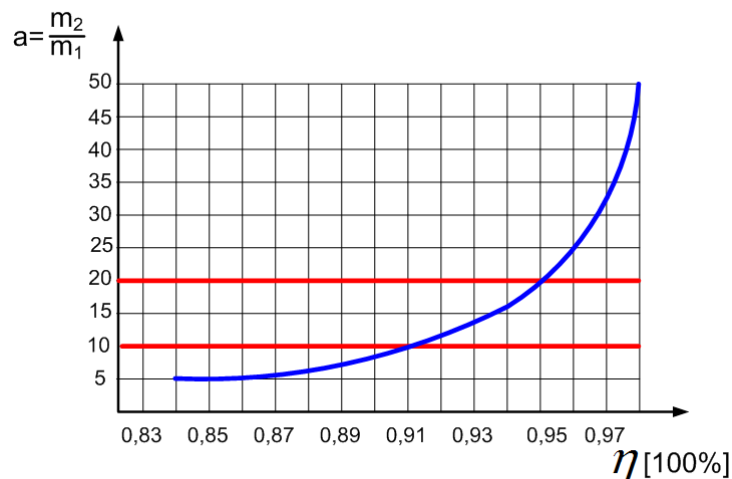


Obr. 18 - Zjednodušené zobrazení beranu a šaboty [1]

Práce ztracená rozkmitáním šaboty se značí jako šabotová ztráta η_z . Lze ji vyjádřit v [%] celkové rázové práce, kterou by beran vykonal úderem na absolutně tuhou šabotu s nekonečně velkou hmotností. [1]

$$\eta_z = 1 - \eta \quad (12)$$

Jak je patrné ze vztahů (10) a (11) účinnost rázu η je přímo závislá na hmotnosti beranu m_1 a šaboty m_2 , z tohoto důvodu bude prvním krokem zvolení následujících parametrů, tak aby se výsledná účinnost nacházela v pásmu mezi 90 a 95 [%], jak je možné vidět v grafu na Obr. 19.



Obr. 19 - Graf závislosti účinnosti rázu na poměru hmotností šaboty a beranu [1]

- hmotnost beranu $m_1 = 500$ [kg],
- šířka šaboty $\check{s}_s = 2240$ [mm],
- hloubka šaboty $h_s = 1440$ [mm],
- výška šaboty $v_s = 320$ [mm],
- hustota oceli $\rho = 7850$ [kg/m³].

Pro stanovení účinnosti rázu je nutné stanovit hmotnost šaboty m_2 .

$$m_2 = \xi_s \cdot h_s \cdot v_s \cdot \rho = 2,24 \cdot 1,44 \cdot 0,32 \cdot 7850 = 8102,7 \text{ [kg]}$$

Dosazením do vztahu (10) a následně do vztahu (11) bude získána účinnost rázu η .

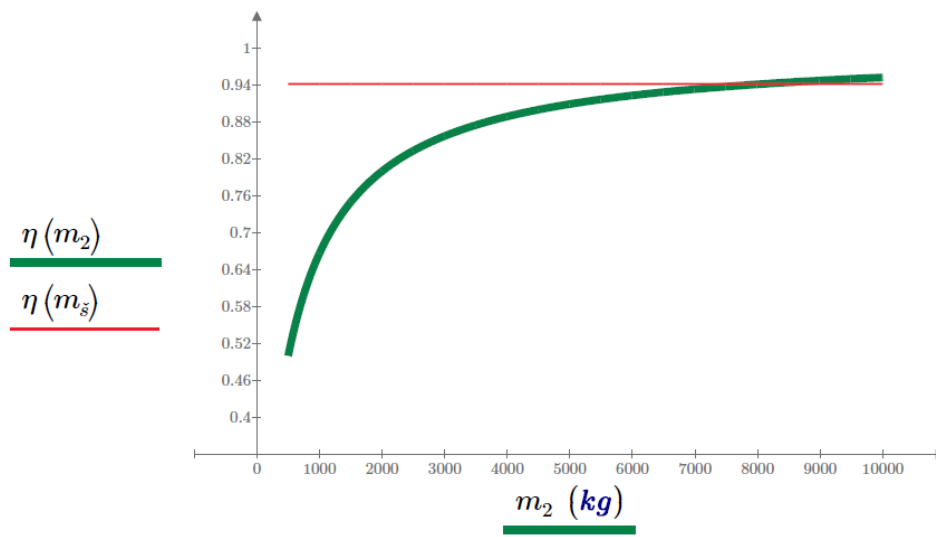
$$a = \frac{m_2}{m_1} = \frac{500}{8102,7} = 16,205$$

$$\eta = \frac{a}{a+1} = \frac{16,205}{16,205+1} = 0,942 = 94,2 \text{ [%]}$$

Vzhledem k poměrně velkým rozměrům šaboty vyšla účinnost rázu poměrně vysoká. Nyní bude stanovena šabotová ztráta η_z dosazením do vztahu (12).

$$\eta_z = 1 - \eta = 1 - 0,942 = 0,058 = 5,8 \text{ [%]}$$

Na následujícím grafu na Obr. 20 lze vidět účinnost rázu v závislosti na měnící se hmotnosti šaboty (zeleně) a skutečnou účinností spočtenou ze skutečné hmotnosti šaboty (červeně).



Obr. 20 - Graf účinnosti rázu v závislosti na proměnné hmotnosti šaboty

4.2 Rychlost a energie beranu při dopadu

Nyní bude nutné určit jaké rychlosti a energie dosáhne beran při dopadu v závislosti na výšce pádu. Maximální dopadová rychlost v_{max} byla po domluvě se zadavatelem stanovena na 10 [m/s], neboť při této rychlosti se již zkoušky dají považovat za vysokorychlostní. Z této maximální rychlosti lze získat maximální výšku pádu H_{max} pouhým dosazením do vztahu (5) získaného z věty o změně kinetické energie.

$$H_{max} = \frac{v^2}{2 \cdot g} = \frac{10^2}{2 \cdot 9,81} = 5097 \text{ [mm]}$$

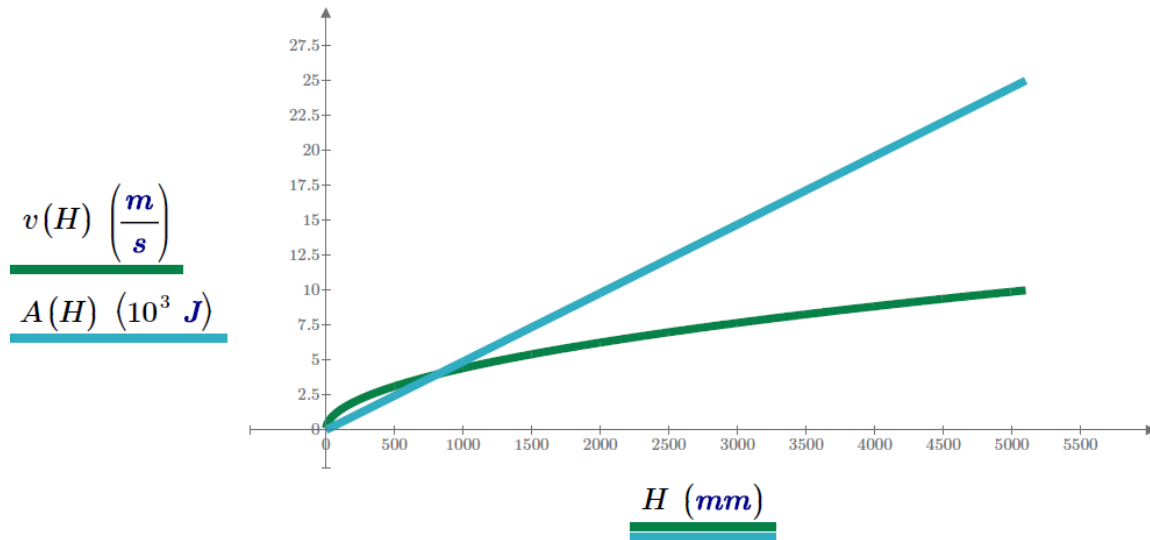
Dosazením do vztahů (1) a (4) lze získat závislost mezi rychlostí beranu při dopadu a výškou pádu (zeleně) a dále mezi dopadovou energií A a výškou pádu (modře), jak znázorňuje následující graf na Obr. 21. Při výpočtu dopadové energie je uvažován beran o maximální hmotnosti 500 [kg].

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

$$v_{max} = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{max}} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 5,097} = 10 \text{ [m/s]}$$

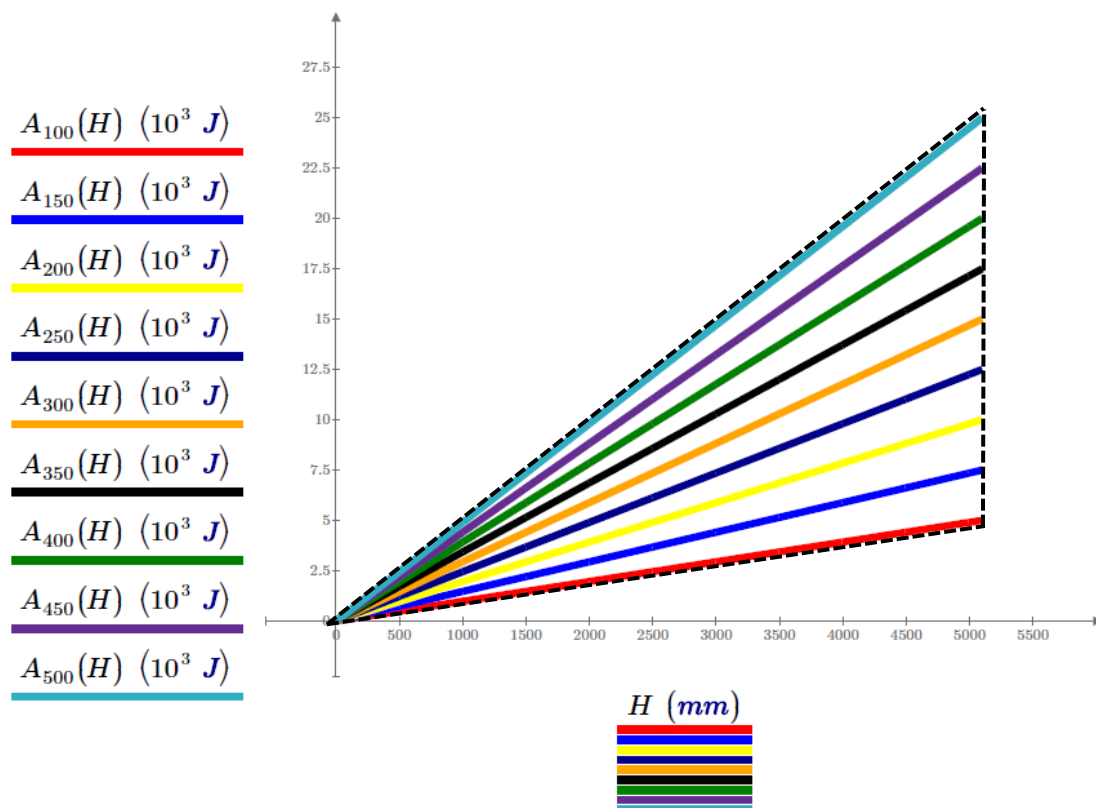
$$A = m \cdot g \cdot H$$

$$A_{max} = m \cdot g \cdot H_{max} = 500 \cdot 9,81 \cdot 5,097 = 25 \text{ [kJ]}$$



Obr. 21 - Graf závislosti rychlosti a energie při dopadu na výšce pádu

Protože dopadová energie beranu je závislá nejen na výšce pádu H , ale i na hmotnosti beranu m , byla spočtena postupně po 50 [kg] a následně zakreslena do grafu na Obr. 22. Z tohoto grafu a z grafu na Obr. 21 vyplývá, že rychlost při dopadu je ovlivněna pouze výškou pádu a proto lze vhodnou změnou hmotnosti beranu docílit různé velikosti energie při dopadu, při zachování požadované rychlosti. Tato oblast je ohraničena čárkovaným trojúhelníkem.



Obr. 22 - Graf závislosti energie při dopadu na výšce pádu

Pokud bude tedy spuštěn beran o hmotnosti 500 [kg] z výšky 5097 [mm], bude mít při dopadu rychlost 10 [m/s] a energii 25 [kJ].

4.3 Určení síly při dopadu

Při dopadu beranu na vzorek dojde ke vzniku reakční síly působící na beran. Pokud se vzorek nachází v místě osy těžiště beranu, dojde pouze k odskočení beranu směrem vzhůru. Pokud je ale vzorek mimo tuto osu, tak se síla přenáší přes beran do vedení a dále do rámu. Zde by mohlo dojít k jejich poškození, které by mohlo vést až k destrukci celého padostroje a následnému zranění obsluhy. Z tohoto důvodu je nutné zjistit, jak velké silové zatížení vznikne při dopadu. Toto silové zatížení bylo spočteno třemi cestami a bylo dospěno k podobným výsledkům, jak je popsáno v následujících třech podkapitolách.

4.3.1 Určení síly pomocí modelového padostroje

Určení pomocí modelového padostroje spočívá v tom, že výsledky ze zkoušky na malém modelovém padostroji budou převedeny na hodnoty odpovídající navrhovanému padostroji. Při předmětu TTSS byly provedeny dvě zkoušky tvářením na olověném válečku za využití padostroje. Tento padostroj bude nyní uvažován jako modelový a pro jeho hodnoty bude použit index m . Indexem v bude značen skutečný padostroj.

Jak již bylo napsáno, při zkoušce byly použity dva stejné olověné válečky o průměru d_{m0} a výšce h_{m0} . Beran měl v obou případech stejnou hmotnost m_m . Hodnoty byly tedy následující.

$$m_m = 43,12 \text{ [kg]}$$

$$d_{m0} = 25 \text{ [mm]}$$

$$h_{m0} = 35,1 \text{ [mm]}$$

Při první zkoušce, dále značené indexem A, byl beran spuštěn z výšky H_{mA} a po dopadu na váleček byla změřena nová výška válečku h_{mA} . Druhá zkouška, dále značená indexem B, proběhla obdobně, avšak výška pádu byla nižší.

$$H_{mA} = 1000 \text{ [mm]}$$

$$h_{mA} = 18,4 \text{ [mm]}$$

$$H_{mB} = 100 \text{ [mm]}$$

$$h_{mB} = 31,4 \text{ [mm]}$$

Aby mohlo být s předešlými hodnotami dále pracováno, je nutné dopočítat rozdíl mezi původní a novou výškou válečku Δh_m .

$$\Delta h_{mA} = h_{m0} - h_{mA} = 35,1 - 18,4 = 16,7 \text{ [mm]}$$

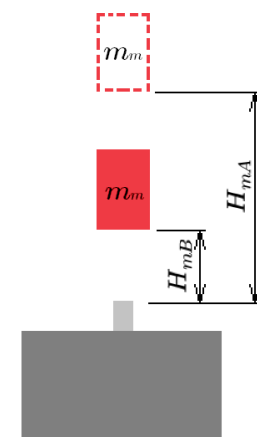
$$\Delta h_{mB} = h_{m0} - h_{mB} = 35,1 - 31,4 = 3,7 \text{ [mm]}$$

Dosazením hmotností beranů modelového a skutečného padostroje do vztahu (20) bude získán součinitel lineární podobnosti c , který bude následně využit ke stanovení výšky pádu na modelovém padostroji H_m , za využití vztahu (16).

$$m_m = 43,12 \text{ [kg]}$$

$$m_v = 500 \text{ [kg]}$$

$$H_v = 5097 \text{ [mm]}$$



Obr. 23 - Výška pádu beranu



Obr. 24 - Váleček před a po tváření

$$c = \frac{m_v}{m_m} = \frac{500}{43,12} = 11,596$$

$$H_m = \frac{H_v}{c^2} = \frac{5097}{11,596^2} = 37,907 \text{ [mm]}$$

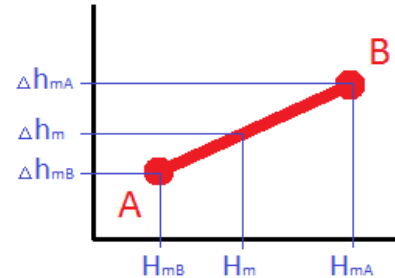
Jak je možné vypočítat, hodnota H_m se neshoduje ani s hodnotou H_{mA} ani s hodnotou H_{mB} . Pro další výpočet je tudíž nezbytné zjistit závislost mezi modelovou výškou pádu H_m a modelovým rozdílem ve výšce válečku Δh_m . Toho lze docílit lineární interpolací.

$$\frac{\Delta h_{mA} - \Delta h_{mB}}{H_{mA} - H_{mB}} = \frac{\Delta h_m - \Delta h_{mB}}{H_m - H_{mB}}$$

$$\Delta h_m = \Delta h_{mB} + (H_m - H_{mB}) \cdot \frac{\Delta h_{mA} - \Delta h_{mB}}{H_{mA} - H_{mB}}$$

$$\Delta h_m = 3,7 + (37,907 - 100) \cdot \frac{16,7 - 3,7}{1000 - 100}$$

$$\Delta h_m = 2,803 \text{ [mm]}$$



Obr. 25 - Lineární interpolace

S hodnotami získanými výše, lze nyní stanovit rozměry modelového válečku na skutečném padostroji.

$$d_{v0} = d_{m0} \cdot c = 25 \cdot 11,596 = 289,889 \text{ [mm]}$$

$$h_{v0} = h_{m0} \cdot c = 35,1 \cdot 11,596 = 407,004 \text{ [mm]}$$

$$\Delta h_v = \Delta h_m \cdot c = 2,803 \cdot 11,596 = 32,503 \text{ [mm]}$$

$$h_v = h_{v0} - \Delta h_v = 407,004 - 32,503 = 374,501 \text{ [mm]}$$

Výsledné silové zatížení F_v lze nyní stanovit poměrem vykonané práce při dopadu beranu A_v na dráze, kterou beran urazí při stlačení válečku Δh_v , jak bylo již dříve stanoveno ve vztahu (22).

$$F_v = \frac{A_v}{\Delta h_v} = \frac{25000}{0,032503} = 769,148 \text{ [kN]}$$

4.3.2 Určení síly pomocí nomogramu

Ze zdroje [5] na straně 87 byl získán nomogram, viz Obr. 26. Z tohoto nomogramu lze odečíst závislost mezi výškou zkušebního tělesa a spotřebovanou prací. Jelikož je tato práce uvedena v [kpm] (kilopond metr) bude nutné ji převést na jednotky soustavy SI prostým násobením gravitačním zrychlením g .

$$[J] = [\text{kpm}] \cdot g \Rightarrow [\text{kpm}] = \frac{[J]}{g}$$

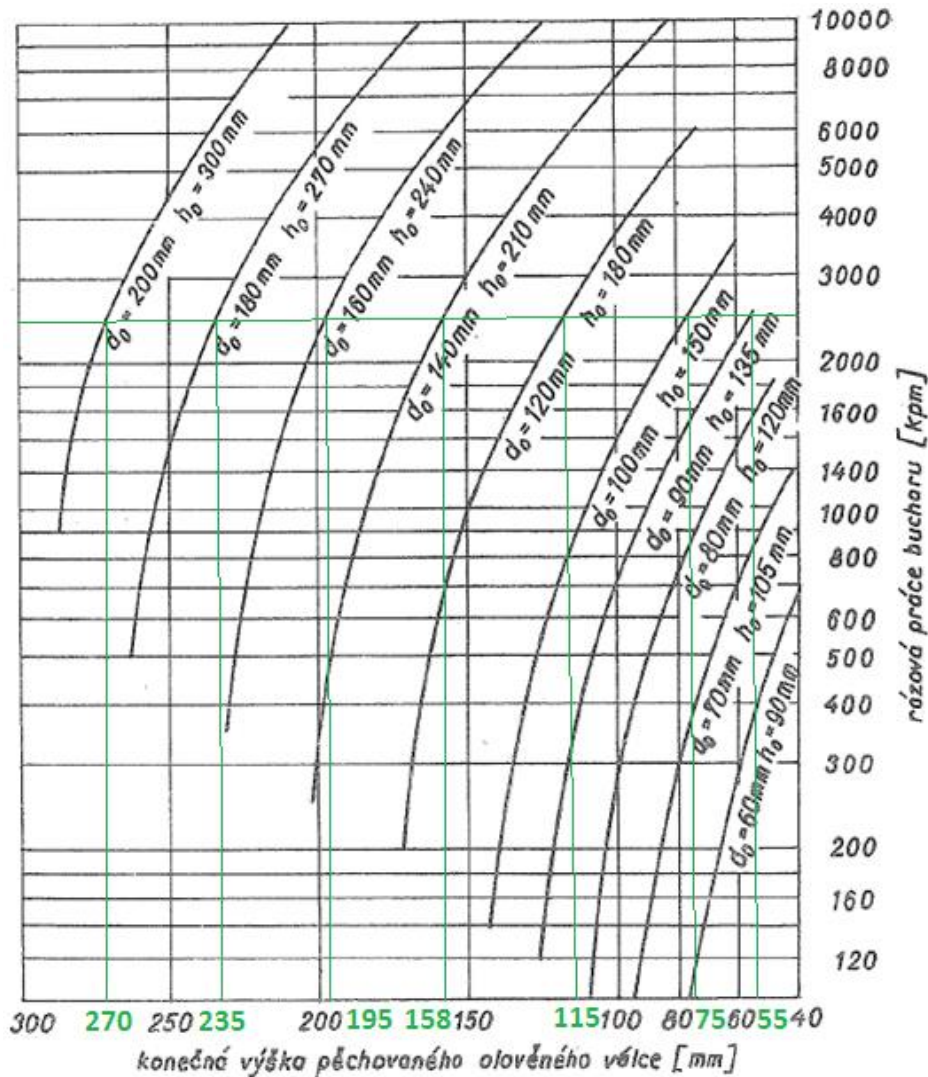
$$A_v = 25\,000 \text{ [J]} = 2\,548,5 \text{ [kpm]}$$

Odečtením původní výšky h_{v0} a konečné výšky pěchovaného válce h_v , lze získat hodnotu rozdílu ve výšce válečku Δh_v . Výsledné silové zatížení F_v je následně stanoveno poměrem vykonané práce při dopadu beranu A_v na dráze, kterou beran urazí při stlačení válečku Δh_v , jak popisuje vztah (22).

$$\Delta h_v = h_{v0} - h_v$$

$$F_v = \frac{A_v}{\Delta h_v}$$

Jelikož hodnot stlačení válečku bylo možné odečíst několik, byly pro větší přehlednost umístěny do Tab. 1. Při výpočtech byla uvažována maximální vykonaná rázová práce 25 [kJ].



Obr. 26 - Nomogram pro určení rázové práce ze stlačení olověných válců [5]

Tab. 1 - Hodnoty odečtené z nomogramu

Původní výška h_{v0} [mm]	Konečná výška h_v [mm]	Rozdíl ve výškách Δh_v [mm]	Rázová práce A_v [kJ]	Výsledná síla F_v [kN]
135	55	80	25	312,5
150	75	75	25	333,3
180	115	65	25	384,6
210	158	52	25	480,8
240	195	45	25	555,6
270	235	35	25	714,3
300	270	30	25	833,3

V Tab. 1 a nomogramu na Obr. 26 si lze povšimnout, že hodnota výsledné síly roste se zvětšujícím se průměrem pěchovaného válce. Z toho důvodu lze největší pěchovací sílu nalézt právě u válce s největším průměrem $d_o = 200$ [mm]. Maximální výsledná síla F_v je tudíž přibližně 833,3 [kN].

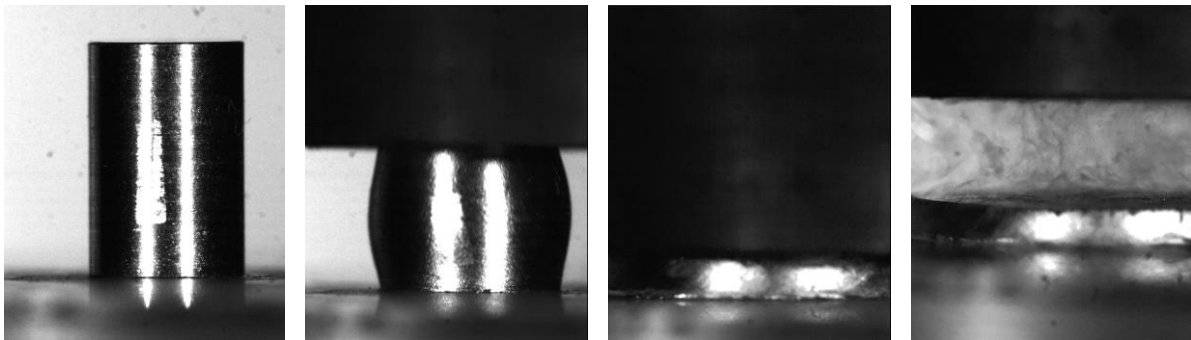
4.3.3 Určení síly pomocí padostroje IMATEK IM10T-30HV

Na padostroji IMATEK IM10T-30HV, který se nachází ve firmě Comtes FHT, byla provedena zkouška pěchováním ocelového válečku o průměru 8 mm za tepla. Jak již bylo napsáno v kapitole 3, nejedná se zde o jednočinný padací buchar, ale o dvojčinný, což znamená, že ke zrychlení pádu beranu nevyužívá pouze gravitačního zrychlení, ale je předpružen a při uvolnění vystřelen. Že byl beran při této zkoušce skutečně vystřelen, je možné dokázat viditelným rozdílem mezi teoreticky spočtenou maximální rychlostí při volném pádu v_p a skutečnou rychlostí odečtenou na padostroji v_m . Při výpočtu bude uvažována nejvyšší možná výška pádu $H_{IMmax} = 3\ 000$ [mm].

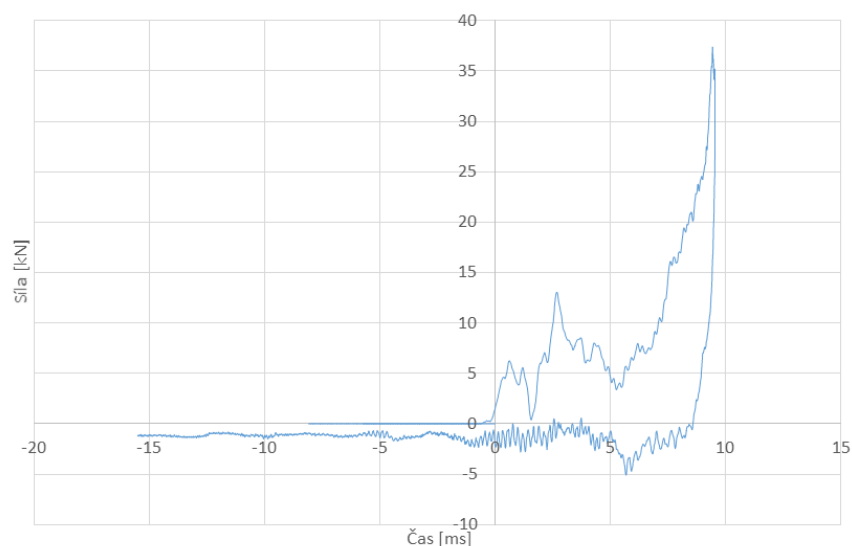
$$v_p = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{IMmax}} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3} = 7,67 \text{ [m/s]}$$

$$v_m = 8,814337425 \text{ [m/s]}$$

Jak je možné vidět, maximální možná rychlost způsobená volným pádem by byla daleko menší, než skutečně naměřená. Proto lze bez pochyby tvrdit, že byl beran vystřelen, a proto bude další výpočet postaven na srovnání energií při dopadu a bude zanedbáno, jak byla tato energie získána.



Obr. 27 - Pěchování ocelového válečku



Obr. 28 - Graf průběhu zkoušky

Výše na Obr. 27 lze postupně vidět průběh zkoušky, kdy na váleček dopadl beran, což vedlo ke stlačení válečku a následnému nadskočení beranu nahoru. V grafu na Obr. 28 lze pozorovat změnu velikosti pěchovací síly v závislosti na čase. Při zkoušce byla kromě dopadové rychlosti v_m zaznamenána ještě hmotnost beranu m_m a odečten rozdíl výšek válečku

před a po zkoušce Δh_m . Dosazením do vztahu (2) bude získána práce při nárazu beranu na padostroji IMATEK.

$$v_m = 8,814337425 \text{ [m/s]}$$

$$\Delta h_m = 9,54 \text{ [mm]}$$

$$m_m = 18,5755 \text{ [kg]}$$

$$A_m = \frac{1}{2} \cdot m_m \cdot v_m^2 = \frac{1}{2} \cdot 18,5755 \cdot 8,814337425^2 = 721,589 \text{ [J]}$$

$$A_v = 25\,000 \text{ [J]}$$

Dosazením do již dříve odvozeného vztahu (23), lze získat výslednou sílu na velkém padostroji F_v .

$$F_v = \frac{A_m}{\Delta h_m} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{A_v}{A_m}\right)^2} = \frac{721,589}{0,00954} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{25000}{721,589}\right)^2} = 803,85 \text{ [kN]}$$

4.3.4 Souhrn výsledků získaných sil

Při různém určení síly při dopadu byly získány její hodnoty. Ve všech třech případech byly rozměry zkušebních těles na skutečném padostroji velmi podobné. V prvních dvou případech je materiálem zkušební vzorku olovo. Ve třetím případě se jedná o zahřátou ocel. Olovo se při zkouškách tvářecích strojů používá, protože má velice podobné vlastnosti jako zahřátá ocel, proto lze z hlediska stanovení silového zatížení považovat tyto dva materiály za totožné. S ohledem na velice podobné výsledky lze předpokládat, že silové zatížení bylo stanoveno správně.

$$F_{vTTSS} = 770 \text{ [kN]}$$

$$F_{vnomogram} = 833 \text{ [kN]}$$

$$F_{vIMATEK} = 803 \text{ [kN]}$$

4.4 Určení velikosti sil vzniklých při excentrickém dopadu

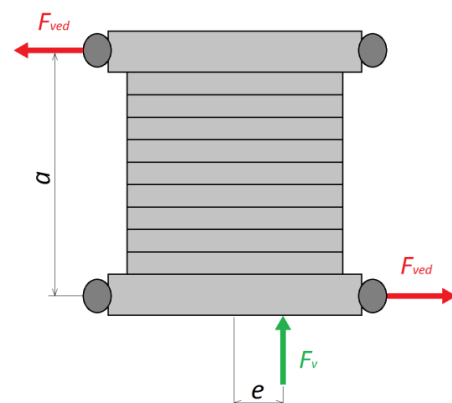
Jak již bylo zmíněno výše, pokud beran dopadne na zkušební těleso, které je položeno mimo osu beranu o excentricitu e bude to mít za následek vznik sil působících na vedení F_{ved} . Za předpokladu že k vedení beranu budou použita ložiska opřená o kolejnice, dojde k částečnému odlehnutí některých ložisek a síly do kolejnic se budou přenášet pouze přes ložiska v protilehlých rozích, jak je naznačeno na Obr. 29.

Srovnáním působících momentů, lze snadno nalézt závislost mezi rozměry beranu a silami působící na vedení.

$$F_v \cdot e = 2 \cdot F_{ved} \cdot a$$

$$F_{ved} = \frac{F_v \cdot e}{2 \cdot a}$$

Zdánlivě lze nyní dojít k závěru, že prostým dosazením rozměrů beranu a a e a excentrické síly F_v , lze získat výslednou sílu do vedení. To by ovšem platilo pouze



Obr. 29 - Excentrická síla působící na beran

za předpokladu, že by beran měl konstantní výšku a hmotnost. Protože se však výška beranu může měnit s jeho hmotností, je nezbytné prozkoumat, jaký vliv mají tyto změny na síly působící na vedení. Protože při výpočtu výsledné síly F_v v podkapitole 4.3.1 je použita lineární interpolace, lze tento postup využít i pro tento případ. Potřebné hodnoty budou vypsány z již dříve zmíněné podkapitoly 4.3.1.

$$m_m = 43,12 \text{ [kg]}$$

$$H_{mA} = 1000 \text{ [mm]}$$

$$H_{mB} = 100 \text{ [mm]}$$

$$\Delta h_{mA} = 16,7 \text{ [mm]}$$

$$\Delta h_{mB} = 3,7 \text{ [mm]}$$

$$H_v = 5097 \text{ [mm]}$$

Pro výpočet je dále nezbytné stanovit si parametry beranu, jako jsou hmotnost prázdného beranu m_{vp} , vzdálenost mezi osami ložisek, při prázdném beranu a_{vp} , počet závaží v beranu n_{vz} , hmotnost jednoho závaží m_{vz} a výška jednoho závaží a_{vz} . Vzhledem k možnosti změny hmotnosti beranu po 1 [kg], bude výpočet postaven na vysokém počtu závaží po 1 [kg], ačkoliv by ve skutečnosti byl beran sestaven z menšího počtu hmotnějších závaží.

$$m_{vp} = 100 \text{ [kg]}$$

$$a_{vp} = 54 \text{ [mm]}$$

$$n_{vz} = 0 - 400$$

$$m_{vz} = 1 \text{ [kg]}$$

$$a_{vz} = 1 \text{ [kg]}$$

Nyní je potřeba sestavit vztah pro proměnnou vzdálenost a . Ta bude sestávat ze součtu konstantního rozměru a_{vp} při prázdném beranu a výšky jednoho závaží a_{vz} násobeného jejich počtem n_{vz} .

$$a = a_{vp} + n_{vz} \cdot a_{vz}$$

Obdobně tomu bude i s hmotností beranu.

$$m_v = m_{vp} + n_{vz} \cdot m_{vz}$$

Dále postačí pouze dosadit do již dříve získaných vztahů s uvažováním excentricity $e = 20$ [mm] při bezpečnosti $k = 2$. Excentricita je uvažována stejná ve dvou na sebe kolmých směrech.

$$a = a_{vp} + n_{vz} \cdot a_{vz}$$

$$m_v = m_{vp} + n_{vz} \cdot m_{vz}$$

$$c = \frac{m_v}{m_m}$$

$$H_m = \frac{H_v}{c^2}$$

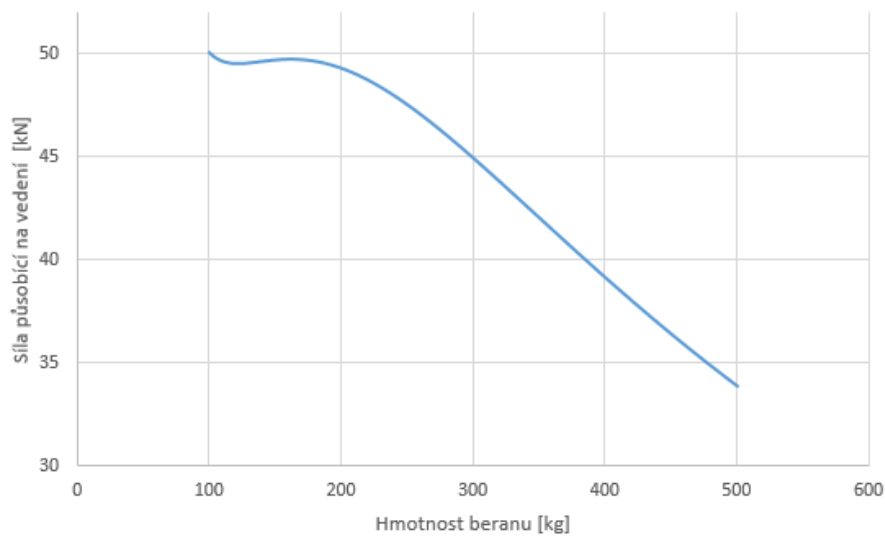
$$\Delta h_m = \Delta h_{mB} + (H_m - H_{mB}) \cdot \frac{\Delta h_{mA} - \Delta h_{mB}}{H_{mA} - H_{mB}}$$

$$\Delta h_v = \Delta h_m \cdot c$$

$$A_v = m_v \cdot g \cdot H_v$$

$$F_v = \frac{A_v}{\Delta h_v}$$

$$F_{ved} = \frac{F_v \cdot e}{2 \cdot a} \cdot k$$



Obr. 30 - Graf velikosti síly do vedení v závislosti na hmotnosti beranu

Vzhledem k velkému počtu získaných hodnot, byly zaznamenány do grafu na Obr. 30. Jak tento graf naznačuje, nepůsobí největší síla při maximální hmotnosti beranu, ale naopak při jeho nejnižší hmotnosti, respektive při jeho nejnižší výšce. Maximální hodnota síly působící na vedení je tedy $F_{ved} = 50$ kN při beranu o hmotnosti 100 [kg]. Naopak minimální hodnota $F_{ved} = 34$ kN při beranu o hmotnosti 500 [kg].

5 Varianty řešení

Před sestavením samotné morfologické matice, která poslouží k rozhodnutí, jakou cestou se bude návrh padostroje dále ubírat, bude nutné popsat základní výhody a nevýhody jednotlivých prvků, které by mohly být při konstrukci použity.

5.1 Spojení beranu a vedení

5.1.1 Pouzdra

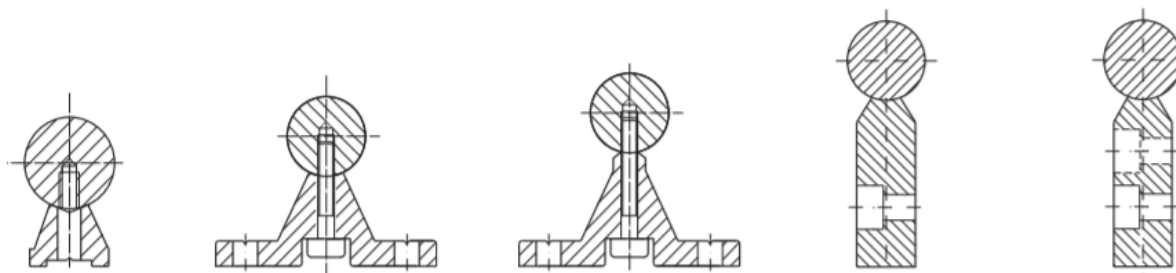
Firma Matis s.r.o. Brno se zabývá především prodejem lineárních vedení a vodících tyčí. Dále však nabízí i převodovky, kuličkové šrouby, kloubové hřídele, klouby, svěrná pouzdra, ozubená kola, ozubené řemeny, ozubené hřebeny, trapézové šrouby, šnekové, čelní, zdvižné a úhlové převodovky a řemenice.

První možností je tedy využít kuličková či kluzná pouzdra, která by byla umístěna přímo v beranu. Beran by byl veden pouzdry po vodících tyčích. Zde vyvstává hned jeden problém, a to sice že takovýto spoj nemá šanci odlehnout a nevhodným používáním padostroje by mohlo dojít k poškození vodících tyčí. V zásadě se tato pouzdra dělí do dvou skupin, podobně jako ložiska, kuličková a kluzná. Tyto dvě skupiny lze ještě dále rozdělit na otevřená a uzavřená.



Obr. 31 - Pouzdra (zleva) kuličkové a kluzné uzavřené, kuličkové a kluzné otevřené [6]

Kuličková pouzdra se budou oproti kluzným méně opotřebovávat a budou klást menší odpor při pohybu, oproti tomu však kluzná budou mít vyšší únosnost. Uzavřená pouzdra oproti otevřeným dokáží přenášet větší zatížení. Ovšem důvodem použití otevřených pouzder je, že vodící tyče, po kterých jezdí, nemusejí být ukotveny pouze na koncích, ale mohou být ukotveny po celé délce tyče, jak znázorňuje Obr. 32.



Obr. 32 - Podpěry kruhových vodících tyčí [6]

Pouzdra mohou obsahovat konstrukční prvky k uchycení na beran, jako např. příruby nebo linearsety. Viz Obr. 33.



Obr. 33 - Vedení pomocí vodící tyče s linearsetem, otevřeným pouzdrům, uzavřeným pouzdrům [7]

5.1.2 Rolny

Další možností vedení je využití roln. Rolny ve své konstrukci zahrnují kuličková ložiska. Pro vyšší zatížení jsou kuličková ložiska nahrazena kuželíkovými. Rolny lze rozdělit do třech základních skupin, tj. podpůrné, přírubové a vodící (viz Obr. 34). Ty lze ještě pro vyšší variabilitu konstrukce zakoupit přímo s integrovanými čepy či bez nich. Dále je zde možnost zakoupit excentrické rolny, pomocí kterých lze vymezit vůli mezi rolnou a kolejnicí, o kterou se rolna opírá. Rozdíl je patrný ve spodní části uprostřed na Obr. 35. Plochy, které mají kontakt s kolejnicemi, jsou povrchově kaleny.



Obr. 34 - Rolny s čepem zleva podpůrná, přírubová, vodící [6]

Oproti pouzdrům mají rolny tu výhodu, že mohou od vodících kolejnic odlehnout a tak dochází k menšímu opotřebení kolejnic. Dále díky možnosti zakoupení excentrických roln, nejsou tak náchylné na přesnost výroby rámu, který drží kolejnice. Obyčejná a excentrická rolna se vždy umísťují proti sobě, jak je možné vidět na Obr. 35. Jejich výměna bude zřejmě snazší,

protože nebude vyžadovat demontáž vodících kolejnic, na rozdíl od pouzder, pro která by to nutné bylo.



Obr. 35 - Vedení pomocí vodících rolen bez čepu [6]

5.1.3 Ložiska

Třetí možností je využít principu, na kterém jsou postaveny rolny a nahradit rolny přímo valivými ložisky. Ložiska bývají obvykle snadno k sehnání a jejich cena se zajisté pohybuje níže než cena rolen. V úvahu zde přicházejí dva druhy valivých ložisek. Prvním je kuličkové ložisko. Druhým zástupcem ložisek je válečkové ložisko NUP, tj. válečkové ložisko, které se po uchycení pouze za vnitřní kroužek samovolně nerozebere. Valivá tělíska ve válečkovém ložisku se opírají čárovým dotykem, kdežto u kuličkových ložisek se jedná o bodový dotyk. Díky tomu jsou válečková ložiska únosnější, než kuličková a při srovnatelné únosnosti disponují menšími rozměry.



Obr. 36 - Kuličkové ložisko [8]

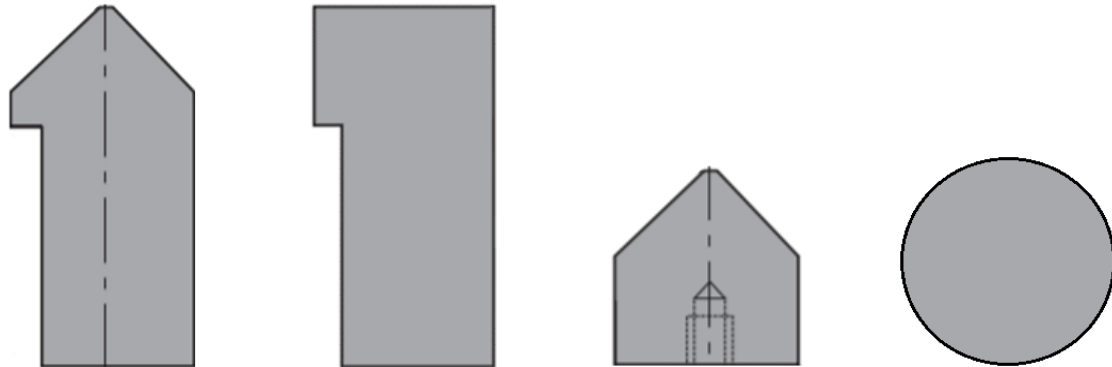


Obr. 37 - Válečkové ložisko NUP [8]

5.1.4 Vodící tyče

Vodících tyčí si lze vybrat celkem ze čtyř druhů, jedná se o kruhové tyče a kolejnice typu MTV, MTP a MPV. Tyto vodící tyče si lze většinou objednat v kalené či nekalené podobě. Dle výrobce T.E.A. TECHNIK s.r.o. lze kolejnice vyrobit až do délky 6 400 [mm]. Výrobce

nabízí tyče a kolejnice nejen jako polotovary, ale pokud mu je dodána výkresová dokumentace, obrobí tyče či kolejnice dle přání zákazníka.

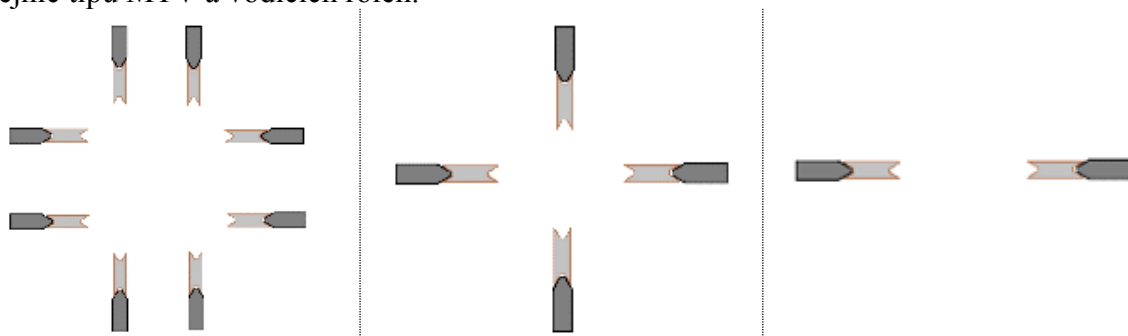


Obr. 38 - Zleva kolejnice MTV, MTP, MPV a kruhová vodící tyč [6]

Kolejnice popřípadě kruhové tyče plní svoji vodící funkci společně s vodícími prvky, které by mohli být pouzdra, rolny či ložiska. Kombinací těchto prvků by bylo možné vymyslet nepřeberné množství variant vedení. Pro představu je lze rozdělit dle počtu vodících tyčí či kolejnic. Je zřejmé, že kolejnice typu MTV a MPV budou, co se týče styku s rolkami či ložisky, zaměnitelné, ale jejich spojení s rámem bude velice rozdílné. Podobně budou v řešeních zaměnitelné podpůrné rolky a kuličková či válečková ložiska. Za zmínku stojí ještě fakt, že vrcholový úhel kolejnic typu MTV a MPV je $90 [^\circ]$

S osmi kolejnicemi typu MTV a osmi vodícími rolkami lze zamezit pohybu beranu při poměrně vysoké tuhosti. Nevýhodou je vysoký počet prvků, který by byl vysoce prostorově náročný. Od vysokého počtu prvků se pochopitelně odvíjí i vysoká cena tohoto řešení.

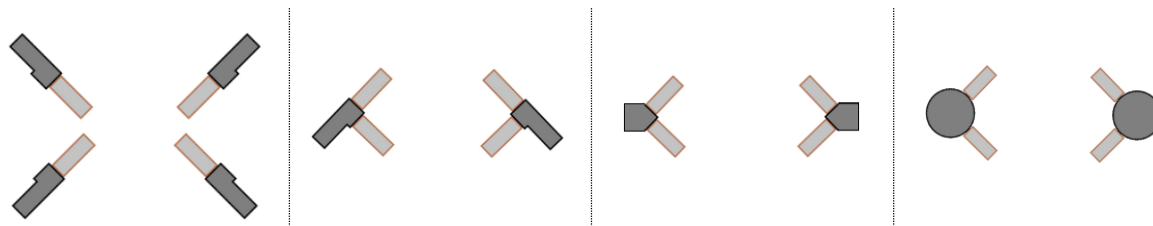
Velmi podobné řešení předchozímu je použití poloviny počtu kolejnic a rolen, tedy čtyř. Cena zde bude o něco příznivější a prostorová náročnost také. Pokud by byl beran namáhán větší excentricitou pouze v jednom směru, dalo by se ještě uvažovat o použití pouze dvou kolejnic typu MTV a vodících rolen.



Obr. 39 - Použití vodících rolen a kolejnic MTV

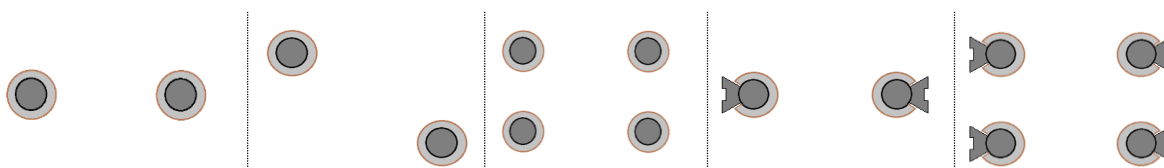
Jak je zřejmé, předchozí řešení jsou náročná na prostor ze všech čtyř stran beranu a zároveň i rámu. Proto je třeba přijít s řešeními, které by omezovali prostor jen ze dvou stran. To je možné docílit např. pomocí čtyř kolejnic typu MTP v kombinaci s podpůrnými či přírubovými rolkami. Kolejnice i rolky by v tomto případě byly skloněny pod úhlem $45 [^\circ]$.

Při sklonění rolen o úhel $45 [^\circ]$, lze zredukovat počet vodících kolejnic či tyčí na dvě, přičemž počet rolen či ložisek zůstává stejný, tedy čtyři. Tím opět dojde ke snížení ceny.



Obr. 40 - Použití rolen pod sklonem

Poslední možností je použití vodících pouzder, ať už otevřených či uzavřených. Tato pouzdra by bylo možné použít v počtu buď dvou či čtyř. Jak již bylo řečeno výše, pouzdra mají nevýhodu v tom, že nemohou odlehnout od vodící tyče, čímž je vodící tyč více namáhána. Další jejich nevýhodou je skutečnost, že k výměně nedělených pouzder je obvykle třeba rozebrat vedení což je zbytečně časově náročné. Vodící pouzdra se hodí spíše na aplikace, kde je potřeba vést velice přesně, což pro vedení beranu není zcela stěžejní.



Obr. 41 - Použití vodících pouzder

5.2 Uvolňovací zařízení

Uvolňovací zařízení má za úkol uchopit beran v dolní úvrati, vynést ho do určité přesně definované výšky a upustit jej, aniž by přitom rozkmital beran v horní poloze, nebo došlo k neplánovanému upuštění beranu. Z hlediska vedení tohoto zařízení je možné pro něj přidat samostatné vedení, nebo použít stejný systém vedení, jako pro beran, což je z ekonomického hlediska jistě výhodnější.

5.2.1 Využití magnetismu

Jelikož beran bude pravděpodobně vyroben z oceli, šlo by zde využít jejich magnetických vlastností, a co by uvolňovací zařízení použít bateriový břemenový magnet. Tento druh břemenového magnetu má nespornou výhodu v tom, že je elektricky ovládaný. Jeho nosnost je testována s bezpečností 2. Zdrojem napájení je zde 12V baterie, která umožňuje osmihodinový provoz při polovičním využití baterie, která ale slouží pouze k zapnutí a vypnutí magnetu. Magnet dále disponuje bezpečnostním snímačem pod závěsným okem, který zabraňuje vypnutí během zvedání. Pokud se baterie vybije pod bezpečnou úroveň nelze již magnet aktivovat, to je ještě doprovázeno optickým a akustickým alarmem. Model s nejmenší únosností má únosnost 1 350 [kg] při minimální tloušťce plechu 50 [mm]. Lze však pořídit i modely s únosností 2 500 [kg], 3 600 [kg] a 5 000 [kg]. [9]

Podobné vlastnosti jako bateriový břemenový magnet má i elektropermanentní břemenový magnet. Hlavním rozdílem je zde skutečnost, že elektropermanentní břemenový magnet je napájen přímo z elektrické sítě, které opět slouží pouze k aktivaci či deaktivaci magnetu. Únosnost si lze vybrat z řady 300 [kg], 600 [kg], 1 000 [kg] a 4 000 [kg]. [10]



Obr. 42 - Bateriový břemenový magnet [9]



Obr. 43 - Elektropermanentní břemenový magnet [10]

5.2.2 Čep na beranu

Při umístění čepu na vrchní desku beranu by bylo možné beran uchopit pomocí paralelního tříčelistového uchopovače. Tyto uchopovače jsou vybaveny bezpečnostním zařízením s pružinou zabudovaným do řídicího pístu a brání tak nechtěnému povolení při ztrátě tlaku. Každá čelist dokáže, dle typu uchopovače, vyvinout sílu až 9 343 [N] při 6 [bar]. [11]

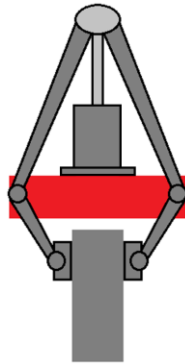
Čep na beranu by bylo možné uchopit za pomoci zařízení ovládaného pomocí pneumatického válce. Válec by nadzdvíhal pákový mechanismus, který by svíral čep párem čelistí, jak naznačuje schéma na Obr. 46. Podobně by mohl být mechanismus poháněn za pomoci aktuátoru s trapézovým šroubem, jak naznačuje Obr. 47. Tento aktuátor je poháněn stejnosměrným motorem (24/48 [V] DC) a vybaven šnekovou převodovkou ($i = 20,25$) s vestavěným trapézovým šroubem (Tr 16x3,6). K pohybu šroubu dochází, aniž by se otáčel. Aktuátor zvládne osové zatížení až 4 000 [N] a délku zdvihu až 2 900 [mm]. [6]



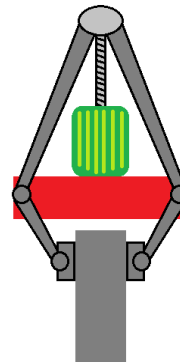
Obr. 44 - Paralelní tříčelistový uchopovač [11]



Obr. 45 - Aktuátor s trapézovým šroubem [6]



Obr. 46 - Dvoučelistový upínač s pneumatickým válcem



Obr. 47 - Dvoučelistový upínač s trapézovým šroubem

5.2.3 Vakuové přísavky

Společnost FEZER se zabývá vývojem a výrobou vakuových komponent. Technologií vakua lze zvedat břemena pod různými úhly, nemají problém se členitým povrchem, a to až do výstupků o velikosti 2 [mm]. Nosnost největší vyráběné přísavky je až 2 [t]. Další výhodou je zde skutečnost, že přísavky se dokáží přisát i na naolejovaný povrch. Při přerušení dodávky vakua je systém schopen udržet břemeno v řádech několika minut. Za použití většího počtu menších přísavek by tak bylo možné zdvihnout beran za vrchní desku a ve vhodnou chvíli jej uvolnit. Výrobce nabízí i náhradní těsnění k přísavkám, a tedy v případě nutnosti lze přísavky přetěsnit. Pro případ dlouhého nepoužívání lze na přísavky nasadit návleky, aby se do nich neprášilo. Toto řešení by mělo zabránit rozvibrování beranu v horní poloze díky dobrým tlumícím účinkům přísavek.



Obr. 48 - Vakuový manipulátor [12]



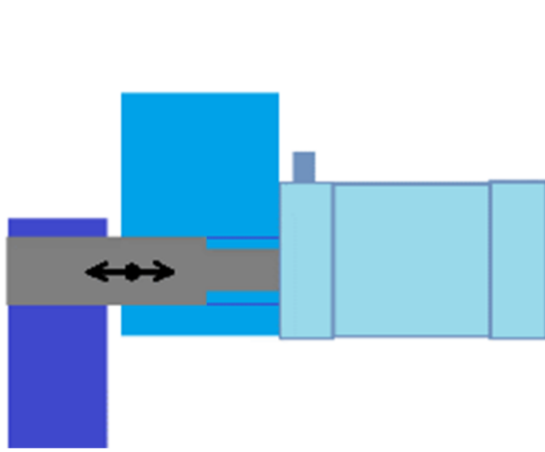
Obr. 49 - Vakuová přísavka [12]

5.2.4 Oko na beranu

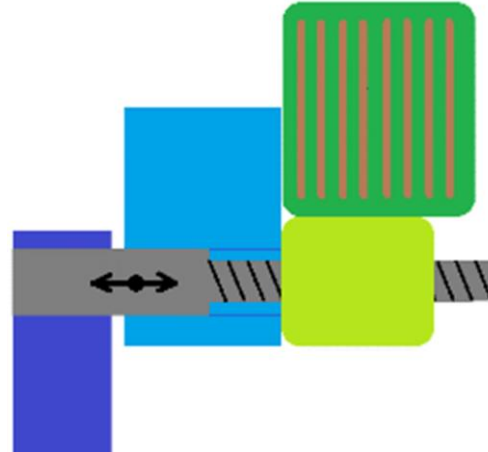
Při umístění závěsného oka na vršek beranu by bylo možné skrz něj protáhnout čep, který by jeho vytažením upustil beran. Tento čep by mohl být jednou částí opřen o držák. Čep by mohl být přestavován za pomoci kompaktního pneumatického válce, jak znázorňuje Obr. 50. Válec by měl být jednočinný, aby se zabránilo nechtěnému zasunutí pístnice a tím nechtěnému pádu beranu. Čep by mohl být mazán pomocí mazacích drážek v držáku, nebo by se mohl

pohybovat například v kuličkovém pouzdře a zasouvat se do jiného pouzdra umístěném v oku na beranu.

Pneumatický válec by bylo možné nahradit aktuátorem s trapézovým šroubem, který byl již zmíněn výše. V obou případech by však přesun čepu mohl způsobit nežádoucí rozechvění beranu v horní poloze.



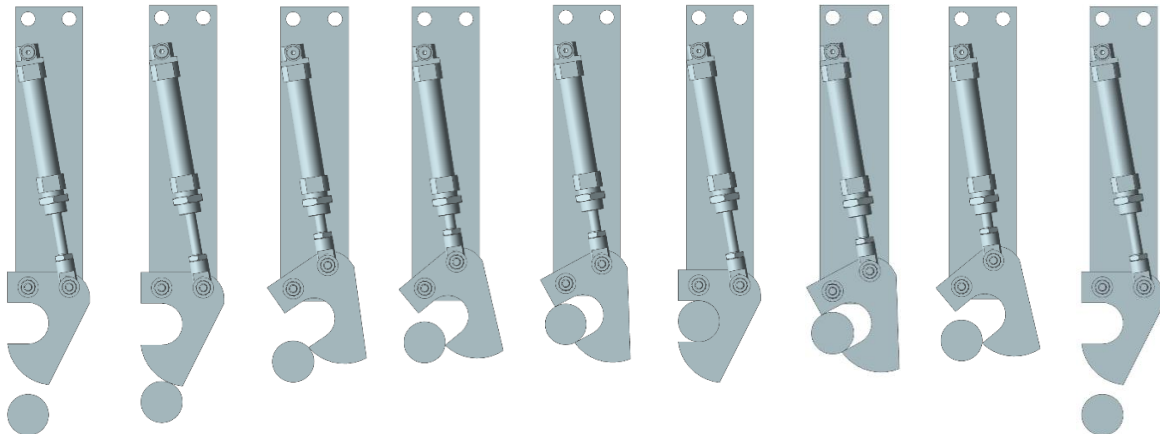
Obr. 50 - Zarážka s kompaktním pneumatickým válcem



Obr. 51 - Zarážka s aktuátorem s trapézovým šroubem

5.2.5 Háková zarážka

Pokud by se na beran umístil horizontálně čep, mohl by být zachycen hákem a naklopením tohoto háku za využití jednočinného pístu opět uvolněn. K zachycení čepu by mělo docházet samovolně vlivem hmotnosti uvolňovacího zařízení. K uvolnění by došlo pouze, pokud by byl vpuštěn tlakový vzduch do jednočinného pneumatického válce. Válec by tedy měl mít za pomoci vratné pružiny vysunutou pístnici.



Obr. 52 - Uchopení a uvolnění čepu hákovou zarážkou s jednočinným pneumatickým válcem

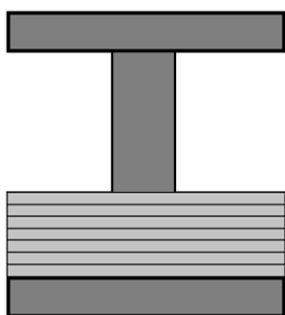
5.3 Beran

Beran je stěžejní část celého padostroje. Jak bylo již dříve napsáno při specifikaci požadavků, hmotnost beranu by měla být stavitelná po 1 [kg], čehož lze dosáhnout kombinací závaží o různé hmotnosti.

5.3.1 Výška beranu

Výška beranu má velký vliv na rozložení sil při excentrickém pádu, jak bylo zmíněno při výpočtech v podkapitole 4.4. Čím vyšší je tedy beran, tím menší síly se přenášejí do vedení. Zde se nabízejí dva koncepty beranu. První, kdy bude mít beran pevnou výšku a bude tedy docházet k nižšímu zatížení vedení, jak naznačuje Obr. 53. Druhý koncept je naznačen na Obr. 54. Závaží jsou kladena na spodní desku a přiklopena vrchní deskou beranu.

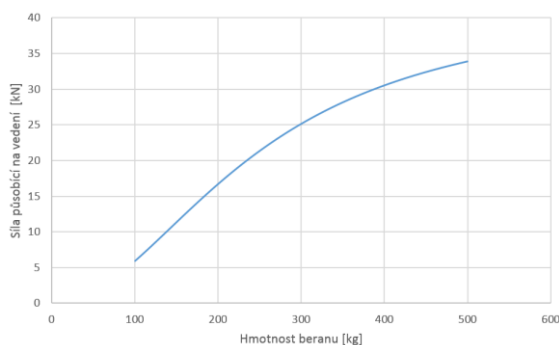
Pro představu byl pro oba koncepty vytvořen graf popisující závislost, mezi výškou a hmotností beranu. Jak lze pozorovat z těchto dvou grafů na Obr. 55 a Obr. 56, beran s pevnou výškou má daleko příznivější vliv na síly přenášené do vedení. Beran s pevnou výškou je z konstrukčního hlediska daleko složitější, neboť spodní a vrchní deska beranu musejí být spojeny dostatečně tuhým spojením při poměrně velké vzdálenosti mezi nimi. Dalším úskalím je že prázdný beran musí vážit 100 [kg] včetně nástroje, který bude také poměrně hmotný.



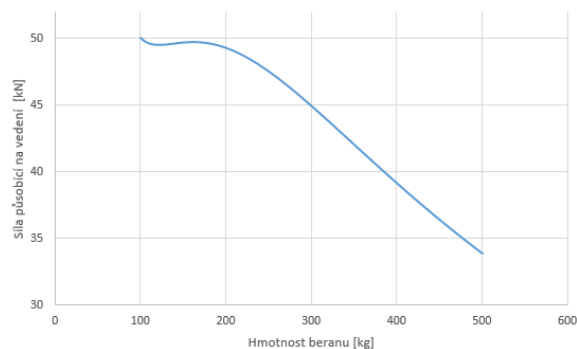
Obr. 53 - Beran s pevnou výškou



Obr. 54 - Beran s proměnou výškou



Obr. 55 - Graf zatížení vedení při konstantní výšce beranu

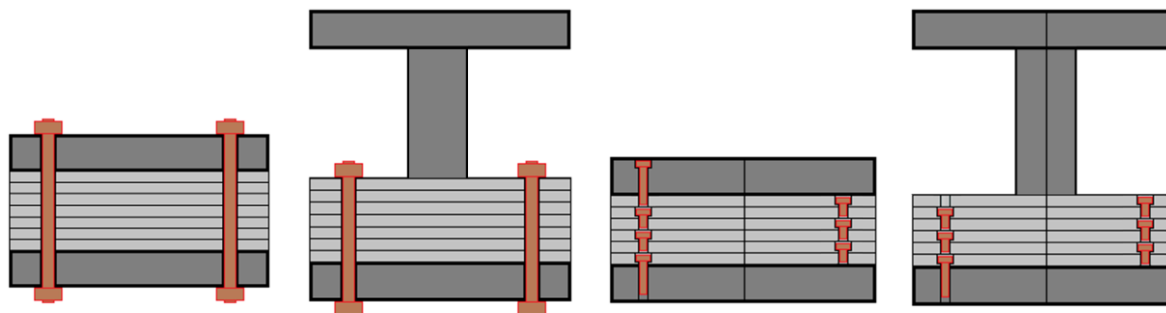


Obr. 56 - Graf zatížení vedení při proměnné výšce beranu

5.3.2 Spojení závaží

Závaží by měla být pevně spojena s beranem, aby nemohlo dojít k jejich uvolnění. To by mohlo vést od poškození stroje, k poškození vzorku až k možnému poranění obsluhy. Ke spojení by bylo možné využít závitové tyče. Toto řešení by mělo umožnit poměrně rychlou změnu hmotnosti beranu, jakož i snadné nahrazení opotřebované závitové tyče. Pro větší zrychlení výměny, by mohly být obyčejné šestihranné matice nahrazeny rychloupínacími maticemi, které se volně nasunou na závitovou tyč a až poté se utáhnou. Matice ve spodní části beranu by zřejmě byly zapuštěny uvnitř desky, na rozdíl od toho co naznačuje Obr. 57.

Další možností řešení je šroubovat k sobě jednotlivá závaží pomocí šroubů s válcovou hlavou. V jednom závaží by byly vždy dvě závitové díry a o 90 [°] vůči nim dvě zahloubení pro schování hlav šroubů. Toto řešení je naznačeno v řezech na Obr. 57.



Obr. 57 - Spojení závaží a beranu pomocí závitových tyčí (vlevo) a jednotlivě šrouby (vpravo)

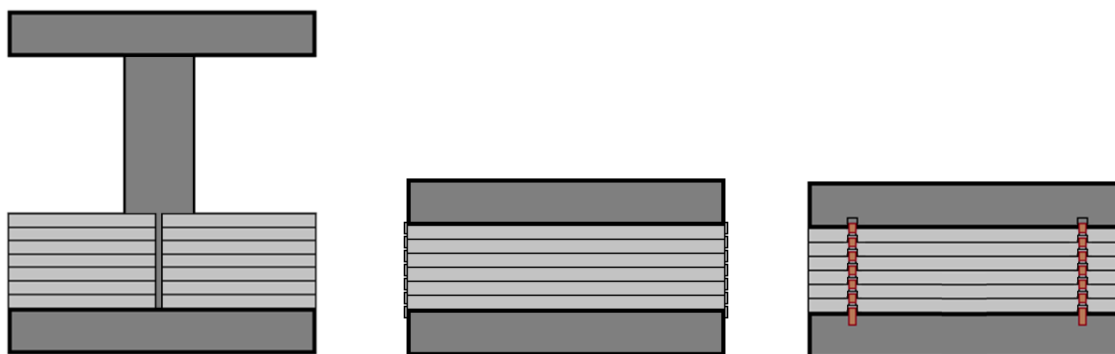
5.3.3 Středění závaží

Je zřejmé, že k dosažení požadované hmotnosti beranu, 500 [kg], při změně po 1 [kg] bude potřeba celá sada závaží o různé hmotnosti. Kladením jednotlivých závaží na sebe bez středění by mohlo dojít k posunutí jednotlivých závaží, což by buď zkomplikovalo či úplně znemožnilo jejich spojení s beranem. Dále by zde vznikalo nebezpečí změny rozložení hmotnosti v beranu. Také pro operátora by zřejmě nebylo příjemné, kdyby se mu jednotlivá závaží rozjížděla až do té míry, že by na něj mohla spadnout a způsobit mu zranění. Z těchto důvodů je nutné jednotlivá závaží středit.

Při použití beranu s pevnou výškou, by bylo možné využít tvaru spojení spodní a vrchní desky beranu a dorážet závaží např. na čtyřhrannou tyč. Při tomto řešení by muselo být dále ošetřeno rozložení hmotnosti závaží, např. dvě závaží tvaru kvádrů se čtverhrannou drážkou by se skládala vždy proti sobě, s tím že by mezi nimi byla zmíněná čtverhranná tyč, kterou by obepínala drážka.

Dále by mohl být na každém závaží vyfrézován zámek, do kterého by zapadl protikus na opačné straně závaží. Toto poněkud nákladné řešení by bylo možné nahradit přidáním destičkami po stranách závaží.

Třetí alternativou je použít ke středění kolíky. Vždy by dva kolíky byly zatlučeny v závaží z jedné strany a zasouvaly by se do otvorů z opačné strany dalšího závaží. Větší otvor s vůlí pro zasunutí kolíku by přecházel na menší přesný otvor pro zatlučení kolíku.



Obr. 58 - Středění beranu pomocí zleva středící čtyřhranné tyče, postranních destiček a středících kolíků

5.4 Zdvihací mechanismus

Zdvihnutí uvolňovacího zařízení a potažmo beranu do pracovní polohy je další podstatnou součástí padostroje. Vzhledem k poměrně dlouhé dráze, 5 [m], o kterou se má beran při maximu vertikálně posunout lze vyloučit využití lidské síly k jeho vyzvednutí. Člověk

by mohl kupříkladu točit klikou na ručním navijáku (viz Obr. 59), dokud by přes kladkostroj nevytáhl beran do pracovní polohy. Toho by šlo využít u padostroje s nižší výškou pádu, kupříkladu 1,5 [m].

Pokud by se lidská síla nahradila elektromotorem, otevřela by se možnost dalších řešení. Na vrchní části rámu by mohl být připevněn kupříkladu elektrický řetězový kladkostroj. Firma LIFTKET, která se zabývá jejich vývojem a výrobou nabízí model s nosností 800 [kg] a rychlostí zdvihu 8 [m/min]. Tažným elementem je zde řetěz 7,2x21, jehož délka není omezena. (Není omezena z hlediska konstrukčního, z hlediska pevnosti by se nekonečně dlouhý zavěšený řetěz roztrhl pod vlastní vahou.) Celé zařízení má hmotnost 36 [kg], což by mohlo při rozkmitání na poměrně vysokém štíhlém rámu způsobit problémy. [14]

Elektrický řetězový kladkostroj by mohl být nahrazen elektrickým lanovým navijákem, kupříkladu od firmy TOR Industries. Při výběru velikosti navijáku lze s výhodou využít zvedání přes pomocnou kladku, čímž se zpomalí rychlost zvedání na polovinu, ale naviják poté zvedá pouze poloviční hmotnost. Tím lze využít naviják s menší nosností a ušetřit tak na jeho ceně i hmotnosti. Kupříkladu hmotnost navijáku PA300/600KG 12/6M je 18 [kg], což je o polovinu méně než u řetězového kladkostroje. Nosnost, jak už napovídá jeho název, je 300 [kg] nebo 600 [kg] při použití volné kladky. Je napájen 230 [V] střídavého napětí, což je běžně dostupné. Délka lana je zde 12 [m]. Při použití volné kladky se pochopitelně délka zdvihu zkrátí na polovinu, tedy 6 [m]. [15]

Aby se snížila hmota na vrchní části rámu, bylo by možné umístit elektrický lanový naviják do spodní části rámu a lano táhnout na vršek rámu přes kladku. Opět by zde šlo s výhodou použít volnou kladku ke snížení potřebné nosnosti. Naviják by v tomto případě nebyl zavěšen a tak by byl použit jeho trochu jiný koncept, jak je možné pozorovat na Obr. 62. Naviják by mohl být například od firmy FORANKRA. Vybraný model disponuje lanem o průměru 7 [mm] a délce 30 [m]. Dále nosností 300 [kg] a hmotností 39 [kg]. Motor o výkonu 0,74 [kW] je opět napájen 230 [V] střídavého napětí. Rychlost navijení je zde 15 [m/min]. Nutno ještě dodat, že tento naviják je, na rozdíl od předešlého, 5x dražší. [16]



Obr. 59 - Ruční lanový naviják [13]



Obr. 60 - Elektrický řetězový kladkostroj [14]



Obr. 61 - Závěsný elektrický lanový naviják [15]



Obr. 62 - Elektrický lanový naviják [16]

Dále by mohl být beran zvedán dvěma teleskopickými hydraulickými válci. To by ovšem mohlo být na takto dlouhé dráze poněkud pomalé. Tento princip by se ovšem dal urychlit použitím hydraulických válců na nůžkovém mechanismu, jak naznačuje Obr. 64. Zde je otázkou, zda by po nastavení potřebné polohy nedošlo k samovolnému poklesu pístu.

K samovolnému poklesu by nedošlo, pokud by byla hydraulika nahrazena dvěma kuličkovými šrouby a maticemi. Nastavení výšky by bylo poměrně přesné, ovšem cena takových šroubů by byla oproti jiným řešením přímo astronomická. Opět by zde bylo možné přidat nůžkový mechanismus a cenu tedy snížit.



Obr. 63 - Teleskopický hydraulický válec [17]



Obr. 64 - Nůžkový zvedák [18]



Obr. 65 - Kuličkový šroub [19]

5.5 Ochrana padostroje před tvrdým rázem

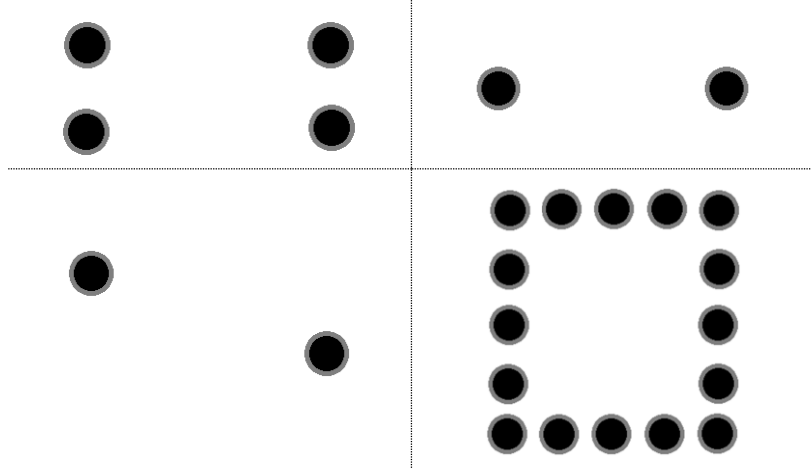
Na padostroji, stejně jako na každém bucharu, je naprosto nepřijatelné, aby byl beran spuštěn na prázdno a narazil tak do rámu. Toto se označuje termínem tvrdý ráz. Tomu se dá zabránit pomocí tlumičů rázů, které pohltnou přebytečnou energii a zbrzdí pád beranu na určité dráze. Umístěním tlumičů rázů na šabotu by byly tlumiče drženy šabotou, což se zdá být velice výhodné. Bohužel by velice překáželi v pracovním prostoru, a tak by bylo

výhodnější, kdyby byly umístěny nad pracovním prostorem. To však sebou přináší problémy s tím, že tlumiče musejí být drženy silou, která je reakcí na zastavení beranu.

Tlumiče rázů by měli být rovnoměrně rozloženy vzhledem k těžišti beranu. Je jasné, že nelze použít jeden velký tlumič a umístit jej přímo pod beran, protože by znemožnil hlavní funkci padostroje, tj. narazil by zřejmě přímo do nástroje. Proto musejí být tlumiče nejméně dva, aby se vyhnuly nástroji. Dva tlumiče by mohli mít poměrně velký zdvih, a proto je možné uvažovat kupříkladu nad čtyřmi či ještě více. Počet, by měl být zřejmě sudý. Pokud budou tlumiče umístěny pod spodní deskou beranu, bude jejich výška určovat vzdálenost spodní desky beranu od pracovního prostoru. Čím budou v tomto případě vyšší, tím delší bude muset být nástroj. Pokud by však byly umístěny pod vrchní deskou beranu, která by za tím účelem byla širší než spodní deska, mohly by být v podstatě libovolně vysoké a beran by mohl dojet až k pracovnímu prostoru. Problémem tohoto řešení je, že ho lze využít pouze pro beran s pevnou výškou. Při proměnné výšce by změna váhy beranu způsobila změnu vzdálenosti od tlumičů, která by se musela vyrovnat jejich posunem. Posun tlumičů by musela provést obsluha vždy při výměně závaží. Je tu jistá pravděpodobnost, že by to obsluha nemusela z důvodu úspory času provést a vznikalo by zde potenciální nebezpečí.



Obr. 66 - Tlumič rázů [11]



Obr. 67 - Rozložení tlumičů rázů

5.6 Měření na padostroji

Ke správnému vyhodnocení zkoušky je u jednočinného padostroje nezbytné znát hmotnost beranu včetně nástroje a výšku, ze které padá. Dále je dobré znát i dopadovou rychlost.

5.6.1 Měření hmotnosti beranu

K měření hmotnosti beranu lze přistupovat dvěma způsoby. Prvním způsobem je mít dopředu zvážené komponenty beranu a jednoduše jejich hmotnosti sčítat. Kupříkladu prázdný beran bez závaží a nástroje bude mít stále stejnou hmotnost, kterou lze vyrazit, popřípadě napsat laserem přímo na něj. Taktéž může být hmotnost vyznačena i na nástrojích. Jelikož bude beran zřejmě vybaven odstupňovanou řadou závaží, bylo by možné alespoň více hmotná závaží upravit, tak aby jejich hmotnost byla celé číslo. Kupříkladu přesně 50,000 [kg] namísto 50,083 [kg]. Důvodem je hlavně to, aby závaží byla zaměnitelná a ruční počítání hmotnosti bylo jednoduché. Pochopitelně by hmotnost byla opět vyznačena přímo na závaží.

Tento způsob lze ještě vylepšit zvážením jednotlivých komponent a jejich přesnou hmotnost na ně vyznačit pomocí čárového či QR kódu. Firma by si mohla nechat vytvořit jednoduchou aplikaci do telefonu, která by fungovala jako kalkulačka pomocí načtení kódů. Aplikace by pak mohla např. vygenerovat pdf dokument, aby bylo možné doložit či zpětně dohledat použitou hmotnost beranu.



Obr. 68 - Ruční výpočet [24]



Obr. 69 - Načtení čárového či QR kódu [25]

Druhým způsobem je zvážení celého beranu na padestroji. Zvážení lze docílit pomocí závěsné jeřábové váhy. Vzhledem k maximální hmotnosti beranu s nástrojem, 500 [kg], by bylo výhodnější použít váhu, která váží do 600 [kg]. Váhy lze obvykle bezpečně přetížit o poměrnou část jejich váživosti, což bývá obvykle 250 [%]. Přesto však se doporučuje váhy raději nepřetěžovat. Přesnost váhy je limitována přesností vážícího členu, kterým obvykle bývá tenzometrický snímač. Ocejchovaná přesnost těchto vah je 200 [g]. Váha by mohla být operátorem zavěšena mezi uvolňovací zařízení a beran. Pouhým zvednutím beranu by pak měla být odečtena hmotnost beranu. [20]

Zvážení beranu by bylo také možné pomocí váhy umístěné pod beranem. Spuštěním beranu na váhu by bylo okamžitě možné zjistit jeho hmotnost. Jako v předchozím případě by se jednalo o váhu s váživostí 600 [kg] a ocejchovanou přesností 200 [g]. Pro tento účel byla vybrána ližinová váha, jelikož je prakticky rozdělena na dvě části a umožňuje se efektivně vyhnout nástroji, který by překážel vážení. Zvolená váha má velikost jedné plošiny 120x90x80 [mm]. Dále disponuje stavitelnými pacičkami pro vyrovnání nerovnosti povrchu. [21]



Obr. 70 - Závěsná jeřábová váha [20]



Obr. 71 - Ližinová váha [21]

Aby bylo možné obsluhu vážení beranu co nejvíce zjednodušit, bylo by možné na uvolňovací zařízení umístit jeden nebo více tenzometrických snímačů síly. Hlavní výhodou

by zde byla skutečnost, že měření hmotnosti bude integrováno přímo v padostroji. Pokud by bylo na uvolňovacím zařízení umístěno více snímačů, tak lze teoreticky určit, zda je hmotnost beranu rozložena rovnoměrně, či nikoliv. To ovšem záleží také na přesném geometrickém umístění snímačů a jejich individuální odchylce měření, která je u těchto snímačů obvykle 0,2 %. [34]



Obr. 72 - Tenzometrický snímač síly [34]

5.6.2 Měření výšky pádu

K měření výšky je třeba přistupovat opatrně. Je totiž nutné dopředu stanovit odkud kam se má výška měřit. Kupříkladu měřit změnu výšky vzhledem k vrchní desce beranu lze pouze u beranu s konstantní výškou. Měřit výšku na nástroji by bylo komplikované, jelikož nástroj lze zaměnit za jiný. Jediné, co je za všech okolností ve stejné výšce, je spodní deska beranu. A proto by bylo rozumné měřit změnu výšky, právě od ní.

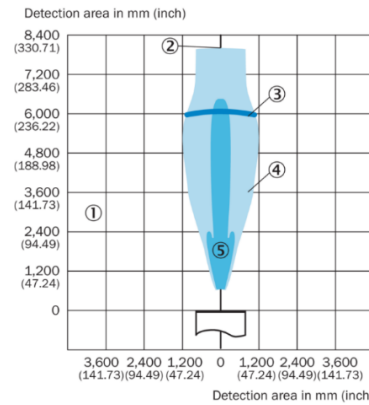
Ke způsobu měření je zde možná řada přístupů. Prvním přístupem je umístění stupnice na rám a odečítání pomocí rysky připevněné na spodní desku beranu. To by zřejmě bylo dobré pro padostroj s výškou do dvou metrů, kdy má operátor možnost se na stupnici podívat celkem z blízka. Pro tento případ je to však nemyslitelné. S výškou pracovního prostoru 1 [m], maximální výškou pádu 5 [m] a výšce očí operátora 1,8 [m], je ryska od operátora vzdálena cca 5 [m], pokud se ještě vezme v úvahu, že se operátor dívá pod úhlem. Je tu však možnost tento přístup použít pro orientační kontrolu jiného měřidla.

Další možností je využití nějakého senzoru. Zde však vyvstává otázka, zda umístit senzor pod beran a měřit vzdálenost přímo, či ho umístit na vrchní stranu rámu a měřit nepřimo. Umístěním senzoru do vrchní části rámu lze snáze využít měřící rozsah senzorů. Měří-li senzor v rozsahu 0,5 – 10 [m], tak se senzor jednoduše posune o určitou vzdálenost výše, což při jeho umístění pod spodní desku beranu, zřejmě nebude možné, jelikož by se snímač zřejmě ocitl v pracovním prostoru. Vzhledem k rázům na padostroji, by mohlo dojít k natočení senzoru o malý úhel, který by však na vzdálenosti 5 [m] mohl způsobit, že by se paprsek senzoru odklonil od měřené plochy na beranu a přestal by tak měřit. Vyrovnání senzoru zpět by bylo jistě jednodušší, pokud by byl senzor ve spodní části pod beranem.

Dále je nutné vybrat druh senzoru. Kupříkladu zde nelze měřit vzdálenost na principu ultrazvuku, neboť senzory založené na tomto principu mají sice dosah až 8 [m], ale paprsek má okolo vzdálenosti 5 [m] průměr přibližně 2,4 [m], jak naznačuje graf na Obr. 74. Tím pádem by snímač detekoval samotný rám a beranu by si zřejmě ani nevšiml. Protože indukční, kapacitní a konfokální snímače mají dosah v řádech milimetrů, lze je také vyloučit.



Obr. 73 - Ultrazvukový snímač [22]



Obr. 74 - Graf rozptylu paprsku ultrazvuku [22]

V úvahu připadá laserový snímač vzdálenosti. Měřit laserem lze až na kilometry. Pro účel měření na padostroji by měl vyhovovat snímač pro střední dosahy. Pokud by byla na beranu umístěna reflexní folie, měl by sensor následující parametry. Rozsah měření 0,2 až 50 [m] by nevedl, pokud by byl snímač posunut nejméně o 200 [mm] od beranu, jak již bylo zmíněno výše. Rozlišení je 0,1 [mm] s přesností ± 3 [mm] a opakovatelností menší než 0,25 [mm]. Hmotnost 200 [g]. Je tu však otázka, zda je přesnost měření dostatečně vysoká. [22]

Dosavadní senzory musely být vždy v jedné přímce s měřeným objektem. Toto však neplatí pro lankové snímače. Lankové snímače jsou kontaktní a k měření využívají lanko pevně spojené s měřeným objektem. Lanko se navíjí na buben a pomocí enkodéru se měří výsledná vzdálenost. Jejich hlavní předností je, že mohou být mimo pracovní prostor. Lanko by mohlo být připojeno ke spodní desce beranu a pomocí kladiček vyvedeno mimo pracovní oblast padostroje. Zvolený senzor WDS-7500-P115 s digitálním výstupem má lanko o průměru 1 [mm] v délce 7 500 [mm]. Jeho přesnost je $\pm 1,5$ [mm]. Zrychlení lanka při vyvíjení a navíjení může být až 6 [G], tudíž se snímač hodí i pro volný pád. Snímač velice dobře odolává rázům i vibracím. Jeho hmotnost je 2,5 [kg]. Vzorování provádí snímač po 0,038 [mm]. [23]



Obr. 75 - Laserový snímač [22]



Obr. 76 - Lankový snímač [23]










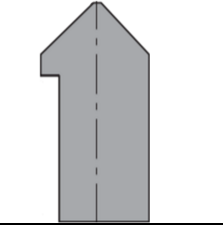
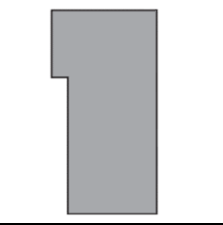
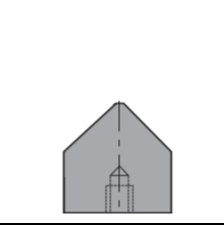
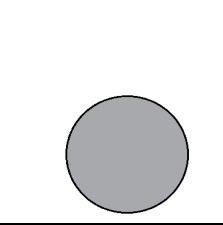
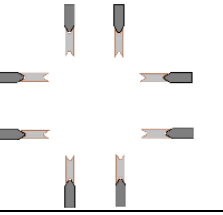
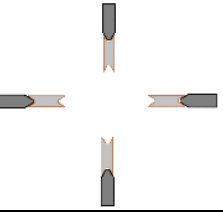
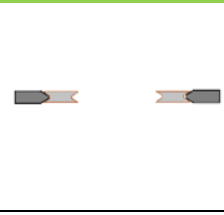
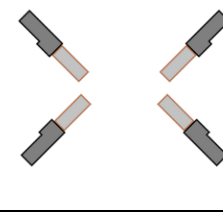
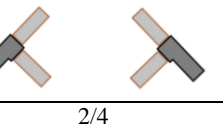
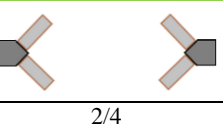
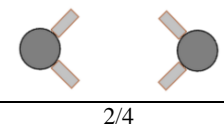
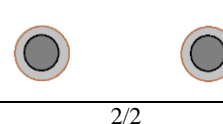
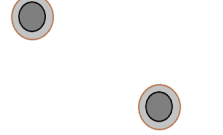
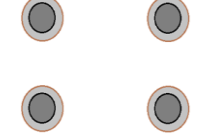
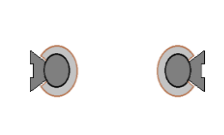
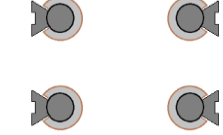
5.6.3 Měření rychlosti pádu

Rychlost pádu beranu bude negativně ovlivněna třením mezi ním a vedením a dále tlakem vzduchu na spodní stranu beranu. I když budou ztráty minimální, bude zřejmě padat pomaleji, než by padal ve vakuu. Proto by bylo dobré měřit jeho rychlost. Rychlost při dopadu lze zjistit ze snímků vysokorychlostní kamery. Pokud by byla měřena výška pádu beranu pomocí snímače, mohla by být spočtena vždy okamžitá rychlost při pádu.




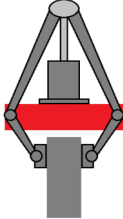
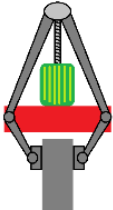

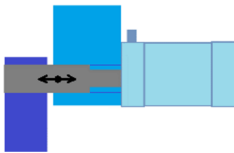
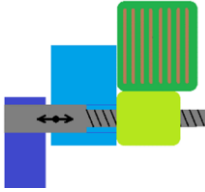
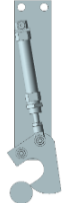
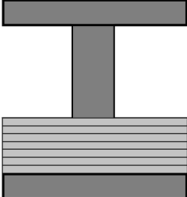
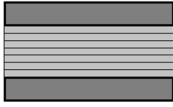
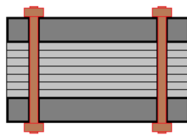
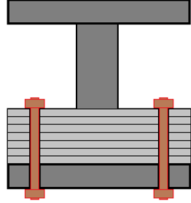
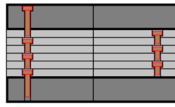
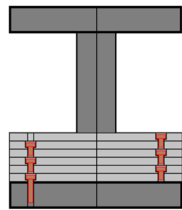
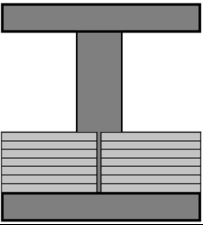
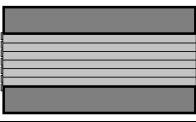
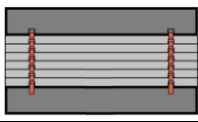
5.7 Sestavení morfologické matice

Morfologická matice bude pro zjednodušení interpretace naplněna hesly či obrázky, které byly v této kapitole použity již dříve, a proto u nich nebude uveden zdroj.












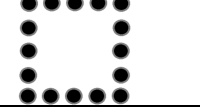









Tab. 2 - Morfologická matice

Spojení beranu a vedení	Pouzdra				
		Kuličkové uzavřené	Kluzné uzavřené	Kuličkové otevřené	Kluzné otevřené
	Rolny				
		Podpůrná	Přírubová	Vodící	
	Ložiska				
		Kuličková	Válečková		
	Vodící tyče				
		Kolejnice MTV	Kolejnice MTP	Kolejnice MPV	Kruhová
	Rozložení vodících tyčí a kontaktních prvků (počet tyčí/počet prvků)				
		8/8	4/4	2/2	4/4
					
		2/4	2/4	2/4	2/2
					
		2/2	4/4	2/2	4/4

Tab. 2 - Morfologická matice

Uvolňovací zařízení					
	Bateriový břemenový magnet	Elektropermanentní břemenový magnet	Paralelní tříčelistový uchopovač	Dvoučelistový upínač s pneumatickým válcem	
					
	Dvoučelistový upínač s trapézovým šroubem	Vakuové přísavky	Zarážka s kompaktním pneumatickým válcem	Zarážka s aktuátorem s trapézovým šroubem	
					
Háková zarážka					
Beran	Výška beranu				
		Pevná výška	Proměnná výška		
	Spojení závaží				
		Spojení závitovými tyčemi	Spojení jednotlivě šrouby		
	Středění závaží				
		Středící čtverhranná tyč	Postranní destičky	Středící kolíky	

Tab. 2 - Morfologická matice

Zdvíhací mechanismus					
	Ruční lanový naviják	Elektrický řetězový kladkostroj	Elektrický lanový naviják stojící	Závěsný elektrický lanový naviják	
					
	Teleskopické hydraulické válce	Hydraulický nůžkový mechanismus	Kuličkový šroub a matice	Nůžkový mechanismus s elektromotorem	
Tlumení rážů					
	V každém rohu	Dva po stranách	V protilehlých rozích	Větší počet menších	
Měření na padostrojích	Hmotnost beranu				
		Ručně sčítat	Načtením QR kódu	Jeřábovou váhou	Lížinovou váhou
	Výška pádu				
Stupnicí na rámu		Laserovým snímačem	Lankovým snímačem		
					
		Tenzometrickým snímačem	Tenzometrickými snímači		

5.7.1 Zvolení dalšího řešení

V morfologické matici v Tab. 2 byly zeleně zvýrazněny směry, jakými se bude konstrukční řešení dále ubírat. Beran bude mít proměnnou výšku. Závaží budou s beranem spojena pomocí závitových tyčí a středěna pomocí kolíků. Jeho vedení se bude skládat ze dvou kolejnic typu MPV, na které budou dosedat dvě sady páru válečkových ložisek upevněných na spodní a vrchní desce beranu. Beran bude zvedán pomocí vakuových přísavek, které bude ještě jistit háková zarážka ovládaná jednočinným pístem. Zdvíhacím mechanismem bude lanový naviják, umístěný nad pracovním prostorem. Lano navijáku bude vedeno přes kladky. Výška pádu bude snímána pomocí lankového snímače. Ke zjištění hmotnosti beranu, poslouží tenzometrické snímače síly. Aby bylo zabráněno tvrdému rázu, bude nad pracovním prostorem umístěn větší počet menších tlumičů rázu.

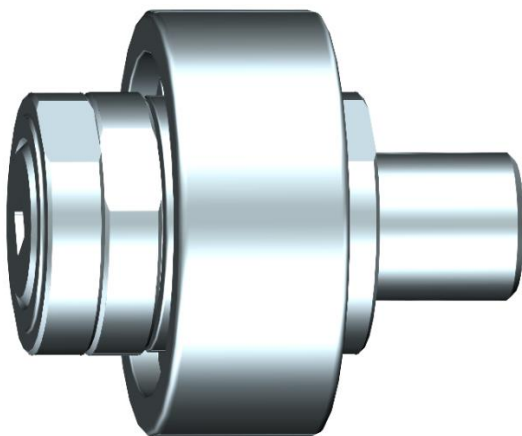
6 Popis konstrukčního řešení

6.1 Beran

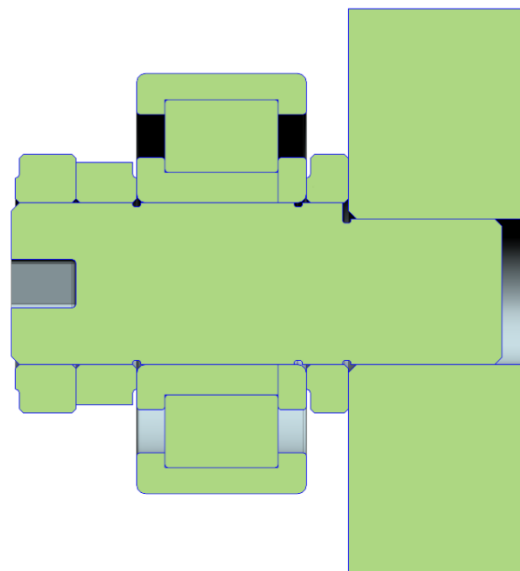
6.1.1 Ložiska

Beran je veden pomocí osmi ložisek po kolejnicích MPV. Jedná se o ložiska NUP 2304 ECP o šířce 21 [mm], průměru vnitřního kroužku 20 [mm], průměru vnějšího kroužku 52 [mm] a statické únosnosti 38 [kN]. [29]

Aby bylo umožněno vymezení vůle mezi ložiskem a kolejnicí, je ložisko na excentrickém čepu. Čep má z jedné strany jemný závit M18x1, kterým se zašroubuje do beranu. Vhodným natočením čepu dojde k vymezení vůle. Aby se čep dále nenatáčel, přidrží se za čtverhrannou díru na opačném konci a utáhne kontramaticí proti beranu. Ta zároveň poslouží pro opření vnitřního kroužku ložiska. K axiálnímu zajištění vnitřního kroužku poslouží dvě matice na opačném konci. Matice jsou po stranách seříznuty pro jejich snadné utažení či povolení.



Obr. 77 - Sestava ložiska na excentrickém čepu



Obr. 78 - Řez ložiskem na excentrickém čepu

6.1.2 Závaží

Jak již bylo řečeno dříve, beran by měl umožňovat snadnou rychlou změnu hmotnosti od 100 do 500 [kg] po 1 [kg]. Dále bylo rozhodnuto, že beran bude mít proměnnou výšku, tedy že jeho výška bude závislá na jeho hmotnosti. Jednotlivá závaží jsou s beranem spojena pomocí závitových tyčí a středěna pomocí kolíků.

Součásti beranu jsou alkalicky černěné, jednak se tím mírně omezí koroze beranu a také beran vypadá velice hezky. K alkalickému černění není třeba jednotlivé součásti ohřívat na vysokou teplotu. Teplota se řádově pohybuje okolo 160 [°C]. Součástí je nutné před černěním odmastit. Oproti nátěru barvou, má tu výhodu, že lze černit i závit, neboť při procesu alkalického černění nedochází k nabalení vrstvy barvy na povrch součásti.

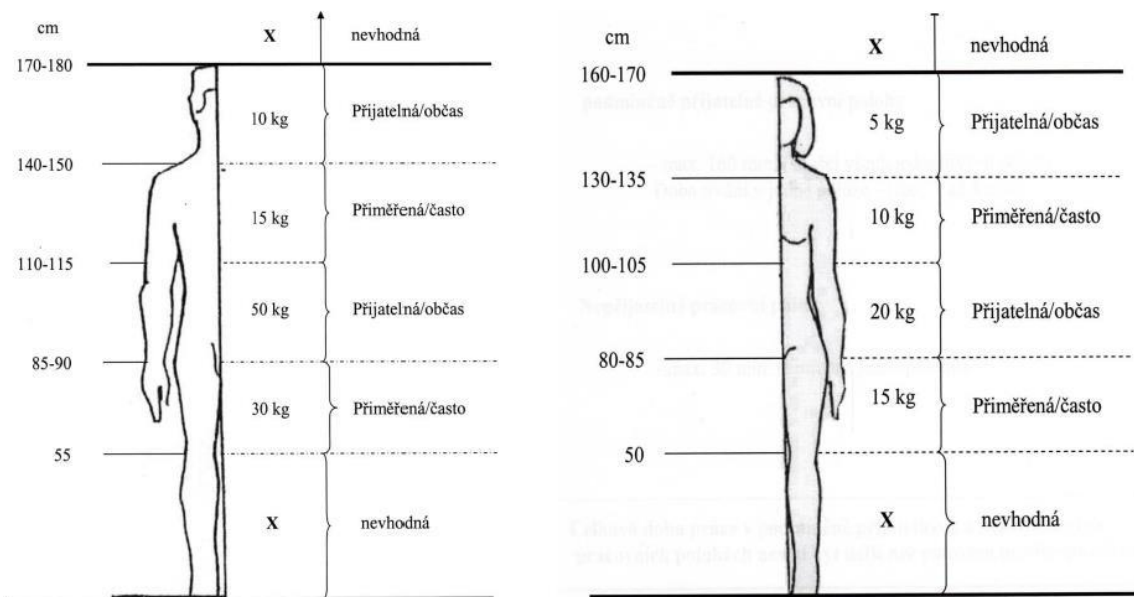
Při modelování závaží v prostředí Siemens NX, bylo zjištěno, že závaží s čtvercovou základnou o straně 259 [mm] se dvěma dírami pro závitové tyče a dvěma dírami pro středící kolíky, má hmotnost odpovídající 1 [kg] na každý 1 [mm] jeho výšky. Díky tomu si lze vybrat

různě tlusté plechy a jednoduše z nich závaží vyříznout. Hmotnost je vždy jen o něco málo vyšší a není tedy problém závaží např. navrtat a dorovnat hmotnost na celé kilogramy.

Nyní je třeba rozhodnout, jak velkou hmotnost by měla závaží mít. Pracovní prostor je nad úrovní podlahy, je vysoký 1 [m] a jsou nad ním ještě tlumiče rázů, nad kterými je ještě spodní deska beranu. Minimální výšku od podlahy, do které je nezbytné vynést závaží lze odhadnout na 1,3 [m]. Výšku, do které by mělo přijít poslední závaží lze dle závislosti na hmotnosti závaží odhadnout na dalších 0,4 [m]. Výška se tedy pohybuje mezi 130 a 170 [cm]. Jak ukazuje Obr. 79, bylo by pro ženu možné zvedat závaží o hmotnosti maximálně 5 [kg] a pro muže přibližně 10 [kg]. Změna hmotnosti by tak probíhala s minimálně 80 deskami pro ženu či 40 pro muže a byla by tak nesmírně pomalá. Z toho důvodu byl zvolen menší počet závaží s daleko větší hmotností. Takové desky se však musejí do beranu skládat pomocí malého jeřábu. Zvolenou hmotnost a počet závaží znázorňuje následující Tab. 3. Řada hmotnosti byla odvozena od řady používané pro hodnotu mincí. Počty závaží by mohly být i menší, ale s ohledem na snazší změnu hmotnosti byly navýšeny.

Tab. 3 - Hmotnost a počet závaží

Hmotnost [kg]	Počet [ks]
50	8
20	2
10	2
5	2
2	2
1	2



Obr. 79 - Rozložení hmotnosti břemene vzhledem k výšce zdvihu [26]

Největší závaží má hmotnost 50 [kg]. Je zvedáno pomocí jeřábu, ale bylo nutné vyřešit problém, jak ho k jeřábu efektivně krátkodobě připevnit. Dávat na závaží nějaký manipulační čep je zřejmě nesmyslné. Nabízí se využít magnetismu závaží a zvedat ho břemenovým magnetem. To sebou nese problém v tom, že budou-li závaží na sobě, nemusí být zvednuto pouze jedno. Tomuto problému se lze vyhnout pomocí jednoruční přísavky. Ta dokáže při průměru 200 [mm] bezpečně zvednout až 100 [kg]. Ztrátu podtlaku hlásí audiovizuální signál. Manuální píst je hlídán elektronikou napájenou dvěma bateriemi CR2032. [27]

Aby se operátor nemusel zdržovat přenášením lehčích závaží jeřábem, má k dispozici ještě menší ruční přísavku. Tato přísavka disponuje nosností 40 [kg] při průměru 118 [mm]. Vytvoří tak v podstatě držátko, které usnadní manipulaci se závažím. Operátor však musí být výrazně upozorněn, že nosnost přísavky je pouze 40 [kg] a nehodí se tak k přenášení závaží o hmotnosti 50 [kg]. [28]



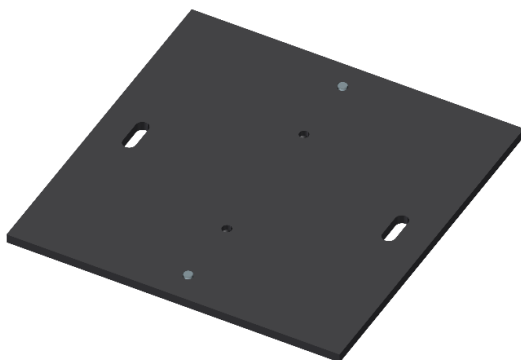
Obr. 80 - Přísavka jednoručka [27]



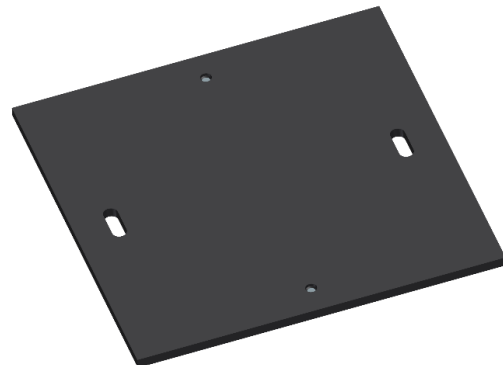
Obr. 81 - Přísavka jednodílná plastová [28]

Beran je spojen pomocí dvou závitových tyčí M12. Tyče mají na svém konci přivařen hranol, aby mohla být tyč uzamčena ve spodní desce beranu. Aby se snáze dostávala skrz závaží, mají otvory v závaží tvar zaobleného obdélníka.

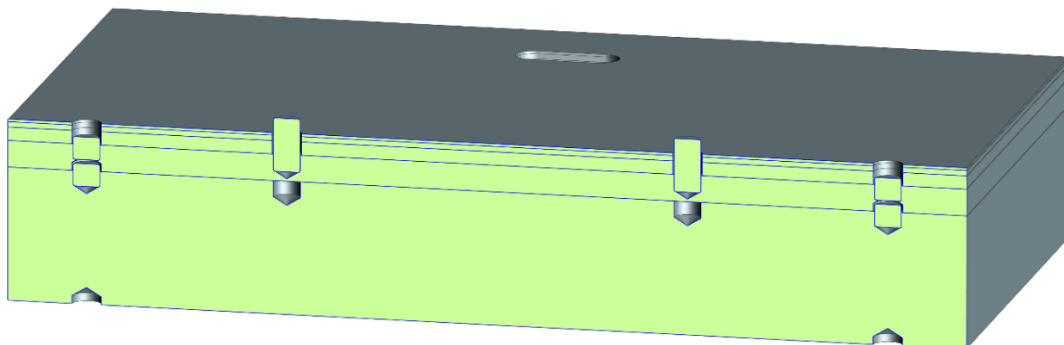
Jak již bylo řečeno, ke středění jsou použity kolíky. U závaží o výšce 50, 20 a 10 [mm] jsou dva kolíky o průměru 10 [mm] naraženy v závaží a vůlí zapadají do otvorů na opačné straně závaží. Kolíky vystupují z vrchní části závaží. Kdyby tomu bylo naopak, docházelo by při uložení závaží na rovný povrch k jejich opření o kolíky. Aby bylo možné středit i závaží o hmotnosti 5, 2 a 1 [kg], jsou ve všech závažích o hmotnosti 50, 20 a 10 [kg] dva přidavné otvory, do kterých se jednoduše zasunou dva výměnné středící kolíky. Na tyto kolíky se pak již snadno nasunou lehčí závaží.



Obr. 82 - Vrchní strana závaží



Obr. 83 - Spodní strana závaží



Obr. 84 - Řez spojením velkých a malých závaží

6.1.3 Spodní deska

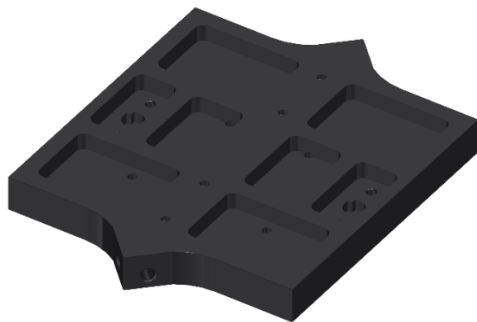
Spodní deska společně s vrchní deskou a nástrojem musejí mít dohromady hmotnost maximálně 100 [kg]. Deska musí poskytovat prostor pro opření tlumičů rázu, spojení s nástrojem, opření a centrování závaží pomocí kolíků, zámky pro závitové tyče, možnost spojení s vrchní deskou a prvky pro připojení ložisek k vedení beranu.

Jelikož závaží mají čtvercovou základnu o straně 259 [mm], je tomu u spodní desky zrovna tak. Spodní strana je určena ke spojení s nástrojem. Nástroj by měl být středěn, a proto je uprostřed desky válcové zahloubení. Okolo zahloubení jsou závitové díry rozmístěné po 90 [°]. Díry jsou určeny pro přišroubování nástroje a pro větší flexibilitu jsou ve dvou roztečích. Po obvodu zůstává prostor pro opření tlumičů rázů.

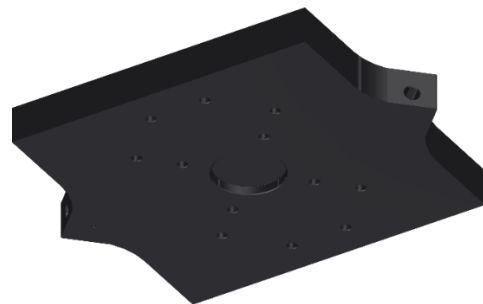
O vrchní stranu desky se opírá závaží nebo vrchní deska beranu. Aby držel beran pohromadě, je stažen dvěma závitovými tyčemi M12. Tyto tyče jsou na konci osazeny hranolem. V desce je vytvořen zámek, který po pootočení tyče o 90 [°] zabrání pohybu tyče v horizontálním směru. Zámek také slouží k tomu, aby tyč nepropadla skrz beran a tak je snadné beran stáhnout pomocí matic. Zámek je koncipován jako vyfrézovaná kapsa v desce překrytá menšími destičkami připevněnými pomocí šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Vedle zámků pro závitové tyče jsou, podobně jako u závaží, zaraženy kolíky a připraveny díry pro středící čepy pro menší závaží.

Z boku desky jsou výstupky pro upevnění válečkových ložisek NUP. Ložiska jsou uchycena maticemi na excentrickém čepu, a proto jsou ve výstupkách dvě závitové díry pootočené vůči sobě o 90 [°]. Aby mohlo dojít ke spojení pouze vrchní a spodní desky beranu, jsou díry posunuté od středu desky. Tím se zabezpečí to aby deska mohla být nízká a přitom do sebe ložiska nenarážela. Každá deska je tedy osazena čtyřmi válečkovými ložisky NUP 2304 ECP.

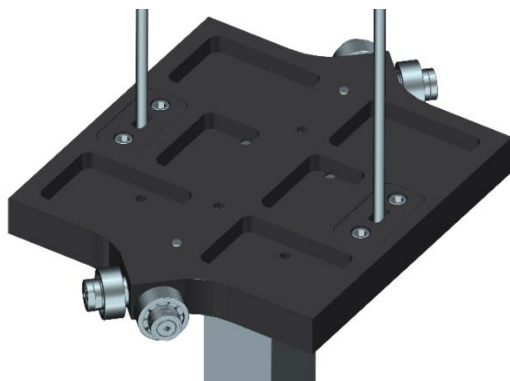
Aby hmotnost desky byla co nejnižší a zároveň se o ni mohla opírat závaží, jsou na vrchní straně vyfrézovány odlehčovací kapsy.



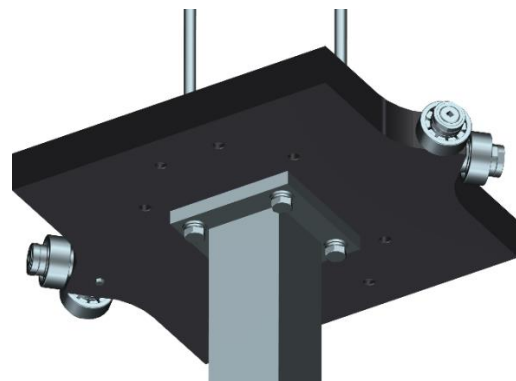
Obr. 85 - Pohled shora na spodní desku beranu



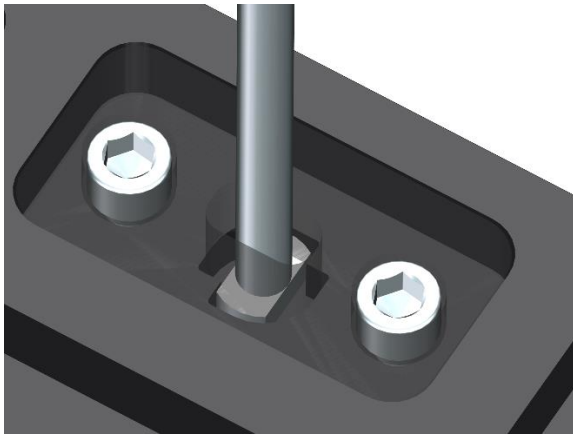
Obr. 86 - Spodní pohled na spodní desku beranu



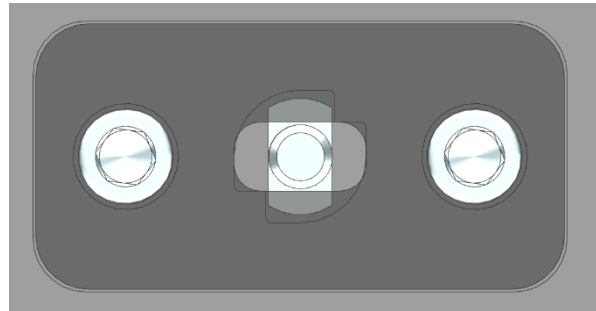
Obr. 87 - Pohled shora na sestavu spodní desky beranu



Obr. 88 - Spodní pohled na sestavu spodní desky beranu



Obr. 89 - Zámek tyče



Obr. 90 - Detail zámku tyče

6.1.4 Vrchní deska

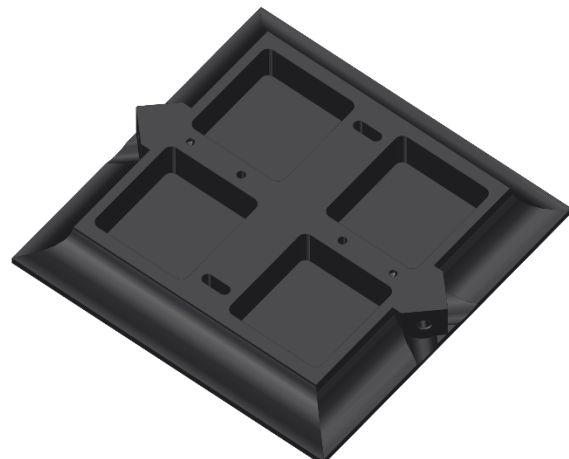
Vrchní deska beranu musí umožnit opření závaží, zasunutí středících kolíků a čepů, opření přísavek uvolňovacího zařízení, ukotvení čepu pro hák uvolňovacího zařízení, průchod závitových tyčí, opření matic a v neposlední řadě ukotvit ložiska pro vedení.

Jelikož přísavky uvolňovacího zařízení jsou rozprostřeny na větší ploše, než je plocha závaží, je vrchní strana vrchní desky beranu větší. Uprostřed této plochy se ještě nachází čep, který společně s hákem na uvolňovacím zařízení tvoří pojistku při ztrátě vakua u přísavek. Skrz celou desku prostupují opět obdélníkové díry pro prostrčení závitových tyčí. Díry jsou v jedné linii s čepem. Na vrchní straně je pak kapsa pro podložku, na níž dosedá rychloupínací matice. Tento druh matice je zvolen kvůli velice snadnému umístění do utahovací polohy, tj. matice se jednoduše navleče na závitovou tyč, místo aby se musela otáčet po dlouhé závitové tyči. Vlivem otřesů by mohlo dojít k povolení matice a tak zde budou dvě matice zatažené proti sobě. Při vibračních zkouškách se stává, že i kontramatice se povolí a proto musí být často kontrolováno, zda nedošlo k povolení.

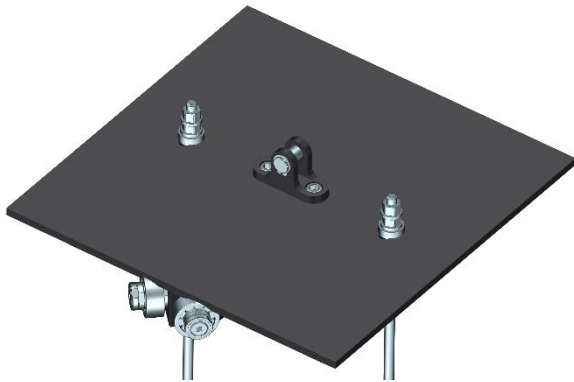
Spodní strana vrchní desky obsahuje díry pro středící kolíky a čepy. Dále slouží jako opěrná plocha pro závaží a proto je zde deska zúžena na rozměr plochy závaží. Z této strany budou opět vyfrézovány odlehčovací kapsy. Z boku budou výstupky pro uchycení ložisek, podobně jako na spodní desce.



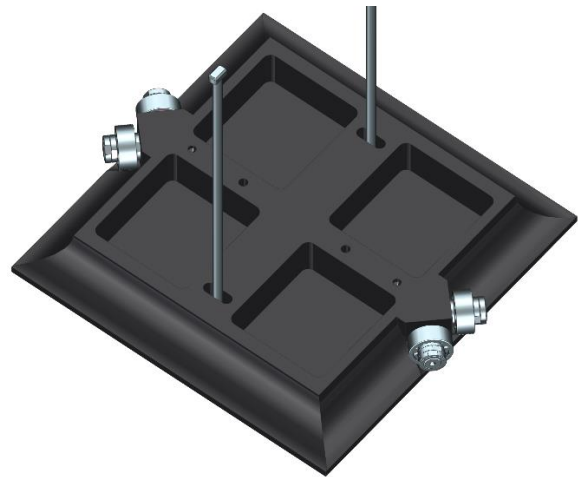
Obr. 91 - Pohled shora na vrchní desku



Obr. 92 - Spodní pohled na vrchní desku



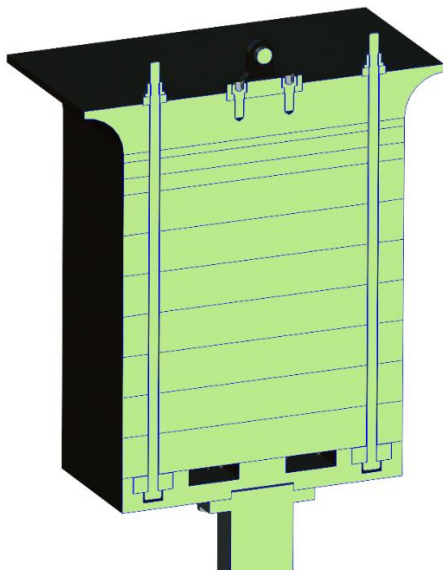
Obr. 93 - Pohled shora na sestavu vrchní desky



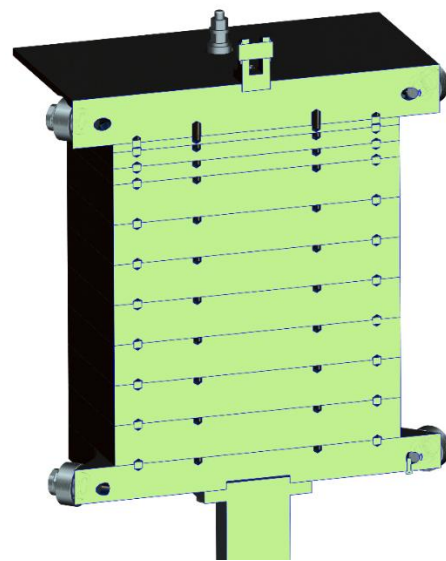
Obr. 94 - Spodní pohled na sestavu vrchní desky

6.1.5 Sestava beranu

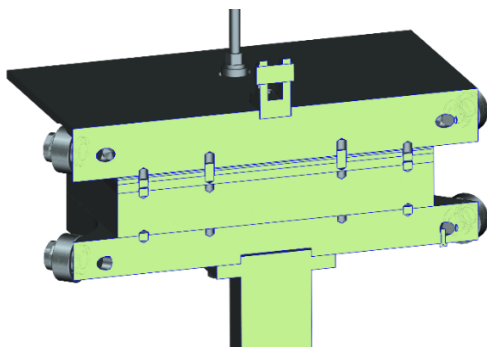
Beran se tedy skládá vždy ze dvou desek a závaží o různé hmotnosti. K jeho spojení jsou využity závitové tyče. Největší výškový rozdíl mezi beranem se závažím a bez závaží je 400 [mm]. Bylo by nevhodné, aby z beranu trčelo 400 [mm] závitové tyče a proto jsou tyče ve třech sadách délek. Nejnižší hmotnost beranu by měla být 100 [kg]. Hmotnost beranu bez nástroje byla stanovena pomocí softwaru SIEMENS NX na hodnotu 82 [kg]. To znamená, že pro nástroj zbývá pouze 18 [kg].



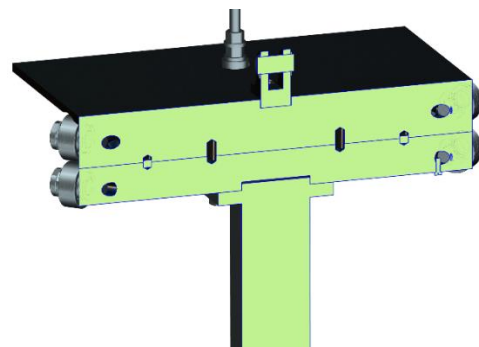
Obr. 95 - Spojení beranu závitovými tyčemi



Obr. 96 - Sestava beranu o hmotnosti 500 [kg]



Obr. 97 - Sestava beranu o hmotnosti 168 [kg]



Obr. 98 - Sestava beranu o hmotnosti 100 [kg]

6.2 Uvolňovací zařízení

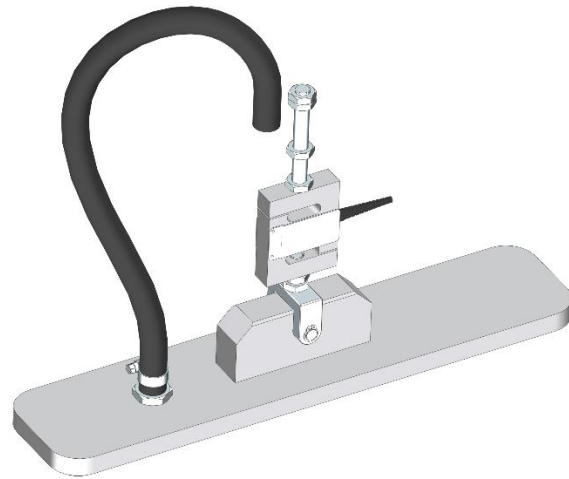
6.2.1 Přísavky

Uvolňovací zařízení slouží k tomu, aby uchopilo beran, zdvihlo ho do výšky a v určitý moment ho uvolnilo. K vyzvednutí beranu byly vybrány čtyři přísavky FSM-G 100x460 od firmy FEZER. Každá tato přísavka vytvoří při 60% bezpečnostním faktoru sílu o velikosti 1720 [N]. To znamená, že v případě poruchy unesou beran i tři přísavky. Těsnění na přísavce lze snadno vyměnit. Při větší přítlačné síle dokáží zvedat břemena s velmi hrubým povrchem, a to až se strukturou 2 [mm]. Její tělo je vyrobeno z hliníku a na vrchní straně je přišroubován držák kloubu k umožnění natáčení přísavky v podélném směru. Tělo je oválného tvaru s největšími rozměry 100x460x73 [mm]. Aby bylo možné vymezení vůle, visí každá přísavka na kloubovém závěsu se závitovou tyčí. [12]

Jak již bylo řečeno, v uvolňovacím zařízení by měl být integrován prvek pro měření hmotnosti beranu. Tím je tenzometrický snímač síly na každé ze čtyř závitových tyčí. Ten lze mimo jiné využít pro diagnostiku stavu přísavek. Kdyby došlo například k ucpání odsávacího otvoru v přísavce a přísavka by tudíž nebyla přisávána k beranu, bylo by na tomto snímači viditelně nižší zatížení. Pokud by byl beran zvednut a na snímačích nebylo zatížení, pak z toho lze vyvodit, že je beran zvedán pojistným hákem a ne za pomoci přísavek. Dále lze takto velice snadno zabránit tomu, aby se zde zvedal beran o větší hmotnosti než 500 [kg].



Obr. 99 - Přísavka spodní pohled



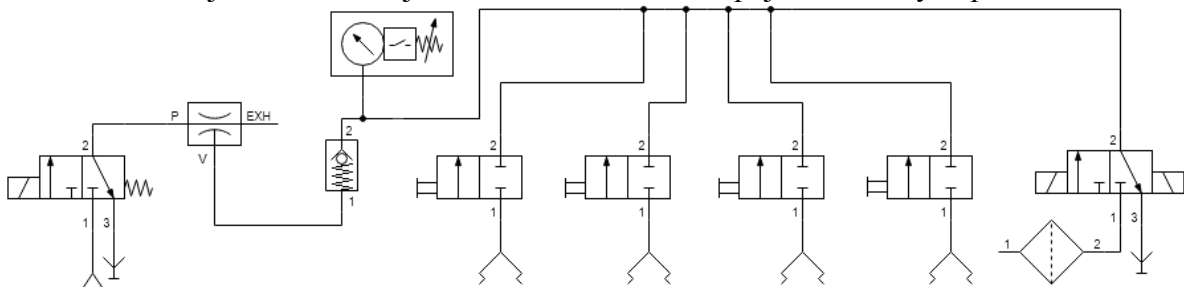
Obr. 100 - Přísavka pohled shora

Každá přísavka je vybavena pákovým 2/2 kulovým ventilem KV-2/2-1/4, aby bylo možné ji případně uzavřít. Přísavky jsou spojeny distribučním blokem VTB-1/2-4x1/4. Blok má z jedné strany bistabilní 3/2 ventil ovládaný solenoidem. Tento ventil má odčerpání ucpávkou a stane se z něj tak 2/2 ventil, na jehož výstupu se nachází filtr. Díky ovládnutí solenoidy zůstane při výpadku napájení ve stejné poloze. Z druhé strany distribučního bloku je umístěn zpětný ventil RSV-K-1/2. Mezi ventilem a distribučním blokem je elektronický vakuový spínač s digitálním výstupem VSE-1/8, který hlídá hodnotu vakua v přísavkách. Při vytváření podtlaku v přísavkách je zpětný ventil otevřený a prochází přes něj odčerpávaný vzduch, zatímco 3/2 ventil je uzavřen. Při dostatečné hodnotě vakua se přestane odčerpávat vzduch z přísavek, čímž dojde k uzavření zpětného ventilu. Pro uvolnění beranu se 3/2 ventil otevře a vpustí vzduch do přísavek, což způsobí uvolnění beranu. Zde je dobré se zmínit, že přísavky vlastně nedrží vakuum přísavek, ale okolní tlak, který přimačkává přísavky k beranu. [12]

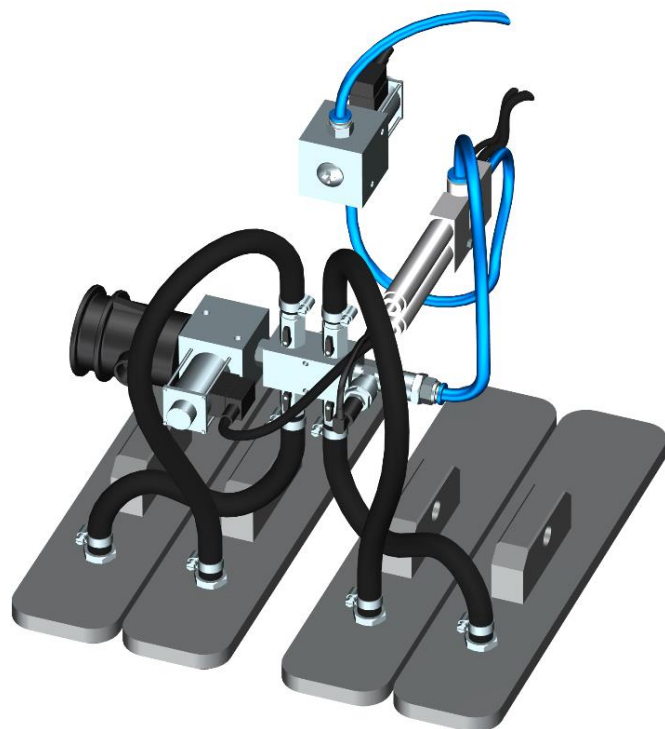
Zdrojem vakua bude ejektor. Ten odsává vzduch z přísavek tím, že tlakový vzduch žene zužujícím se prostorem, čímž dojde k nárůstu rychlosti proudícího vzduchu a zároveň k poklesu tlaku. Díky poklesu tlaku je vzduch z přísavek vtažen do ejektoru a odsán. Aby tento proces proběhl, je nutné, aby skrz ejektor neustále běžel tlakový vzduch. Protože tlakový vzduch patří mezi nejdražší médium pro přenos energie, byly k systému vakua přidány výše zmíněné ventily, aby se spotřeba vzduchu snížila. Jako zdroj vakua byl vybrán ejektor FEG-20-HV. Ten dokáže při optimálním vstupním tlaku 3,5 [bar] vytvořit podtlak o hodnotě -920 [mbar] a odčerpát 1,63 [l/s]. Úroveň hluku přitom dosahuje hodnoty 55 [dB]. Jeho hmotnost je 185 [g]. [12]

Přísavky jsou spojeny s distribučním blokem pomocí polyuretanových hadic VS-1/2-T-PU s poloměrem ohybu 25 [mm]. Hadice jsou nasunuty na hadicové vsuvky SN-1/2-1/2 a staženy pomocí hadicových spon SK-1/2. Objem vzduchu v přísavkách a hadicích je přibližně 1,8 [l] a tak by mělo být vakua dosaženo přibližně za 3 [s]. [12]

Na následujícím Obr. 101 je možné vidět schéma zapojení vakuových přísavek.



Obr. 101 - Schéma zapojení vakuových přísavek

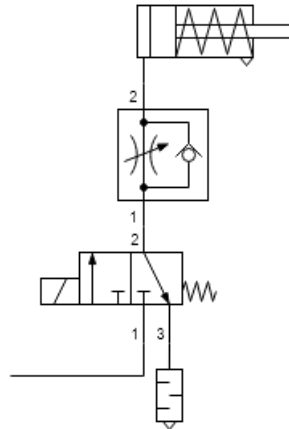


Obr. 102 - Zapojení vakuových přísavek

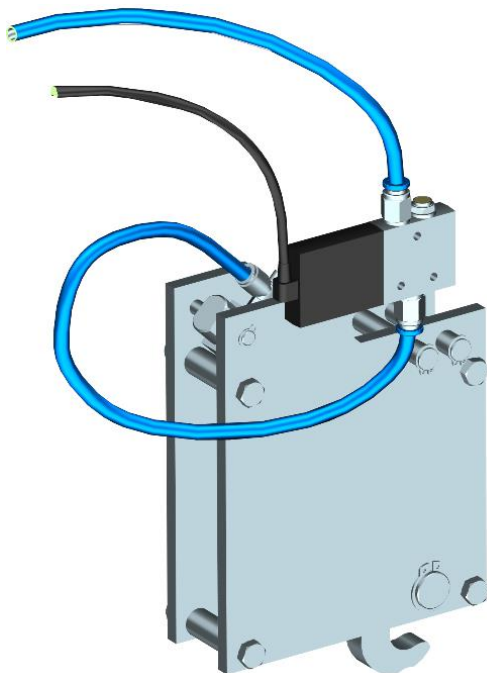
6.2.2 Pojistný hák

Aby byla zajištěna bezpečnost při přerušení dodávky elektrické energie, obsahuje uvolňovací zařízení ještě pojistný hák ovládaný jednočinným pneumatickým válcem. Háček bude držet beran za čep umístěný na vrchní desce, ale pouze v případě, kdyby došlo k nechtěnému

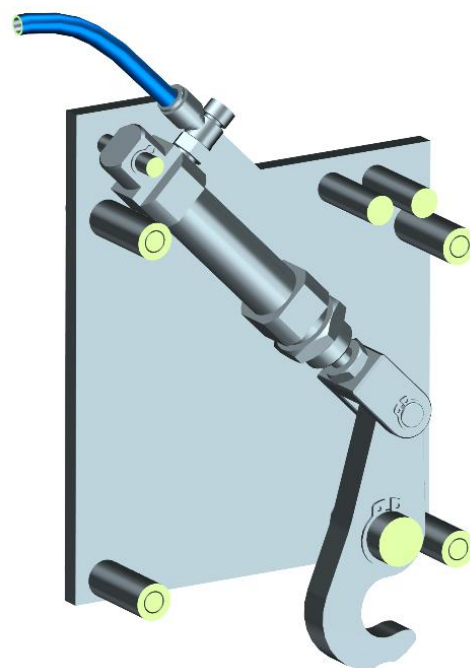
uvolnění přísavek. Pojistný hák tedy při běžném provozu nebude v kontaktu s čepem. Při uchopování beranu přísavkami se aktivuje jednočinný pneumatický válec a vykloní pojistný hák tak, aby se přísavky mohli dotknout beranu. Poté se přestaví 3/2 ventil do výchozí polohy a hák je vrácen pod čep. Na spodní straně háku je vytvořen žlábek. Ten způsobí, že se hák opře o čep a v této poloze se v podstatě uzamkne a nemůže tedy dojít ani k dosednutí přísavek. Kdyby bylo těsnění přísavek v době nečinnosti padostroje neustále opřeno o beran, mohlo by dojít ke zkrácení jeho životnosti. Po vynesení beranu do požadované výšky se vykloní pojistný hák a přísavky se mohou zavzdušnit, čímž dojde k pádu beranu.



Obr. 103 - Schéma zapojení jednočinného pneumatického válce



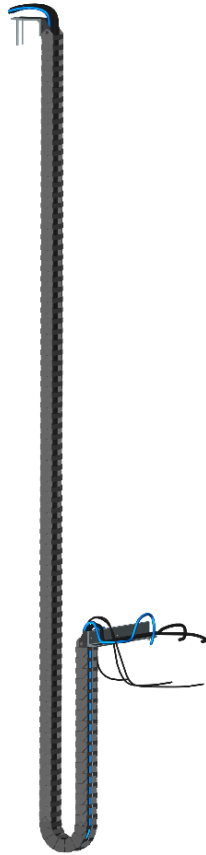
Obr. 104 - Pojistný hák



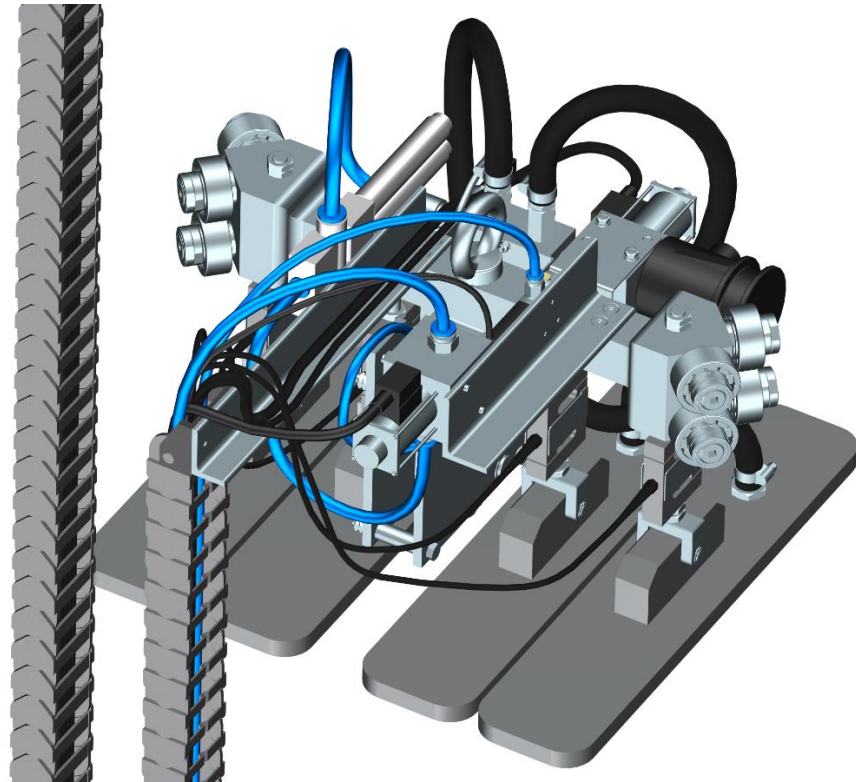
Obr. 105 - Mechanismus pojistného háku

Přísavky a pojistný hák jsou zavěšeny na společné desce. Tato deska je vybavena osmi ložisky, podobně jako beran. Uprostřed této desky je závěsný šroub s okem pro připojení ke zdvihacímu zařízení. K desce je navíc připojen ještě energetický řetěz pro bezpečné vedení kabelů a hadic.

Energetický řetěz byl vybrán pomocí kofigurátoru firmy IGUS. Byly zde zadány hmotnosti kabelů a hadic, přestavovaná výška, největší poloměr ohybu, rychlost přestavování atd. Nakonec byl vybrán model z řady E16 plněný z vnějšího poloměru. [30]



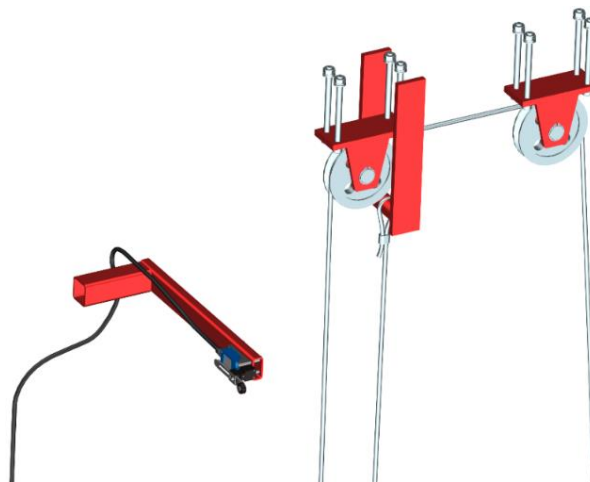
Obr. 106 - Energetický řetěz



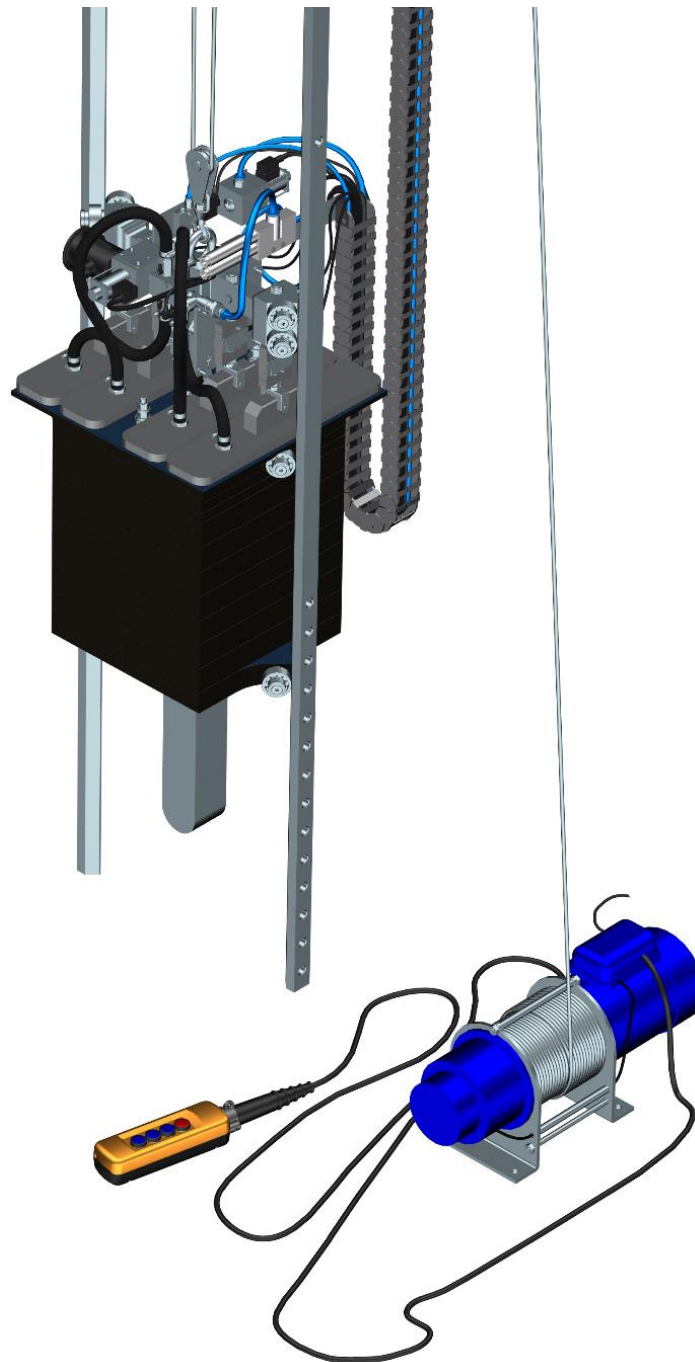
Obr. 107 - Uvolňovací zařízení

6.3 Zdvihací ústrojí

Ke zdvihu uvolňovacího zařízení a potažmo i beranu byl vybrán elektrický lanový naviják. Ten je umístěn nad pracovním prostorem. Lano je taženo přes dvě kladky umístěné ve vrchní části rámu. Odsud se přes volnou kladku na háku, držícím uvolňovací zařízení, vrací zpět do vrchní části rámu, kde je uchyceno. Aby se zabránilo vytažení uvolňovacího zařízení do výšky, kde by mohlo dojít ke kolizi, je v této poloze instalován koncový snímač. Naviják disponuje nosností 300 [kg]. Beran by měl mít maximální hmotnost 500 [kg] a uvolňovací zařízení přibližně 30 [kg]. Při zavěšení uvolňovacího zařízení na kladku s hákem a přivázání konce lana k rámu je zvolená nosnost navijáku dostačující.



Obr. 108 - Vedení lana navijáku a koncový snímač

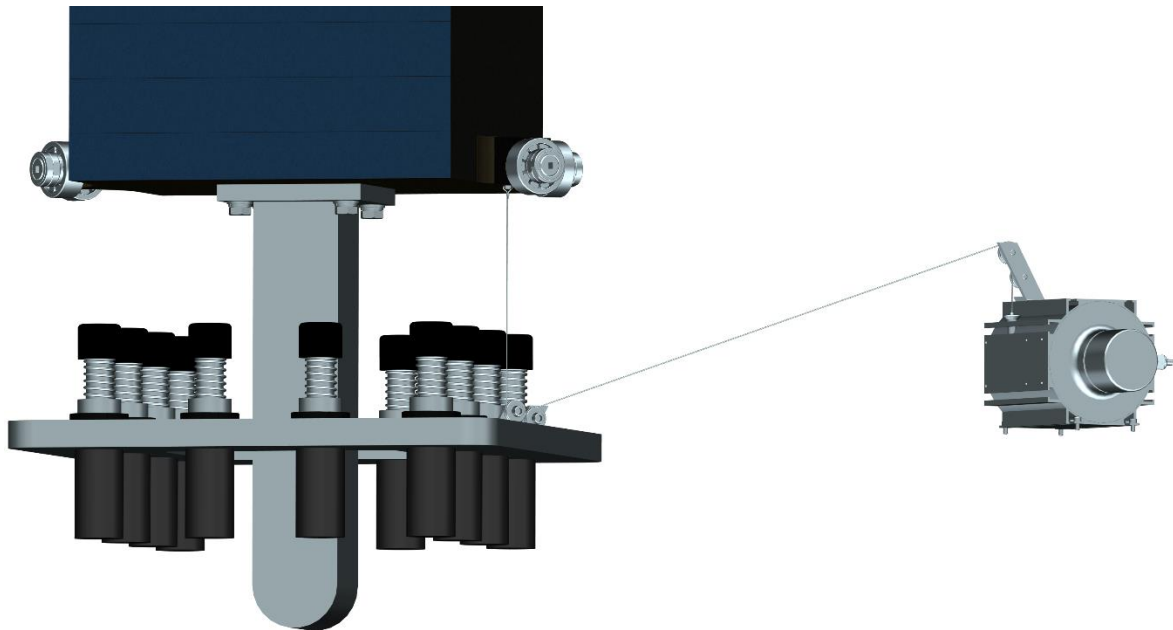


Obr. 109 - Zdvihání beranu

6.4 Měření na padostroji

6.4.1 Měření výšky zdvihu

Jak již bylo řečeno dříve, k měření výšky zdvihu je použit lankový snímač WDS-7500-P115 s digitálním výstupem. Ten je umístěn nad pracovním prostorem. Jeho lanko je přes vodící kladičky svedeno pod beranu a přišroubováno přímo k beranu. S přesností $\pm 1,5$ [mm] je využit nejen k odměřování výšky, ale i průběžné rychlosti při pádu. Rychlost při dopadu tak může být srovnána s hodnotou změřenou za pomoci vysokorychlostní kamery.

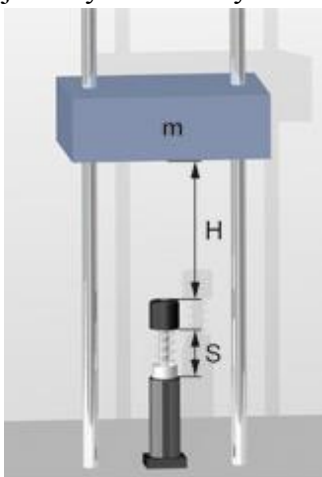


Obr. 110 - Měření výšky zdvihu lankovým snímačem

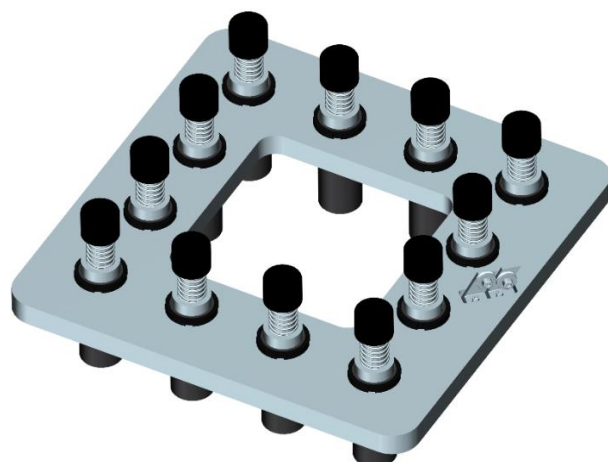
6.5 Tlumiče rázů

Jak již zde bylo několikrát zmíněno, padostroj by měl být chráněn proti tvrdému rázu. Tvrdý ráz je brán jako havárie a nemělo by k němu nikdy dojít. K ochraně jsou použity tlumiče rázů. K výběru byl použit konfigurátor firmy WEFORMA pro volný pád. Po zadání parametrů hmotnosti beranu, výšky pádu a počtu tlumičů byl doporučen tlumič rázů WS-M 1,5x2-0. Při použití dvanácti těchto tlumičů má každý tlumič zdvih 50 [mm], efektivní hmotnost 42,08 [kg], výška tlumiče 196 [mm] a doba zbrzdění je 0,01 [s]. Každý tlumič přitom musí být opřen silou 50 492,07 [N]. Pokud je toto číslo vynásobeno počtem použitých tlumičů, tedy dvanácti, musí být dohromady opřeny silou přibližně 606 [kN]. Pokud by se použilo podobných tlumičů s polovičním zdvihem, v počtu 20 byla by síla přibližně dvojnásobná, ale výška tlumiče by byla jen 146 [mm]. [32]

Tlumiče rázů jsou zašroubovány do desky a zajištěny kontramaticí. Deska je vyjímatelná a z hlediska hluku by bylo výhodné ji podložit pryží. Pokud by došlo k poškození desky, lze ji velice snadno vyjmout a vyměnit. Kromě závitových děr pro tlumiče rázů je v desce navíc drážka pro kladičky lankového snímače. Uprostřed desky se nachází čtvercová díra pro průchod nástroje a svými rozměry ohraničuje maximální rozměry nástroje.



Obr. 111 - Výpočtový model tlumičů rázů [32]



Obr. 112 - Deska s tlumiči rázů

6.6 Rám

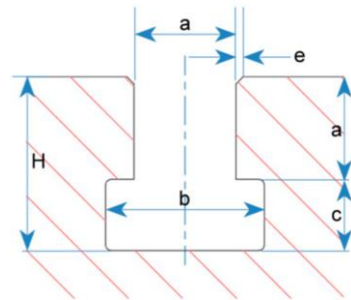
Rám je kostrou celého padostroje. Musí bezpečně zachytit všechny silové účinky, které na něj působí. Za běžného provozu, kdy nedojde k excentrickému rázu či tvrdému rázu, je rám zatížen pouze hmotností visícího beranu a vlastní hmotností. Z tohoto pohledu se tudíž rám bude zdát jako zbytečně předdimenzovaný. Neboť se padostroj bude zřejmě vyrábět pouze jednou, bude rám koncipován jako svařenec.

6.6.1 Pracovní prostor

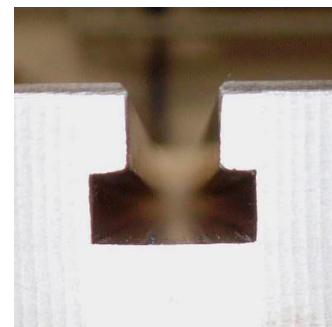
Rozměry pracovního prostoru byly po dohodě se zadavatelem stanoveny na výšku 1 000 [mm], hloubku 1 200 [mm] a délku 2 000 [mm]. Tyto rozměry jsou pochopitelně uvažovány mezi sloupky. Součástí pracovního prostoru je šabota. K ní je přišroubován rám, a proto je šabota o něco delší a hlubší. V šabotě je vyfrézováno šest T-drážek. Upínací prvky přípravku budou tedy navrhovány k upnutí za tyto T-drážky. Rozměr T-drážek byl zadavatelem vybrán z následující Tab. 4. Padostroj bude stát na tlumičích patkách od firmy GERB a bude zapuštěn v podlaže tak, aby pár milimetrů nad úrovní podlahy byly vidět T-drážky šaboty.

Tab. 4 - Rozměrová řada T-drážek [31]

a [mm]	pro šrouby	b [mm]	c [mm]	H [mm]	e [mm]
10	M8	17,5 - 18	8	18	1,0
12	M10	20,5 - 21	9	21	1,0
14	M12	1/2"	23,5 - 24	10	1,0
16	M14	26,5 - 27	11	27	1,0
18	M16	5/8"	29,5 - 30	12	1,5
20	M18	33,5 - 34	14	34	1,5
22	M20	3/4"	37,5 - 38	16	1,5
24	M22	7/8"	41,0 - 42	18	1,5
28	M24	1"	47,0 - 48	20	1,5
32	M27	1 1/8"	54	22	1,5
36	M30	1 1/4"	60	25	2,0
42	M36	1 1/2"	70	29	2,0

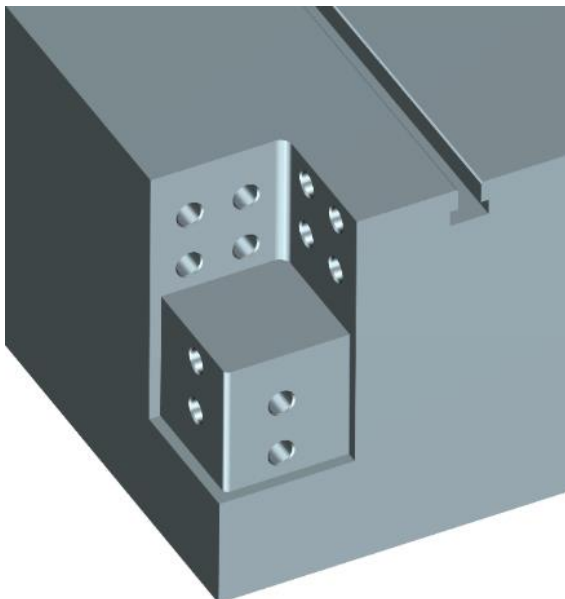


Obr. 113 - Schéma T-drážky [31]

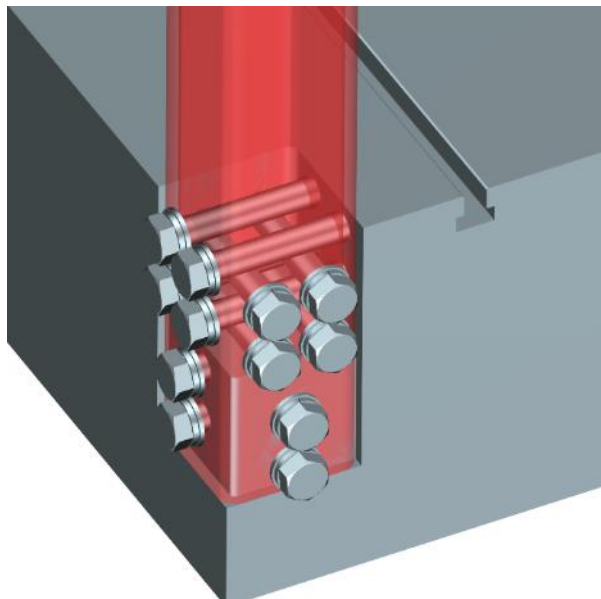


Obr. 114 - Vyrobená T-drážka [31]

Rám je svařovaný z jáklů a zde je tvořen ze čtyř stojin. Ty jsou nad pracovním prostorem spojeny dalšími jákly a poskytují opření pro zbývající část rámu. Uprostřed se nachází držák pro zachycení desky s tlumiči rázů. Aby se zamezilo vyletění úlomků ze vzorků skrz vrchní část pracovního prostoru, bude přes něj přivařen plech, který poslouží i jako upínací plocha pro obslužné systémy padostroje, jako např. lanový naviják.



Obr. 115 - Prostor pro stojinu



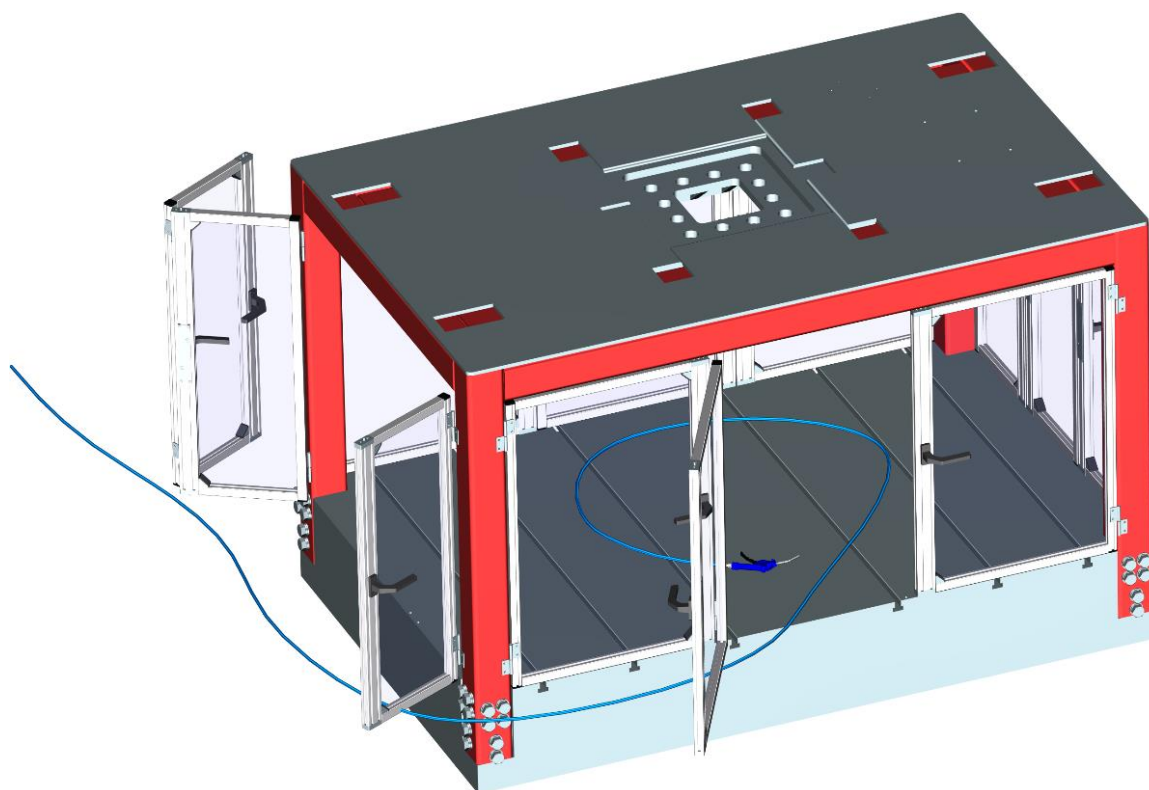
Obr. 116 - Upevnění stojiny k šabotě

Při zavedení tlakového vzduchu k padostroji by bylo dobré připojit ofukovací pistoli. Ta by sloužila nejen k vyčištění pracovního prostoru, ale například i k odfouknutí prachu z vrchní části beranu, kde dosedají přísavky. Je totiž pravděpodobné, že padostroj zřejmě nebude využíván každý den a bude tedy čas od času nečinný a bude se na něj prášit, neboť v pracovních halách je prašnost vždy zvýšena.

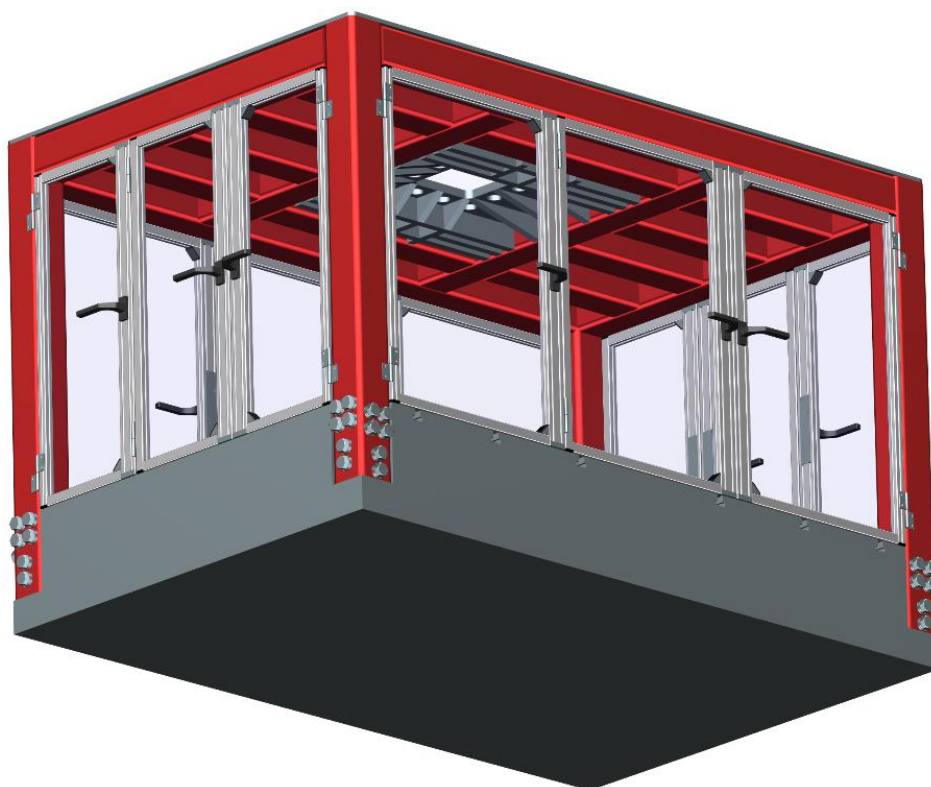
Jelikož se zde budou provádět rázové zkoušky, je pravděpodobné, že z pracovního prostoru odletí část rozdrčeného vzorku, která by mohla zranit obsluhu či poškodit okolní přístroje, kupříkladu vysokorychlostní kameru. Aby se tomu zabránilo, jsou do pracovního prostoru instalována ochranná dvířka sestavená ze stavebnicových převážně hliníkových prvků od firmy MAYTEC. Na každé ze čtyř stran pracovního prostoru jsou troje odnímatelná dvířka s průhledným plexisklem o tloušťce 8 [mm]. Troje dvířka jsou použita proto, aby mohl být zkoumaný vzorek snímán uprostřed a v obraze by nestál kupříkladu sloupek, jak by tomu bylo, pokud by se použila dvojice dvířka. Pravá dvířka jsou samostatná a lze je plně otevřít. Prostřední dvířka jsou spojena panty k levým dvířkům a lze je otevřít zvlášť nebo společně s levými dvířky. Každá dvířka jsou fixována. Díky stavebnicovému provedení dvířek, lze např. poškrábané plexisklo snadno vyměnit za nové.



Obr. 117 - Ofukovací pistole [8]



Obr. 118 - Pracovní prostor



Obr. 119 - Spodní pohled na pracovní prostor

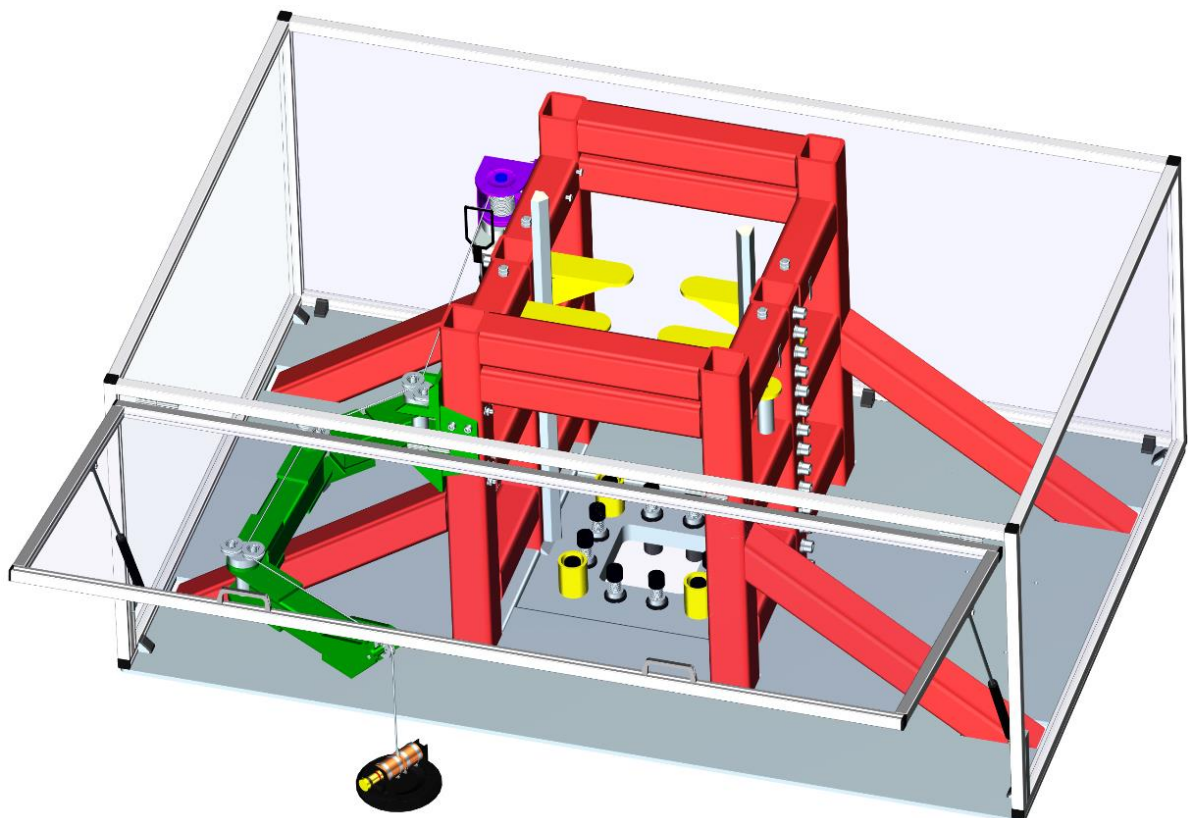
Z hlediska bezpečnosti, by bylo dobré, aby se padstroj nespustil, dokud jsou dvířka otevřená, to by mohlo být zajištěno např. koncovými spínači. Na druhou stranu je možné že do pracovního prostoru bude požadavek vložit přípravek či vzorek větší než pracovní prostor. Proto bude bezpečnost v tomto ohledu řešena pouze domluvou s obsluhou. A s ohledem na tuto možnost by mohlo být kolem padstroje ochranné hrazení s plexisklem.

6.6.2 Oblast nad pracovním prostorem

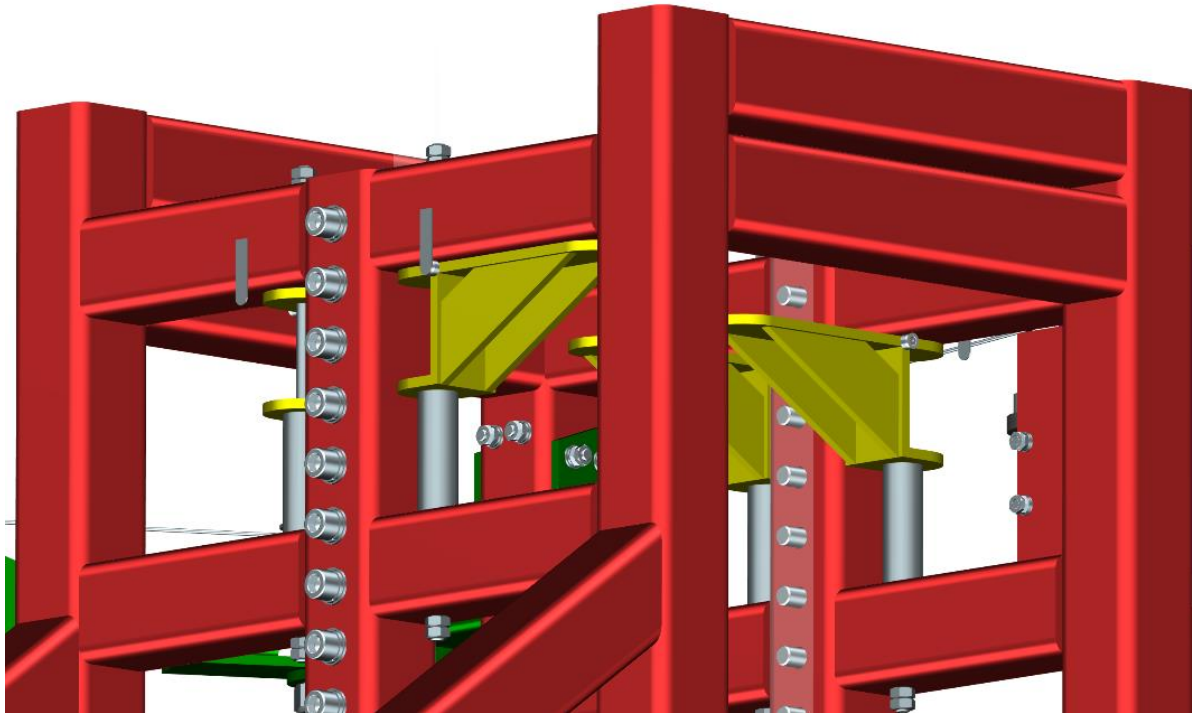
6.6.2.1 Rám nad pracovním prostorem

Nad pracovním prostorem se pohybuje beran, který je veden po kolejnicích. Kolejnice MPV-1 jsou spojeny s rámem pomocí šroubů. Silové zatížení od excentrického či tvrdého rázu může být vyvozeno pouze ve střední části rámu, kde se po dopadu nachází beran. Je proto logické, že střední část rámu by měla být co nejtužší a naopak zbytek rámu, který již nepřenáší větší síly, může být méně tuhý. Z toho důvodu byly ve střední části použity jákly s větší tloušťkou, než ve zbývajících částech.

Aby se v tomto prostoru dal snadno rozebrat beran, lze na čtyři rohové tlumiče rázů nastrčit trubky, na které se položí beran. Poté se odpojí přísavky a poodjede se s nimi. Nyní lze sejmut rychloupínací matice. Opět se na vrchní desku přisají přísavky a deska se pomalu přesune nad čtyři výklopné držáky vrchní desky, které se následně vyklopí a desku lze na ně bezpečně položit. Deska by se udržela v určité výšce i sama, ale norma zakazuje práci pod zavěšeným břemenem, což je výhodné z hlediska bezpečnosti při montáži beranu na požadovanou hmotnost. Výklopné držáky na sobě mají neodymové magnety o síle 3,5 [kg], aby se jednoduše držely v pracovní či nepracovní pozici. Síla magnetů se pohybuje na stejné úrovni jako magnety v kuchyňských skřínkách. Vzhledem k jejich umístění blízko středu otáčení by neměl být problém je odtrhnout.



Obr. 120 - Rám nad pracovním prostorem



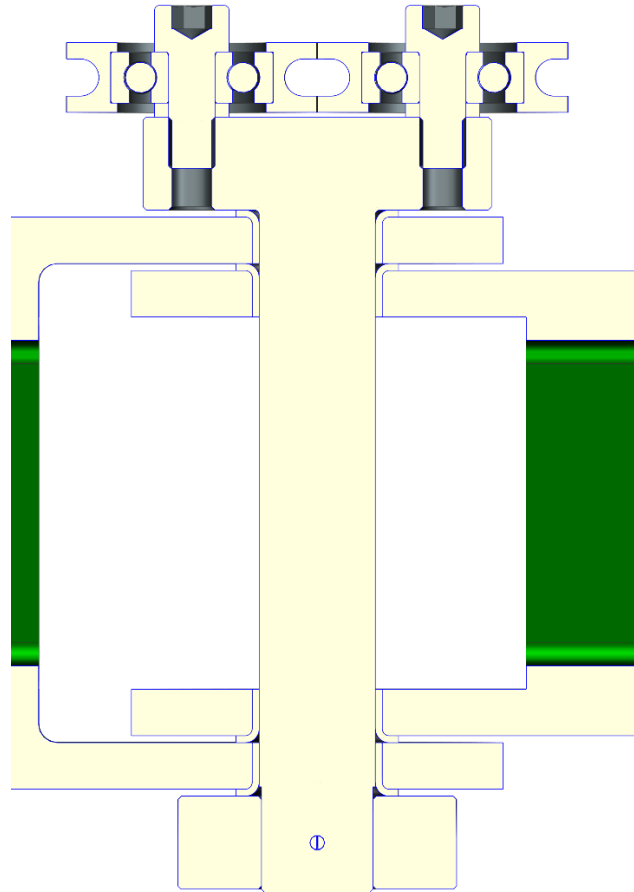
Obr. 121 - Detail výklopných držáků

6.6.2.2 Kloubový jeřáb

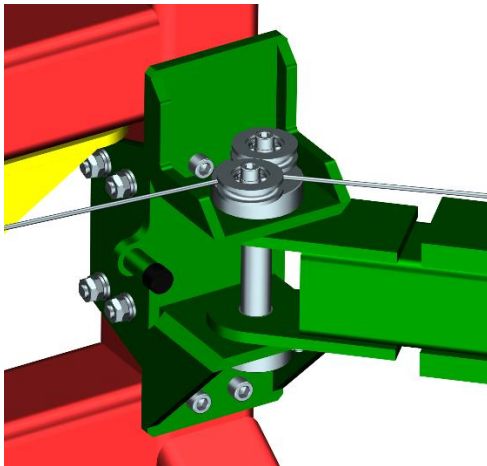
Aby byla manipulace s těžkými závažími co nejsnazší, je na jedné ze stojin připevněn malý kloubový jeřáb. Ten je tvořen třemi svařovanými rameny s kloubem. Klouby jsou pro snazší otáčení vybaveny kluznými ložisky, jak je naznačeno na *Obr. 123*. Ke zdvihu je použit naviják s nosností 125 [kg]. Lano navijáku je přes klouby vedeno pomocí soustavy dvou kladek, o které se lano opře při natočení ramen. Lano je zakončeno okem, na kterém je zavěšena ruční přísavka s nosností 100 [kg]. Maximální hmotnost závaží je pouze 50 [kg]. Pokud bude mít operátor v jedné ruce ovladač navijáku, tak druhou rukou může bez problému polohovat závaží visící na přísavce. Příklad je s jeřábem pevně spojena, jednak kvůli úspoře místa a jednak proto, aby se na jeřáb věšela pouze závaží a nic jiného. Rozměry jednotlivých ramen mezi klouby byly voleny tak, aby se jeřáb bez problémů dostal do pracovního prostoru a při nečinnosti jej bylo možné uklidit stranou nad pracovní prostor. Součástí držáku jeřábu je pryžová narážka sloužící k omezení natočení jeřábu do polohy, kdy by mohlo dojít ke kolizi s rámem, jak je naznačeno na *Obr. 124*.



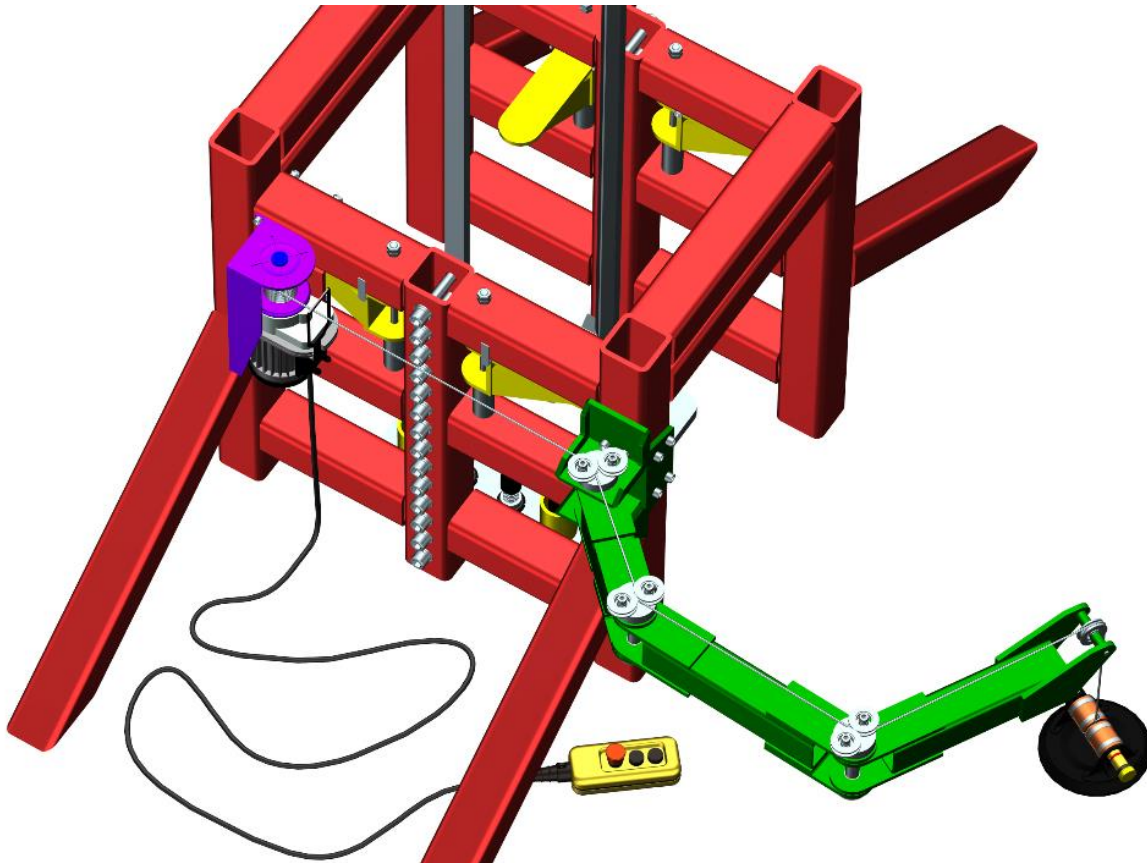
Obr. 122 - Kluzné ložisko [37]



Obr. 123 - Detail kloubového jeřábu



Obr. 124 - Držák jeřábu



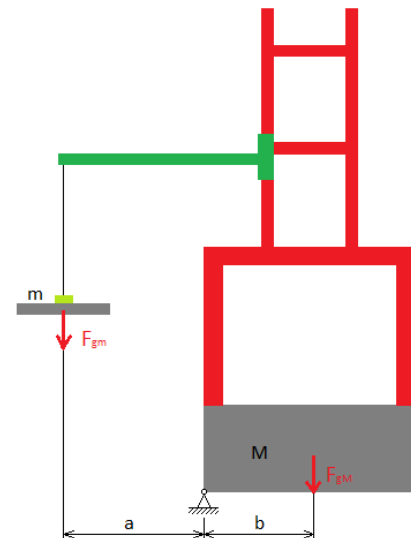
Obr. 125 - Kloubový jeřáb

Z hlediska bezpečnosti by bylo dobré si spočítat, zda nemůže při zavěšení břemene na jeřáb dojít k převrácení padostroje. Při převrácení by se padostroj musel nejprve opřít o hranu šaboty blíže k jeřábu a poté by se překlopil, proto bude výpočet směřován k tomuto bodu. Vzdálenost $a = 935$ [mm], $b = 720$ [mm]. Hmotnost šaboty $M = 8\,500$ [kg] je tak výrazně větší než ostatní části padostroje, že hmotnost ostatních částí lze zanedbat. Jednoduchým srovnáním momentů lze dojít k hmotnosti břemene m , které by mohlo mít za následek převrácení padostroje.

$$m \cdot g \cdot a = M \cdot g \cdot b$$

$$m = M \cdot \frac{b}{a} = 8500 \cdot \frac{720}{935} = 6546 \text{ [kg]}$$

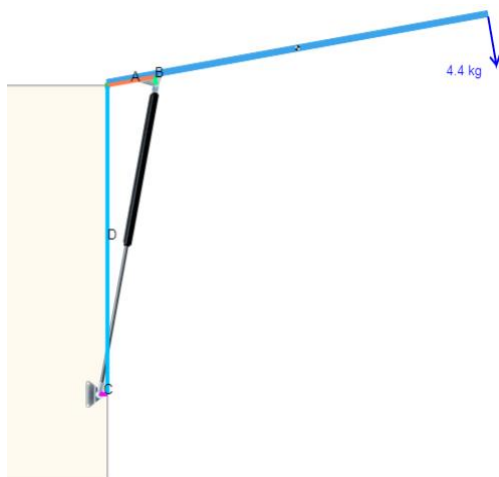
Z velikosti vypočtené hodnoty m lze předpokládat, že i kdyby se na rameno jeřábu pověsil operátor, nemůže dojít k převrácení padostroje.



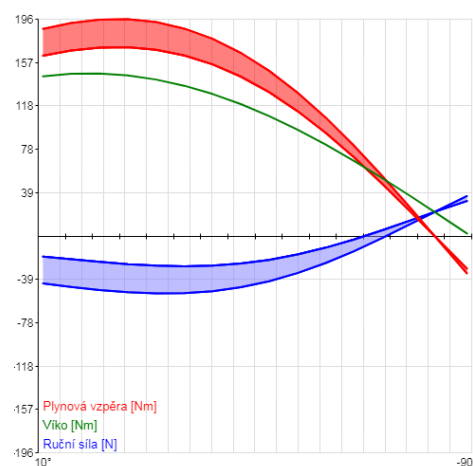
Obr. 126 - Schéma převrácení

6.6.2.3 Bezpečnost nad pracovním prostorem

Nad pracovním prostorem se pohybuje beran, lano navijáku a lanko lankového snímače, proto by bylo dobré zabránit operátorovi v možnosti vniknutí do tohoto prostoru. Tento prostor ale také slouží ke změně hmotnosti beranu, a tak by měl být zároveň snadno přístupný. Proto je tento prostor ohrazen transparentními deskami z plexiskla, které jsou zasazeny do hliníkových profilů od firmy MAYTEC. Z přední strany padostroje jsou z profilů tvořena dvířka vybavená koncovým spínačem, aby byl tento prostor za provozu vždy nepřístupný. Dvířka se budou otvírat směrem vzhůru a k jejich zdvihu a držení v horní poloze jsou využity dvě plynové vzpěry. K výběru vhodných vzpěr a optimálních montážních rozměrů byl využit online kalkulátor. Po zadání parametrů jako jsou rozměry dvířek $2000 \times 1000 \times 30$ [mm], hmotnost dvířek 30 [kg] a úhlu maximálního otevření 100° , byla vybrána vzpěra 10-23-350 s výkyvným okem s úchytem a úhlový kloub se stranovým úchytem. Montážní rozměry byly upraveny tak, aby oka zapadla do drážek hliníkových profilů od firmy MAYTEC. Rozměry jsou znázorněny na Obr. 127 a jsou následující: $A = 124,5$ [mm], $B = 20$ [mm], $C = 20$ [mm] a $D = 778$ [mm]. Graf na Obr. 128 ukazuje, že ovládací síla pro zdvih a zavření dvířek není nikterak velká. [33]



Obr. 127 - Rozměry plynové vzpěry [33]



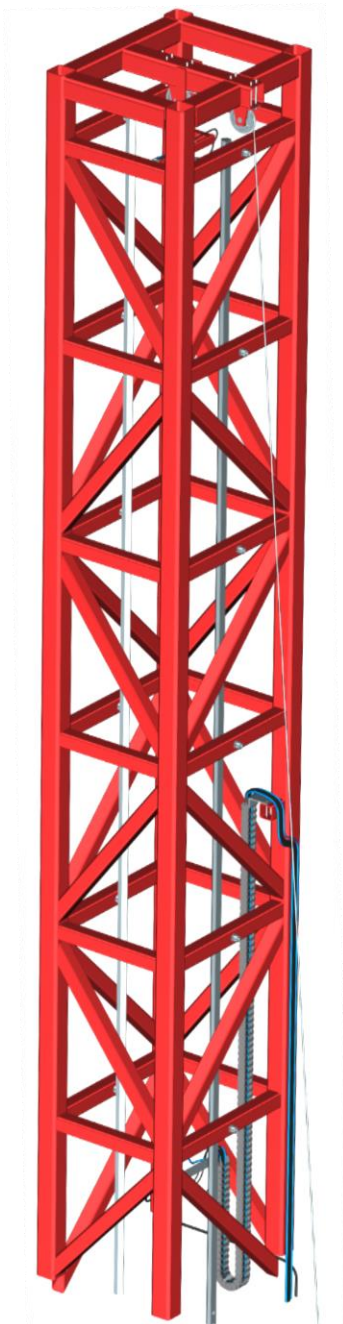
Obr. 128 - Graf závislosti průběhu sil na úhlu otevření [33]



Obr. 129 - Plynová vzpěra [33]

6.6.3 Vrchní část rámu

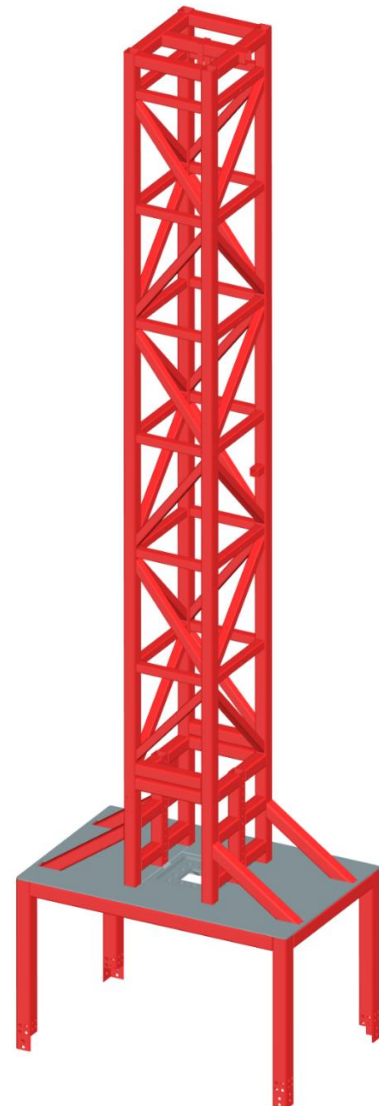
Vrchní část rámu je tvořena opět ze svařovaných jáklů. Slouží hlavně k vedení beranu při pádu a je zatížena pouze hmotností beranu. Protože se jedná o méně namáhanou část rámu, je tvořena z profilů o menší tloušťce materiálu než zbytek rámu. Neboť je tato část poměrně vysoká, je po své výšce zavětřována. V jeho vrchní části se nacházejí kladky, přes které je vedeno lano navijáku a zároveň je zde toto lano i přivázáno. Po stranách jsou přišroubovány dvě kolejnice pro vedení beranu. Také se zde nachází pevný konec energetického řetězu.



Obr. 130 - Vrchní část rámu

6.6.4 Sestava rámu

Rám je tedy tvořen ze tří částí a tvoří kostru celého padostroje. Jednotlivé části jsou navzájem svařeny.

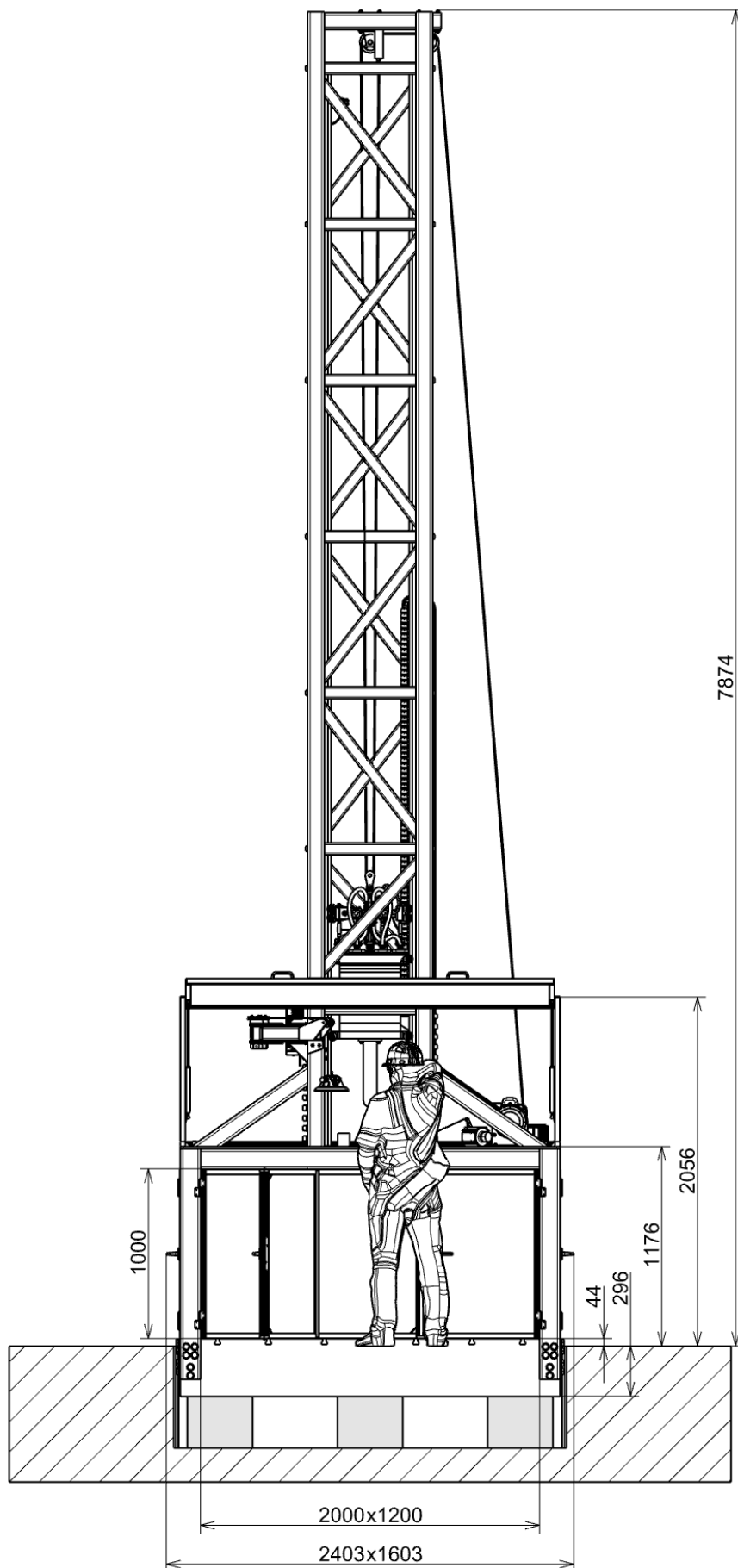


Obr. 131 - Sestava rámu

6.7 Parametry padostroje

Padostroj bude zapuštěn v podlaze a bude stát na tlumících patkách firmy GERB. Disponuje následujícími parametry:

- výška padostroje pod podlahou k tlumícím patkám 296 [mm],
- výška nad pracovním prostorem 1 176 [mm],
- vzdálenost od podlahy k vršku ochranného hrazení 2 056 [mm],
- výška padostroje nad podlahou 7 874 [mm],
- výška šaboty nad podlahou 44 [mm],
- největší délka padostroje 2 043 [mm],
- největší hloubka 1 603 [mm],
- výška pracovního prostoru 1 000 [mm],
- délka pracovního prostoru mezi sloupky 2 000 [mm],
- hloubka pracovního prostoru 1 200 [mm],
- maximální hmotnost beranu 500 [kg],
- hmotnost šaboty 8 460 [kg],
- hmotnost rámu 2 100 [kg].



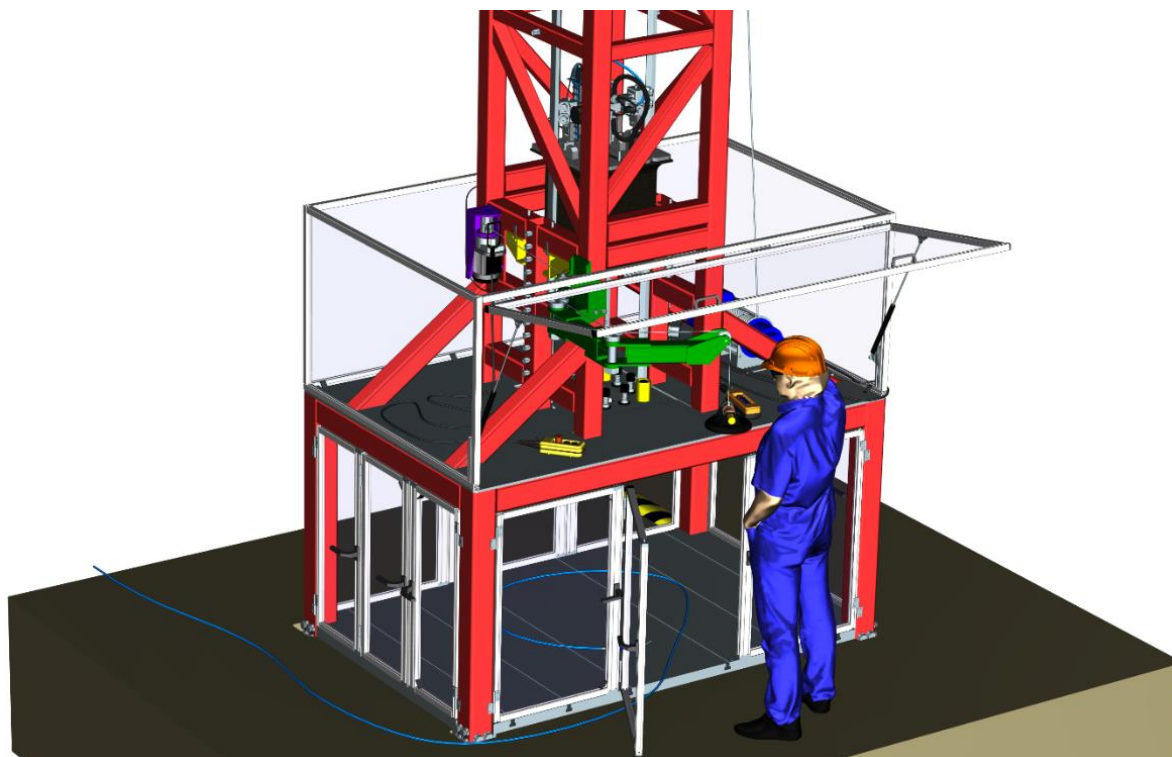
Obr. 132 - Hlavní rozměry padostroje

6.8 Náklady na výrobu padostroje

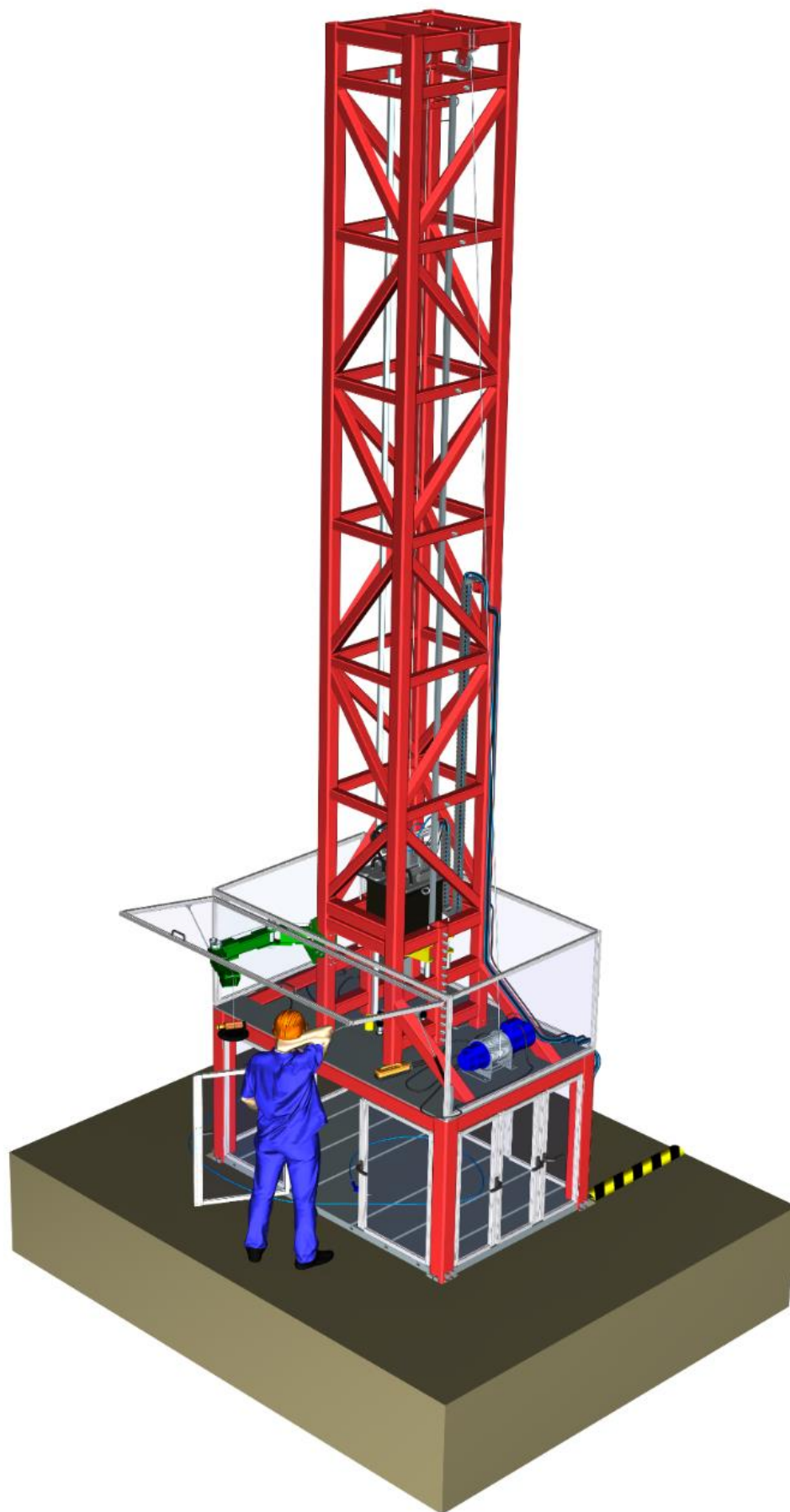
Náklady na výrobu padostroje jsou určeny na základě ceny nakupovaných komponent včetně DPH a kvalifikovaných odhadů ceny vyráběných komponent zadavatelem. Ceny byly určeny pro všechny součásti padostroje a zapsány do tabulky v příloze I. V následující tabulce (Tab. 5) jsou uvedeny pouze zaokrouhlené ceny pro konstrukční celky. Jedná se pouze o ceny komponent bez zahrnutí ceny montáže či manipulace. Dále nejsou uvažovány náklady na instalaci padostroje.

Tab. 5 - Ceny součástí padostroje

Konstrukční celek	Cena [Kč]
Rám	84 000
Šabota	296 100
Beran	72 000
Uvolňovací zařízení	59 400
Zdvihací ústrojí	17 400
Měřící zařízení	15 000
Tlumení rázů	180 400
Jeřáb	12 900
Výklopný držák	3 900
Ochranné hrazení	20 000
Pracovní prostor	34 300
Vedení	202 200
Řídící technika	115 000
Celkem	1 112 200



Obr. 133 - Detail padostroje



Obr. 134 - Padostroj

7 Ověření konstrukce padostroje pomocí MKP

Metoda konečných prvků neboli MKP, je provedena v programu Siemens NX. Jedná se o numerickou metodu používanou k simulaci průběhu napětí, deformací, vlastních frekvencí, proudění tepla, atd.

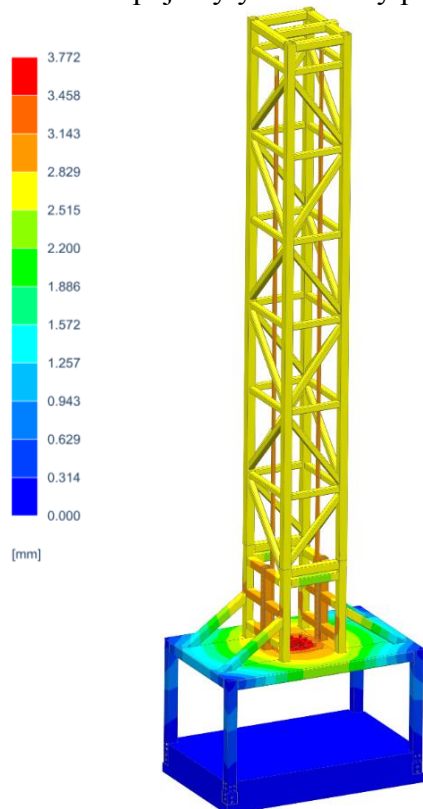
7.1 Tvrдый ráz

Jak již zde bylo napsáno, tvrdý ráz by neměl na padostroji nikdy nastat. Jedná se o spuštění beranu naprázdno. Aby tomu bylo zabráněno, jsou nad pracovním prostorem umístěny tlumiče rázu, které by měli náraz pohltnout. Při naražení beranu do tlumičů rázu při energii 25 [kJ] přenese do rámu každý ze dvanácti tlumičů reakční sílu 50 492,07 [N].

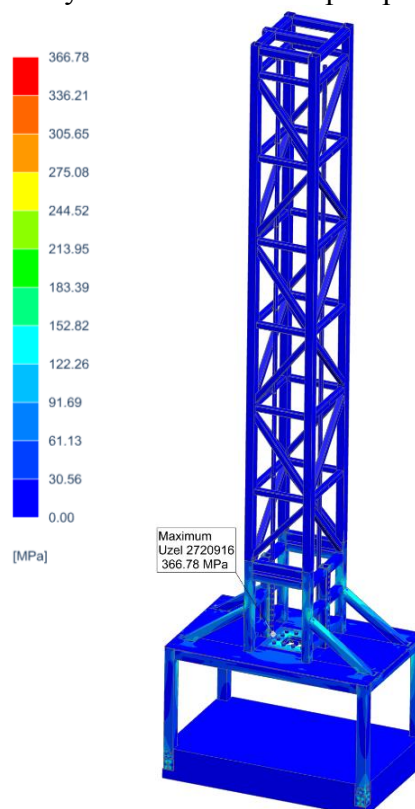
K simulaci působení tvrdého rázu na rám je využita statická analýza s dynamickým navýšením zatížení. Při simulaci je uvažováno dynamické navýšení síly působící na tlumiče rázů $F_{\text{tvrdý}_\text{ráz}} = 605\,904,84$ [N]. Tato hodnota byla získána z konfigurátoru firmy WEFORMA [32]. Jedná se o reakční sílu, která by měla udržet tlumiče rázů. Toto silové zatížení by mělo působit po dobu 0,01 [s]. Rám je pochopitelně zatěžován svou vlastní hmotností a předpětím na šroubech. To je 2 000 [N] na kolejnicích a 1 000 [N] na šabotě.

Šabota byla při simulaci uvažována za absolutně tuhou a za její spodní stranu byl rám uchycen v prostoru ve všech směrech a natočeních. Mezi plochy, které spojují šrouby, byl simulován kontakt. Ten byl dále simulován i na desku držící tlumiče rázů a střední část rámu, o níž se tato deska opírá.

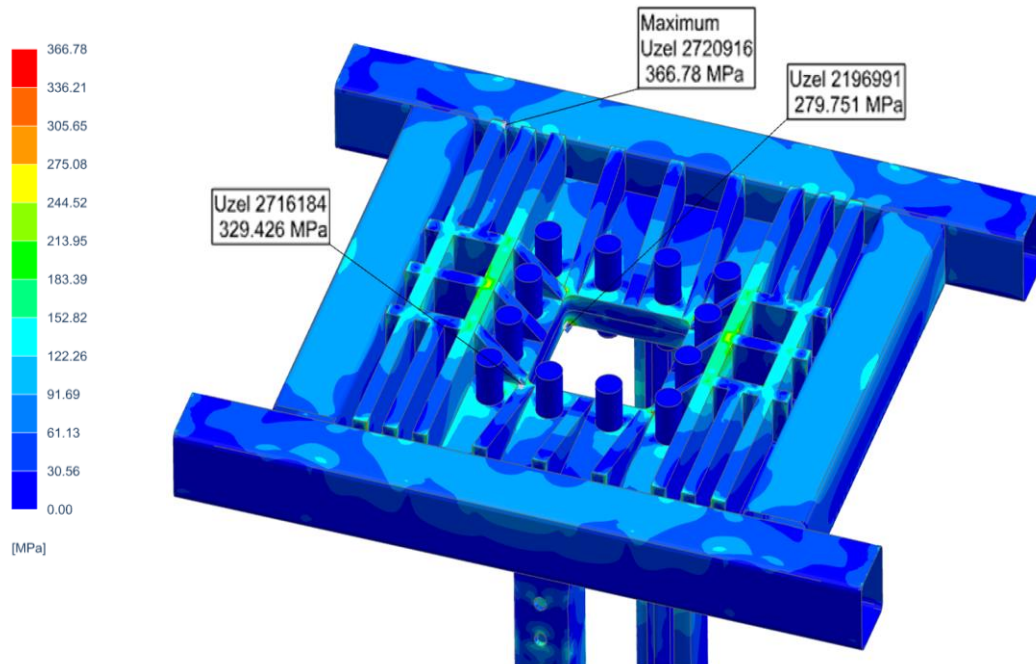
Vzhledem k poměrně rozsáhlé konstrukci byly jákly počítány pomocí 2D prvků s definovanou tloušťkou stěny. Spojení jednotlivých částí svařou bylo simulováno pomocí 1D spojů. Při síťování bylo dbáno na to, aby rádiusy jáklů byly popsány alespoň čtyřmi prvky. Šroubové spoje byly nahrazeny pomocí 1D prvků a bylo na ně nastaveno předpětí.



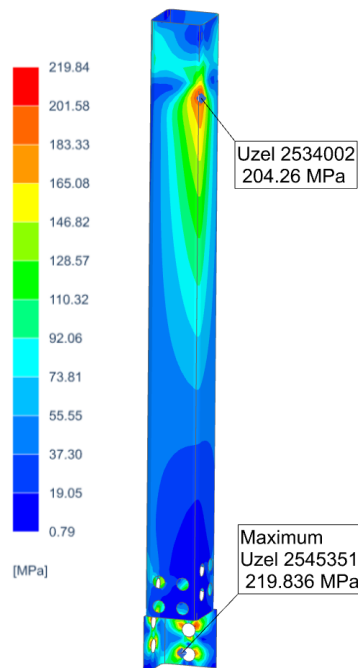
Obr. 135 - Posunutí při tvrdém rázu



Obr. 136 - Napětí v rámu při tvrdém rázu



Obr. 137 - Detail největších napětí při tvrdém rázu



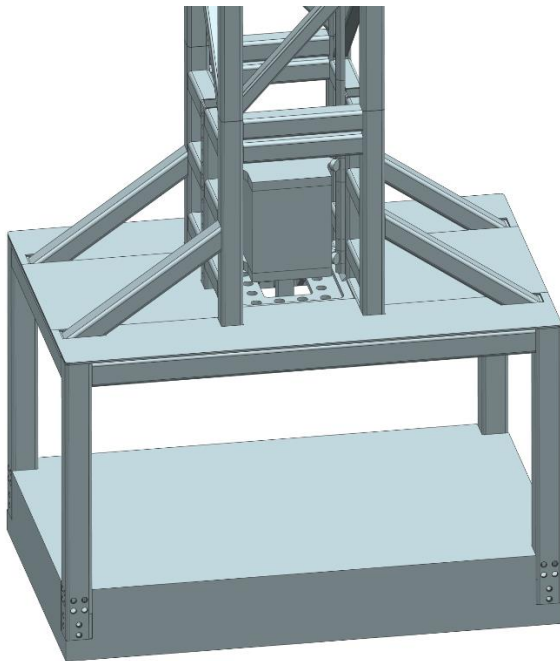
Obr. 138 - Detail stojiny při tvrdém rázu

Největší posunutí 3,772 [mm] je možné vidět u tlumičů rázů, což je logické, neboť právě zde působí největší zatížení při tvrdém rázu. Největší napětí 366,78 [MPa] je nalezeno v místě kde se nachází 1D spoj simulující svar. Neboť v blízkém okolí tohoto bodu je napětí daleko nižší, lze usoudit, že se nespíše jedná o chybu při výpočtu. Pokud se vezme v úvahu ještě fakt, že na reálném padostroji by zde byl ještě svar, což je ve své podstatě přidaný materiál, bylo by zde napětí se největší pravděpodobností daleko nižší. Svařenec podpírající desku s tlumiči rázů a okolní jákly budou z materiálu S355J2H což je obdoba materiálu 11 503, který je dobře svařitelný a mez pevnosti v tahu dosahuje hodnoty 355 [MPa]. Další větší napětí lze nalézt na stojinách, a to v místě kde jsou k ní přivařeny okolní jákly. Pokud by skutečně došlo k tvrdému rázu, je nezbytné zkontrolovat svary ve spodní části rámu.

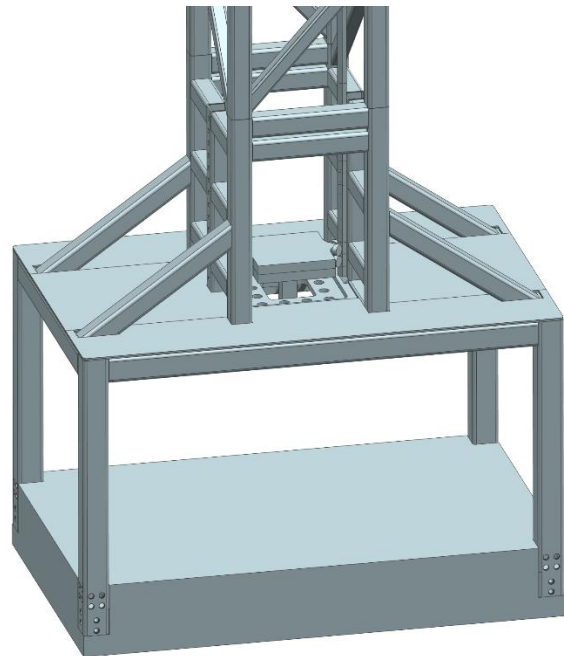
7.2 Excentrický ráz

Excentrický ráz vzniká při naražení nástroje do vzorku či přípravku mimo osu procházející těžištěm. Vzdálenost od osy těžiště se nazývá excentricita e . Při nulové excentricitě způsobí reakční síla pouze odskočení beranu do určité výšky. Při nenulové excentricitě dojde k mírnému natočení beranu v ose kolmé ke směru největší excentricity. To způsobí odlehnutí protilehlých ložisek a přes zbývající ložiska se reakční síla přenáší do kolejnic. K tomu může dojít ve dvou směrech. Jak vyplívá z grafu na Obr. 145, tak největší zatížení je při hmotnosti beranu 100 [kg] a naopak nejmenší při hmotnosti 500 [kg], což je způsobeno proměnnou výškou beranu.

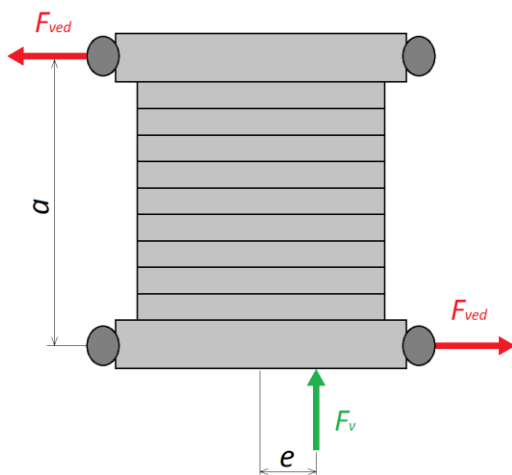
Při MKP analýze byl rám opět upevněn za spodní stranu šaboty a při tvorbě sítě byly jákly opět nahrazeny 2D prvky. Šrouby byly nahrazeny 1D prvky a předepnuty stejně jako v předchozím případě. Pro přenášení sil do rámu byl použit zjednodušený absolutně tuhý beran zatížený silami v místech, kde dochází ke kontaktu ložisek s kolejnicemi. Beran se při simulaci nachází v oblasti nad tlumiči rázů, jak naznačuje Obr. 139 a Obr. 140.



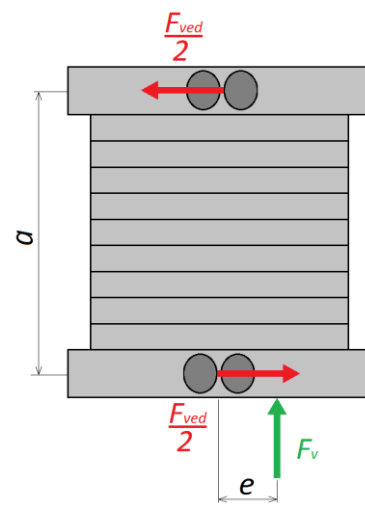
Obr. 139 - Excentrický ráz - pětsetkilový beran



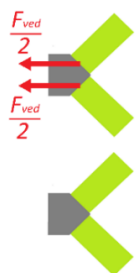
Obr. 140 - Excentrický ráz - stokilový beran



Obr. 141 - Excentricita kolmo na vedení



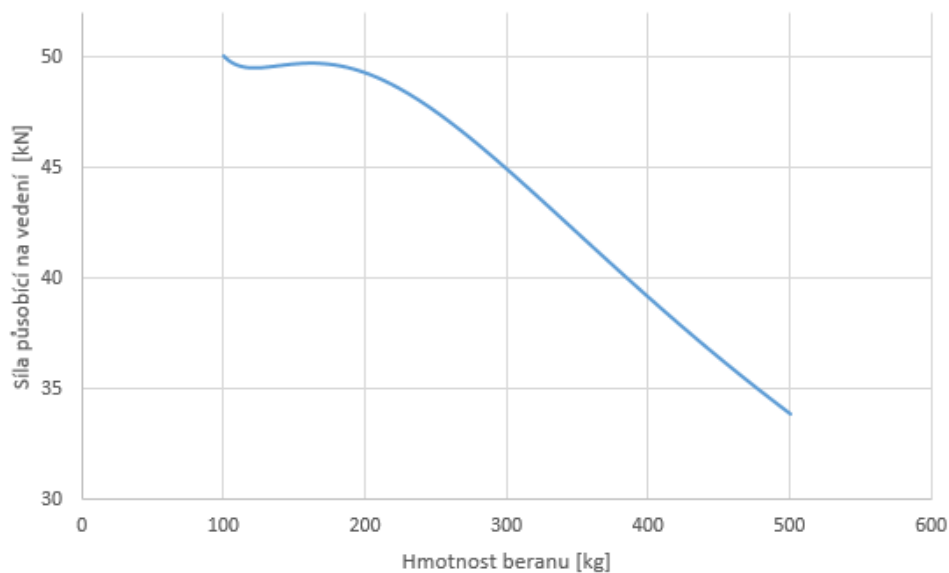
Obr. 142 - Excentricita tečně k vedení



Obr. 143 - Přenesení sil do vedení na vrchní a spodní straně beranu



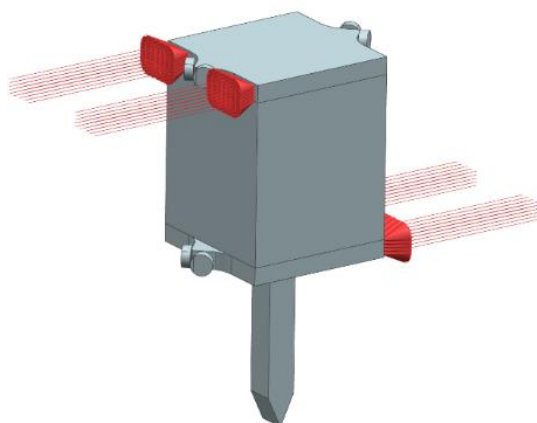
Obr. 144 - Přenesení sil do vedení na vrchní a spodní straně beranu



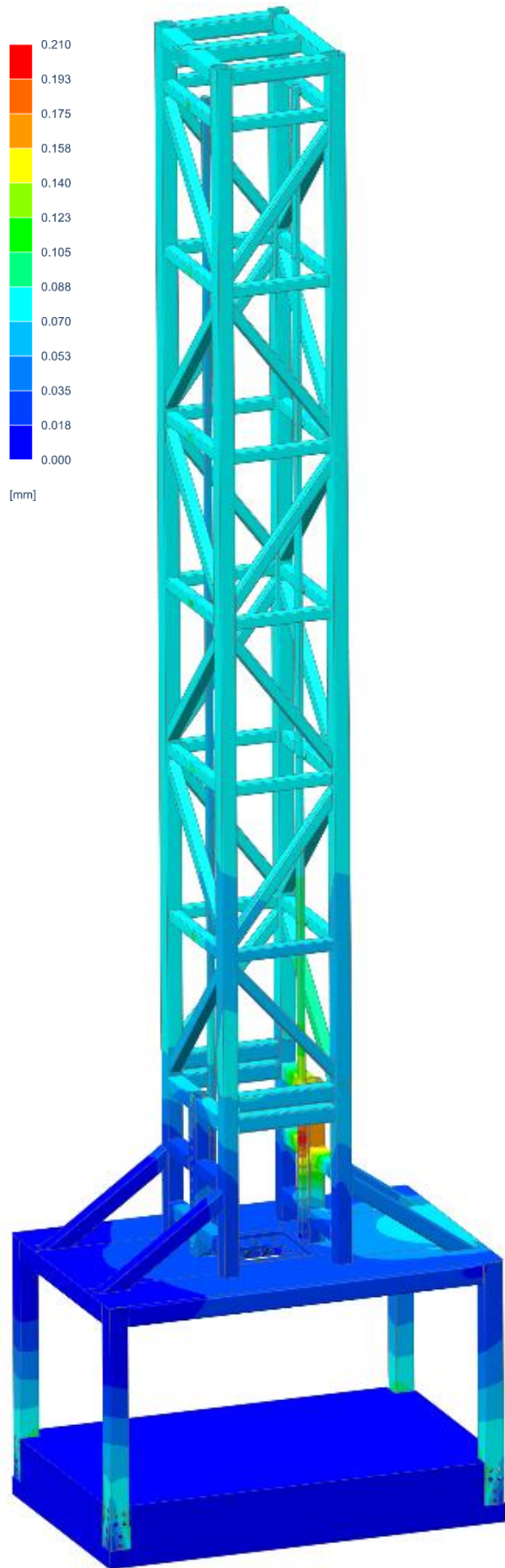
Obr. 145 - Graf velikosti síly do vedení v závislosti na hmotnosti beranu

7.2.1 Excentrický ráz kolmo na vedení

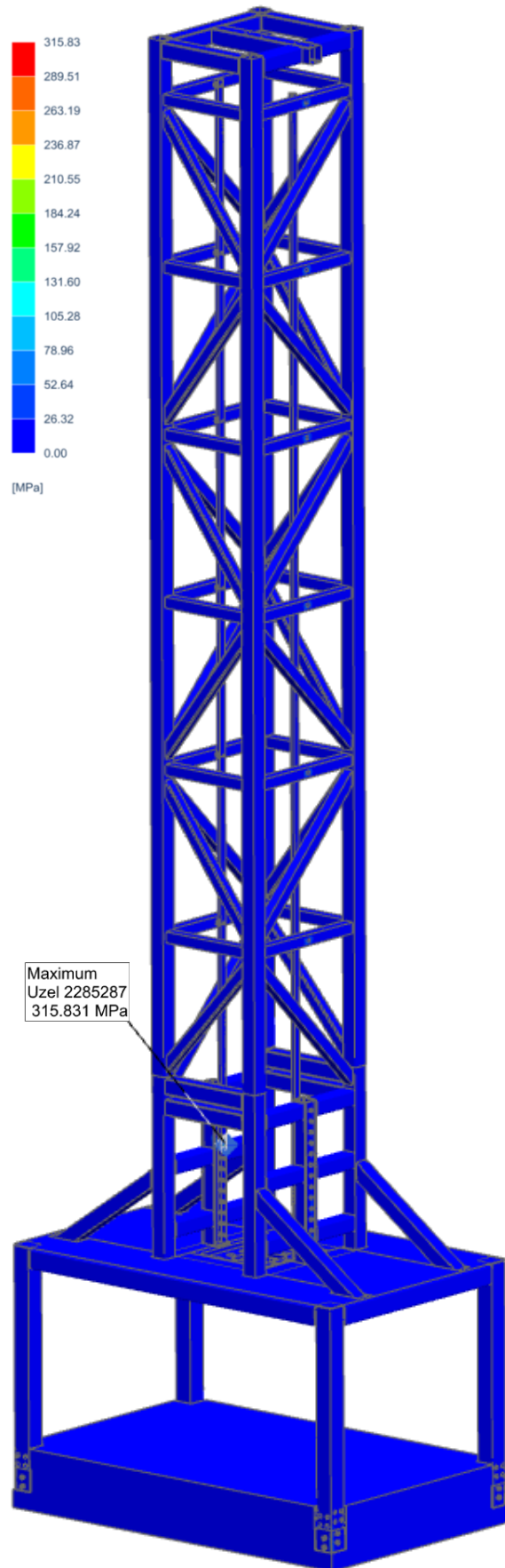
Jako první bylo simulováno zatížení 34 000 [N] pro pro beran o hmotnosti 500 [kg].



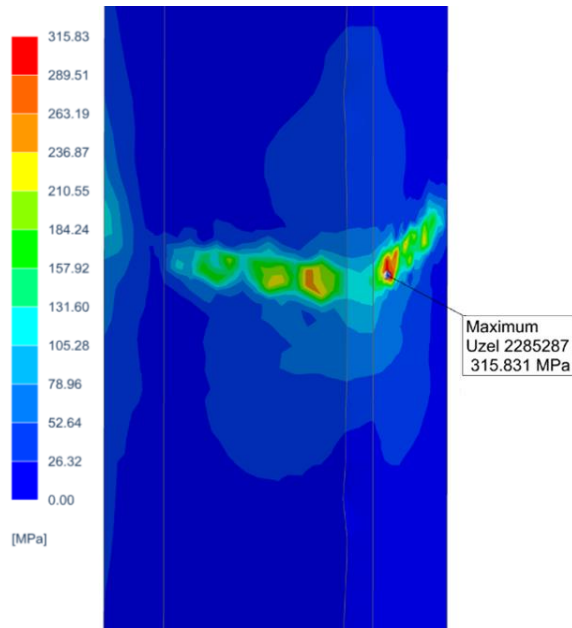
Obr. 146 - Zatížení pětisetkilového beranu



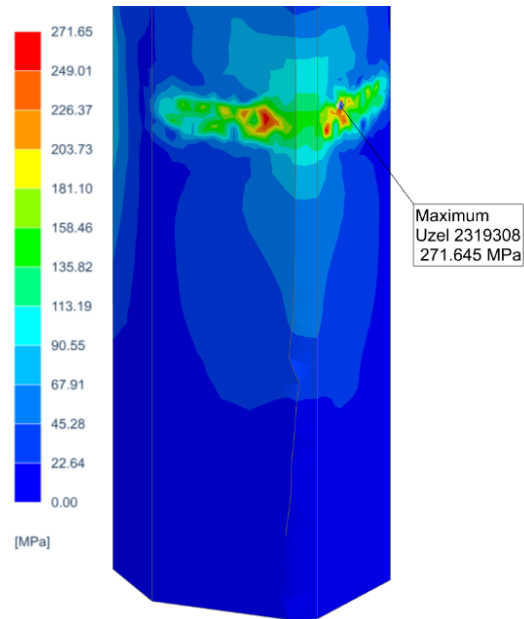
Obr. 147 - Posunutí na rámu



Obr. 148 - Největší napětí v rámu



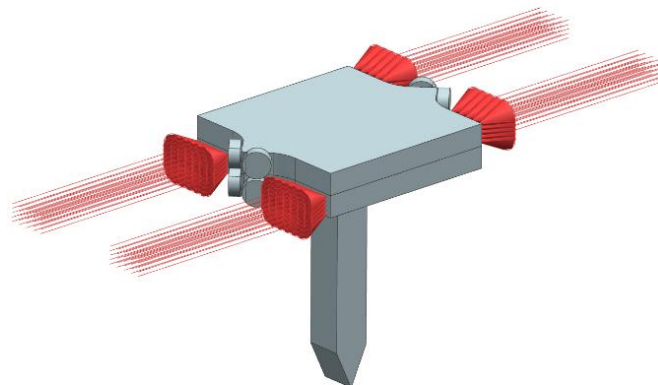
Obr. 149 - Napětí v první kolejnici



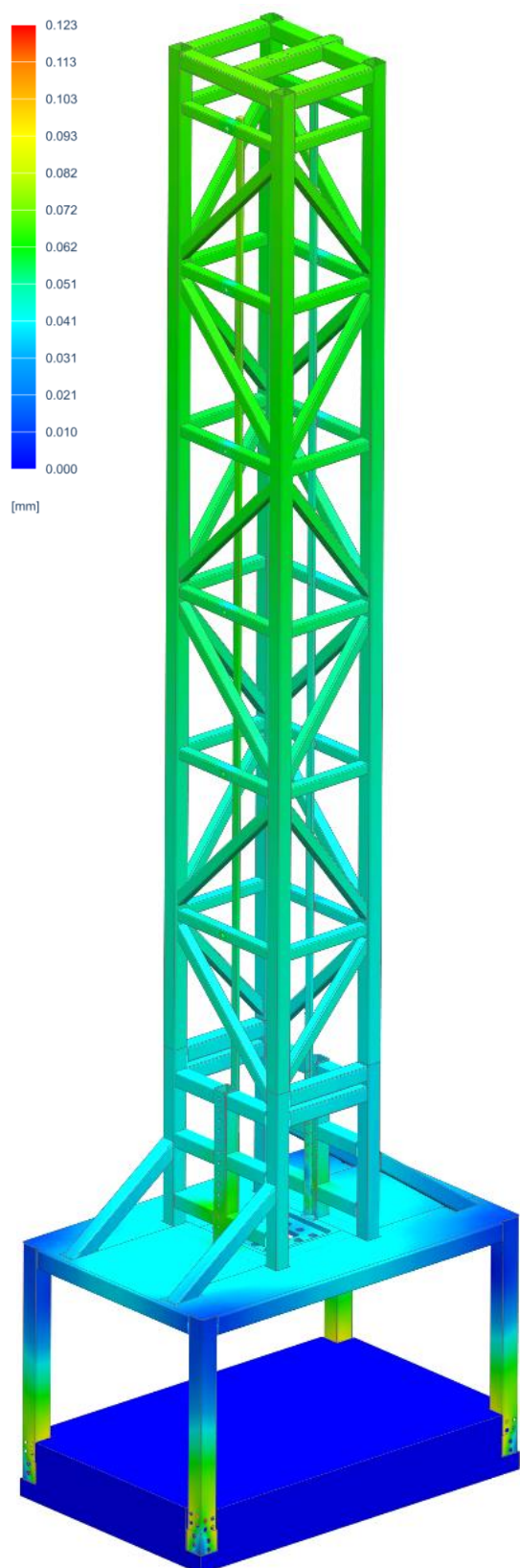
Obr. 150 - Napětí ve druhé kolejnici

Největší posunutí lze pozorovat v oblasti, kde došlo ke kontaktu beranu s kolejnicemi. Posunutí je 0,2 [mm] a lze ho v podstatě zanedbat. Při kontrole největšího napětí je nutné si uvědomit, že mezi ložiskem a kolejnicí je čárový dotyk, tudíž zjištěné maximum napětí 316 [MPa] neodpovídá realitě. Výrobce kolejnic dovoluje zatížení vyvozené od jedné rovny na hodnotu 317 450 [N]. Jelikož zatížení bylo 50 000 [N], a ve zbytku rámu je napětí daleko nižší, lze usoudit, že namáhání rámu bude v patřičných mezích.

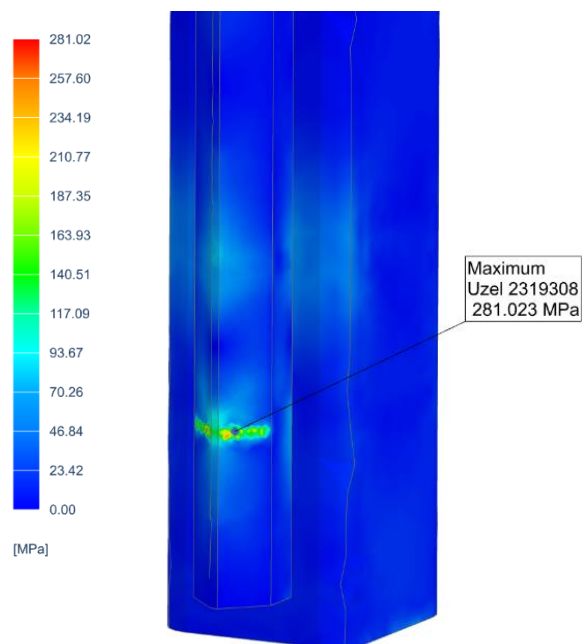
Pro nižší beran o hmotnosti 100 [kg] je působící namáhání vyšší a to sice 50 000 [N].



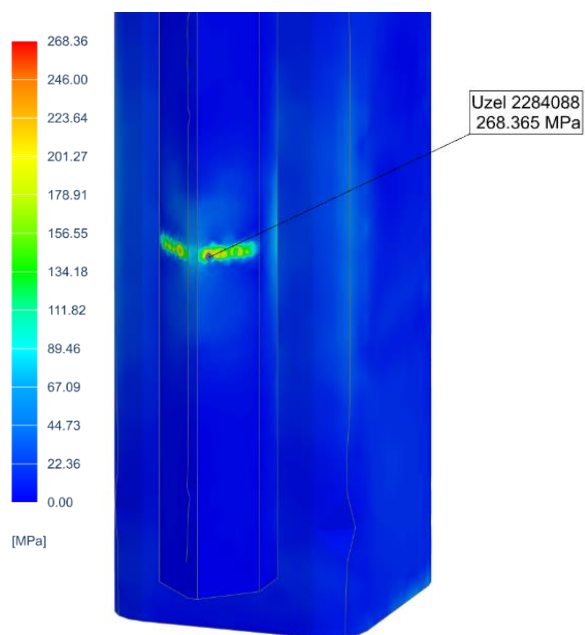
Obr. 151 - Zatížení stokilového beranu



Obr. 152 - Posunutí na rámu



Obr. 153 - Největší napětí v první kolejnici

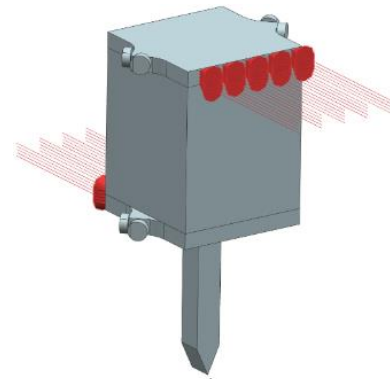


Obr. 154 - Největší napětí ve druhé kolejnici

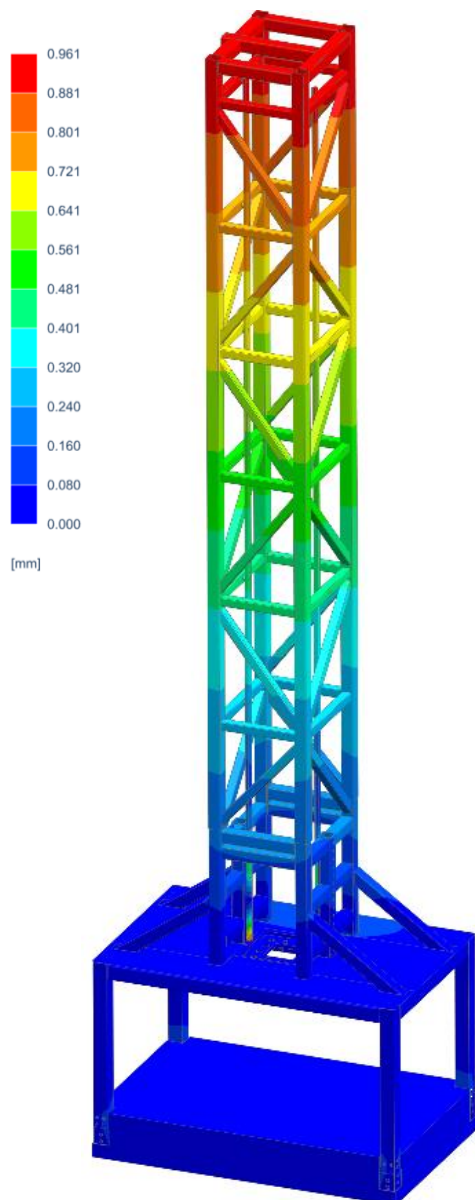
Při kontrole největšího posunutí 0,123 [mm] lze dojít k závěru, že ačkoliv bylo zatížení větší než v předchozím případě, došlo k němu v místě kde je rám více vyztužen a tak vyšlo posunutí menší. Co se týče největšího napětí 281 [MPa] lze ho opět nalézt na kolejnicích. Lze se domnívat, že kolejnice i zbytek rámu toto zatížení překonají bez újmy.

7.2.2 Excentricita tečně na vedení

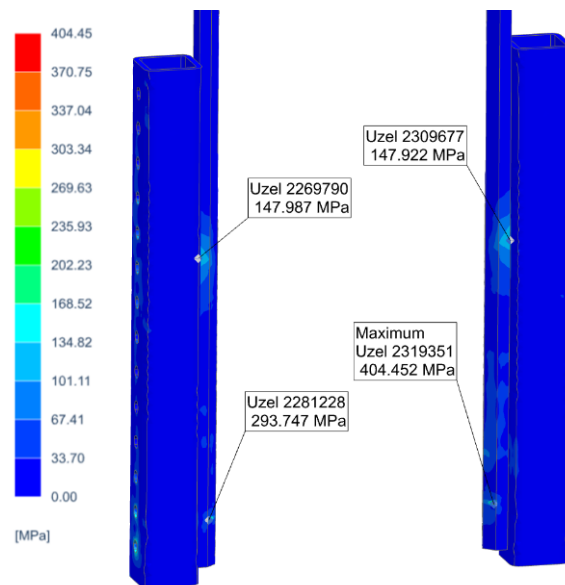
Nejprve bylo opět simulováno zatížení 34 000 [N] pro beran o hmotnosti 500 [kg].



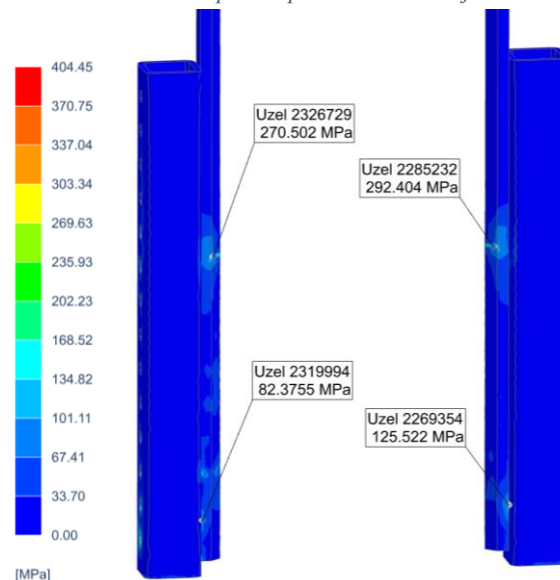
Obr. 155 - Zatížení pětsetkilového beranu



Obr. 156 - Posunutí na rámu



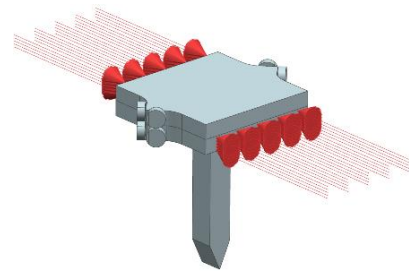
Obr. 157 - Napětí na přední straně kolejnic



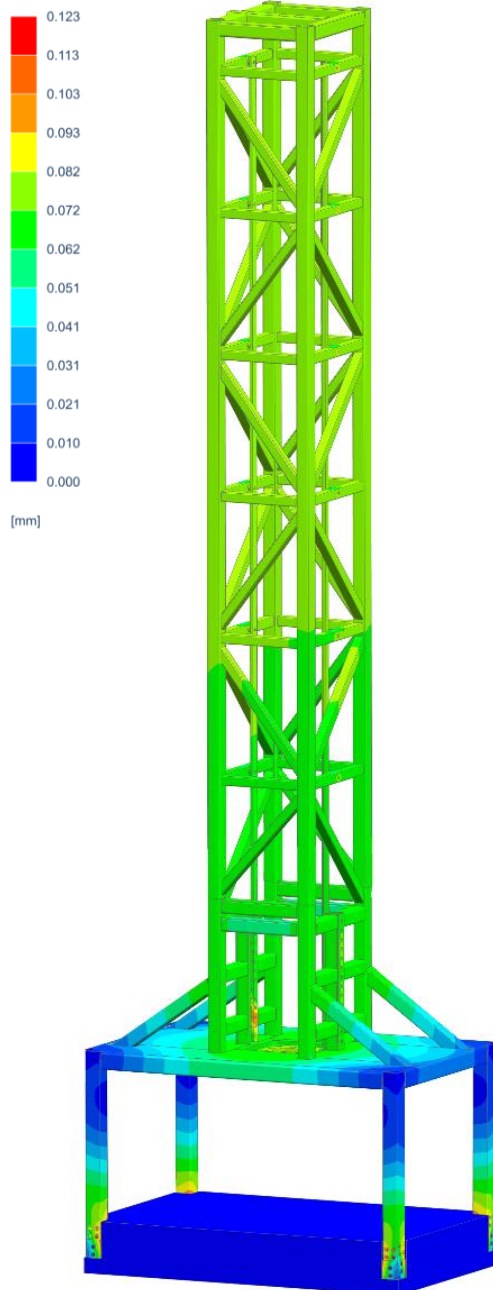
Obr. 158 - Napětí na zadní straně kolejnic

Největší posunutí je téměř 1 [mm]. To je způsobeno tím, že rám je v tomto směru zatížení méně vyztužen. Nejvíce zatíženy jsou opět kolejnice, avšak v jiném směru. Při kontrole výsledků lze pozorovat, že největší napětí jsou opět v místě dotyku ložisek a kolejnic. Z protější strany kolejnic je patrné tahové namáhání způsobené prohnutím kolejnice pod zatížením. Napětí opět nejsou nijak vysoká a tak lze předpokládat, že rám i kolejnice namáhání vydrží.

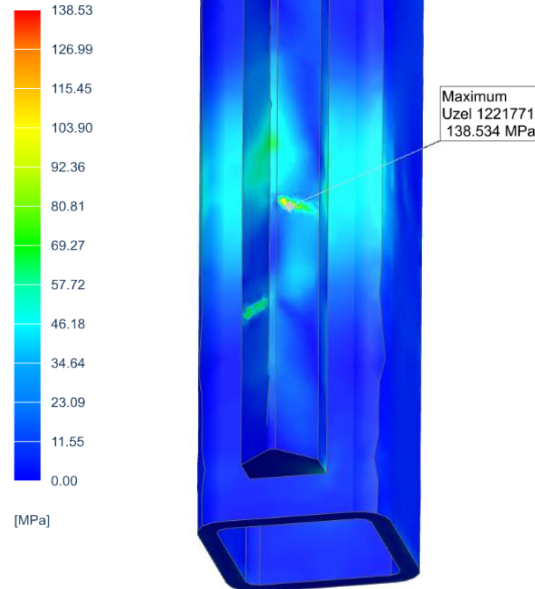
Pro nižší beran o hmotnosti 100 [kg] je působící namáhání vyšší a to sice 50 000 [N].



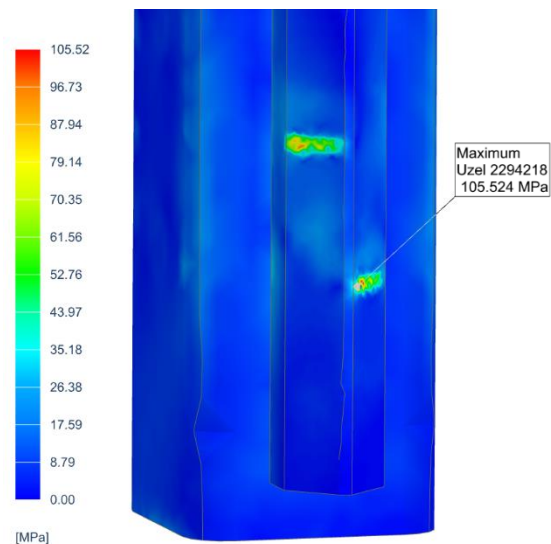
Obr. 159 - Zatížení stokilového beranu



Obr. 160 - Posunutí na rámu



Obr. 161 - Napětí v první kolejnici

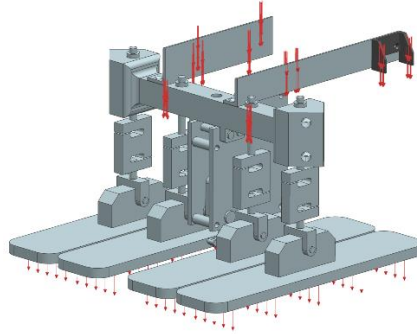


Obr. 162 - Napětí ve druhé kolejnici

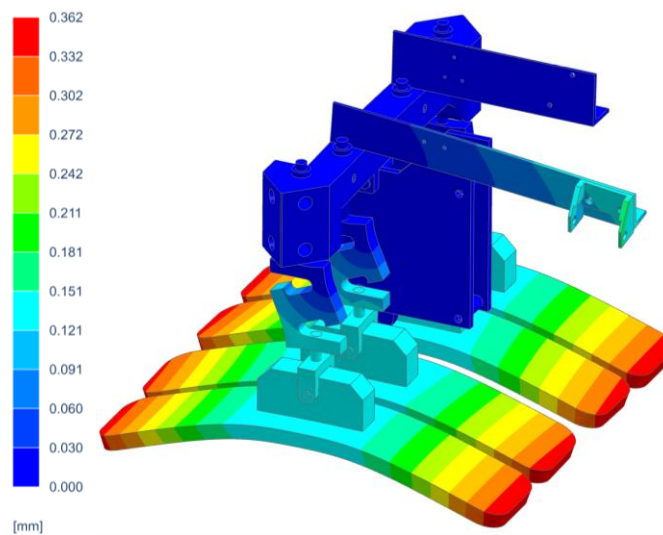
Při poslední simulaci je posunutí pouze 0,123 [mm], zřejmě z důvodu většího vyztužení rámu v oblasti působení namáhání. Při kontrole napětí lze velice hezky pozorovat, kde došlo k přenosu zatížení z ložisek na kolejnici. Napětí je zde menší, zřejmě proto, že se silové zatížení navzájem vyruší, díky jejich malé vzájemné vzdálenosti. Lze se domnívat, že rám zatížení vydrží.

7.3 Uvolňovací zařízení

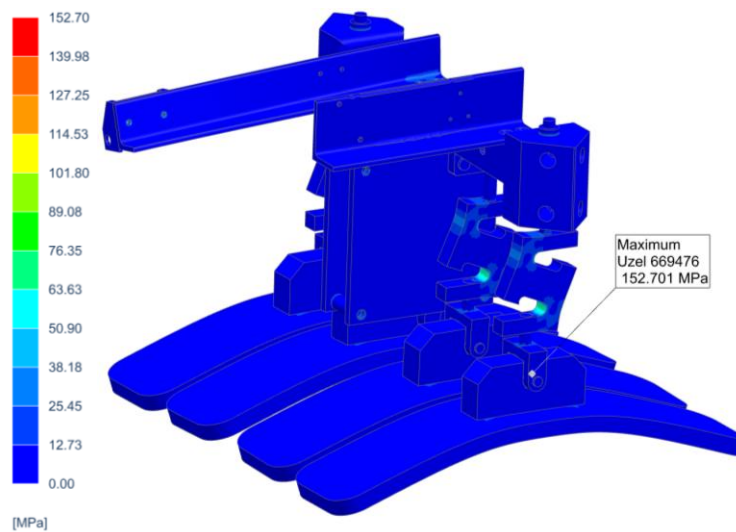
Uvolňovací zařízení je zatěžováno vlastní hmotností a hmotností beranu 500 [kg]. Pro zjednodušení modelu byly komponenty jako energetický řetěz, ejektor a ventily nahrazeny silovým zatížením od jejich hmotnosti. Šroubové spoje byly nahrazeny 1D prvky a bylo nich vyvozeno předpětí. Pro přísavky a tenzometrické snímače síly byl definován materiál jako slitina hliníku. Zařízení je pevně chyceno za díru pro závěsné oko. Aby se simulovalo vedení v kolejnicích, bylo omezeno posunutí děr pro přípevnění ložisek v normálovém směru k vedení.



Obr. 163 - Uvolňovací zařízení zatížené na přísavkách



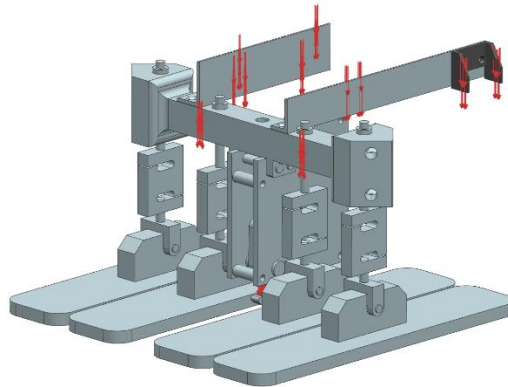
Obr. 164 - Posunutí na uvolňovacím zařízení



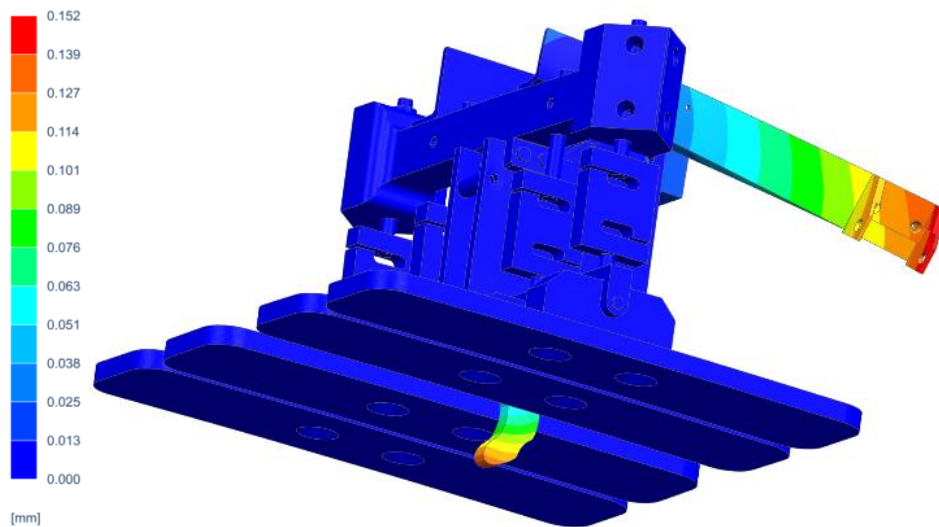
Obr. 165 - Maximální napětí na uvolňovacím zařízení

K největšímu posunutí dochází u přísavek a to o hodnotu 0,36 [mm]. Je to celkem logické, neboť je přes ně nesen beran. Část tohoto posunutí je tvořeno natažením snímačů. Mírné posunutí lze pozorovat i u profilu držícího energetický řetěz. K největšímu napětí 153 [MPa] dochází u kloubového držáku a to sice na hraně kde dochází k namáhání čepu stříhem. Jelikož výrobce přísavek a tenzometrických snímačů neudává přesné složení jejich materiálu, nelze tyto části s jistotou kontrolovat od zatížení. Jelikož jsou však použita v souladu s pokyny od výrobců, lze předpokládat, že namáhání vydrží.

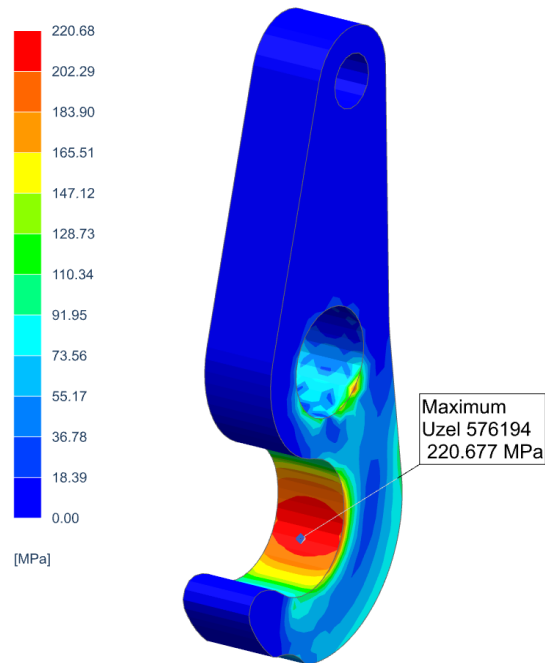
Druhým možným způsobem namáhání je stav, při kterém dojde k nechtěnému uvolnění přísavek a beran se zavěsí na pojistný hák.



Obr. 166 - Zatížení uvolňovacího zařízení na pojistném háku



Obr. 167 - Posunutí na uvolňovacím zařízení

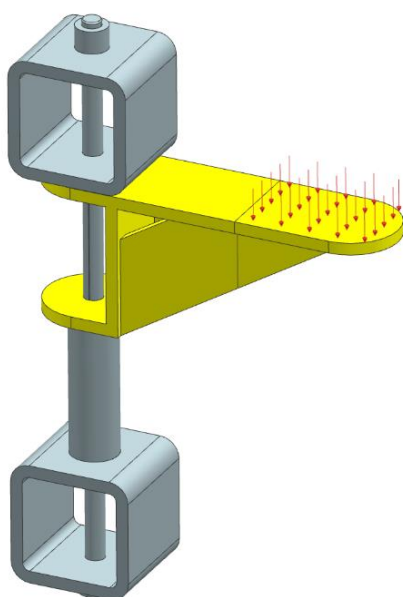


Obr. 168 - Největší zatížení na uvolňovacím zařízení

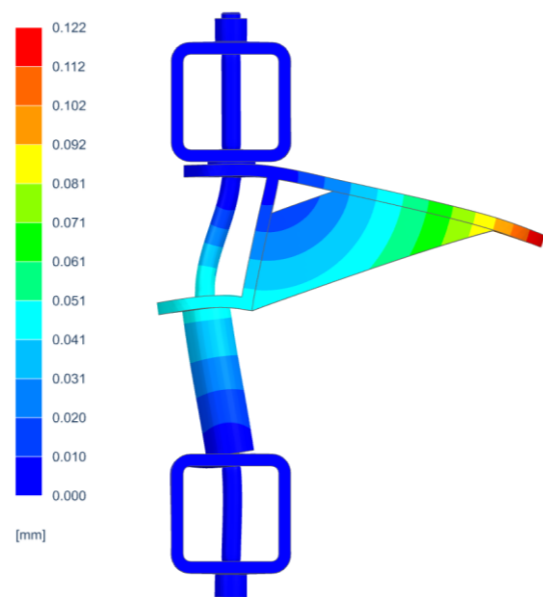
Při tomto způsobu namáhání je největší posunutí 0,152 [mm] na konci profilu držícího energetický řetěz. U pojistného háku je posunutí velice malé. Naopak napětí je zde největší, a to sice 220 [MPa]. Pokud bude hák z materiálu S355J2H, tak tomuto napětí odolá.

7.4 Výklopné držáky

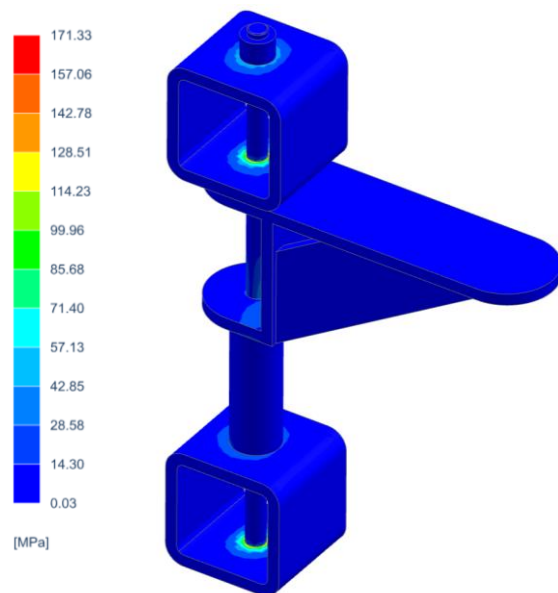
Výklopné držáky jsou namáhány hmotností vrchní desky beranu. Protože by však mohl operátor na držáky položit celý beran o hmotnosti 500 [kg] je ve výpočtu uvažováno toto zatížení. Neboť jsou držáky stejné, jsou symetricky rozmístěné a zatížení je také symetrické, byl simulován pouze jeden ze čtyř držáků s čtvrtinovým zatížením. Při volení zatížení je počítáno s tím, že je beran na držáky položen, nikoli že do nich narazí. Proto bylo zatížení zvoleno na hodnotu 1 250 [N].



Obr. 169 - Zatížení výklopného držáku



Obr. 170 - Posunutí výklopného držáku

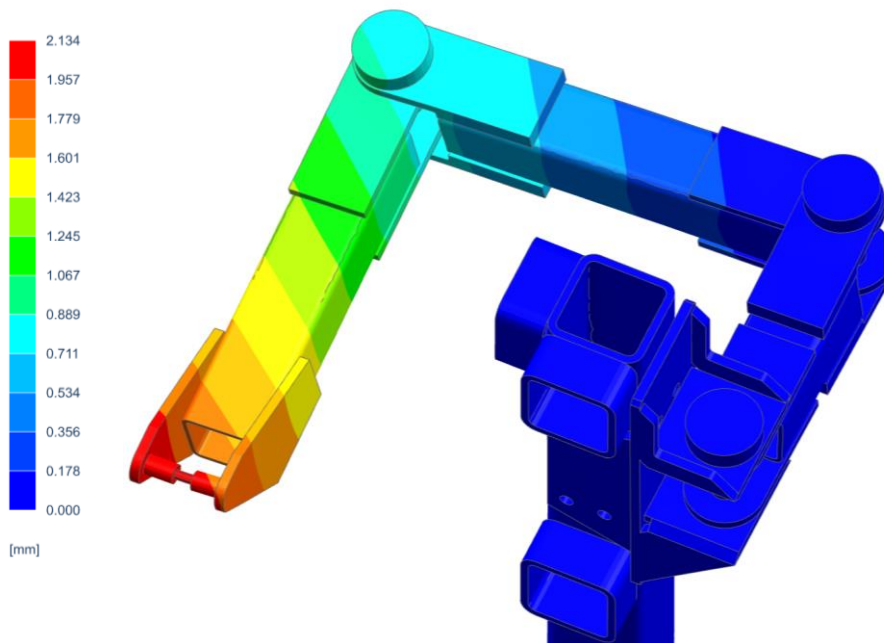


Obr. 171 - Napětí ve výklopném držáku

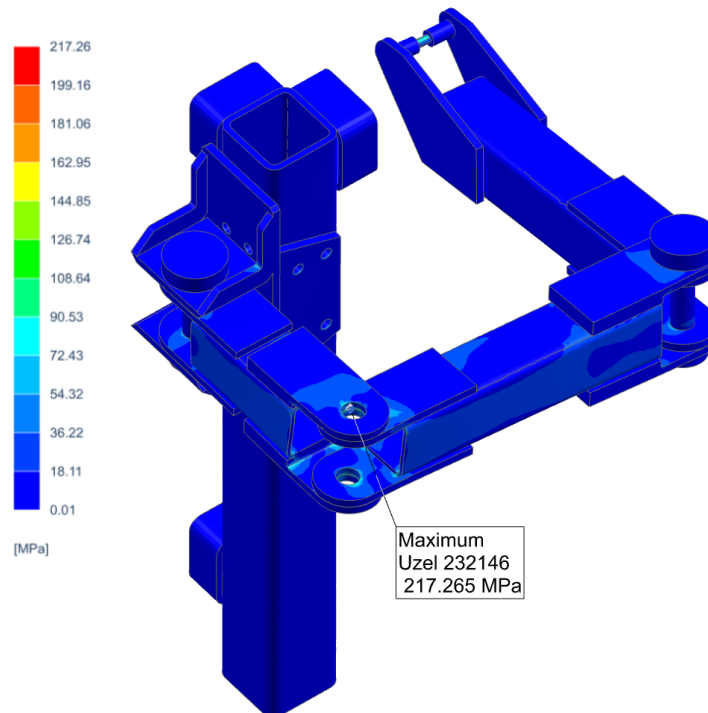
Posunutí bude pro operátora takřka neznatelné, neboť je jen 0,122 [mm]. Napětí je největší v místech, kde dojde k opření závitové tyče o díry v jáklech, které ji drží. Napětí je ale velice malé a dosahuje hodnoty 172 [MPa]. Konstrukce výklopného držáku by tedy měla zatížení bez problémů odolat.

7.5 Kloubový jeřáb

Kloubový jeřáb je namáhán vlastní hmotností a pochopitelně hmotností břemene. Břemenem by mělo být závaží o největší hmotnosti 50 [kg]. Z hlediska bezpečnosti je uvažováno břemeno o dvojnásobné hmotnosti, tedy 100 [kg]. Jeřáb je přichycen k rámu padostroje pomocí šroubů. Ty byly nahrazeny 1D prvky a bylo na ně vyvozeno předpětí 500 [N]. Pro simulaci bylo rameno natočeno do tří pravděpodobně nejhorších poloh z hlediska namáhání. První polohou je poloha, kdy jsou všechna ramena natočena kolmo na sebe.



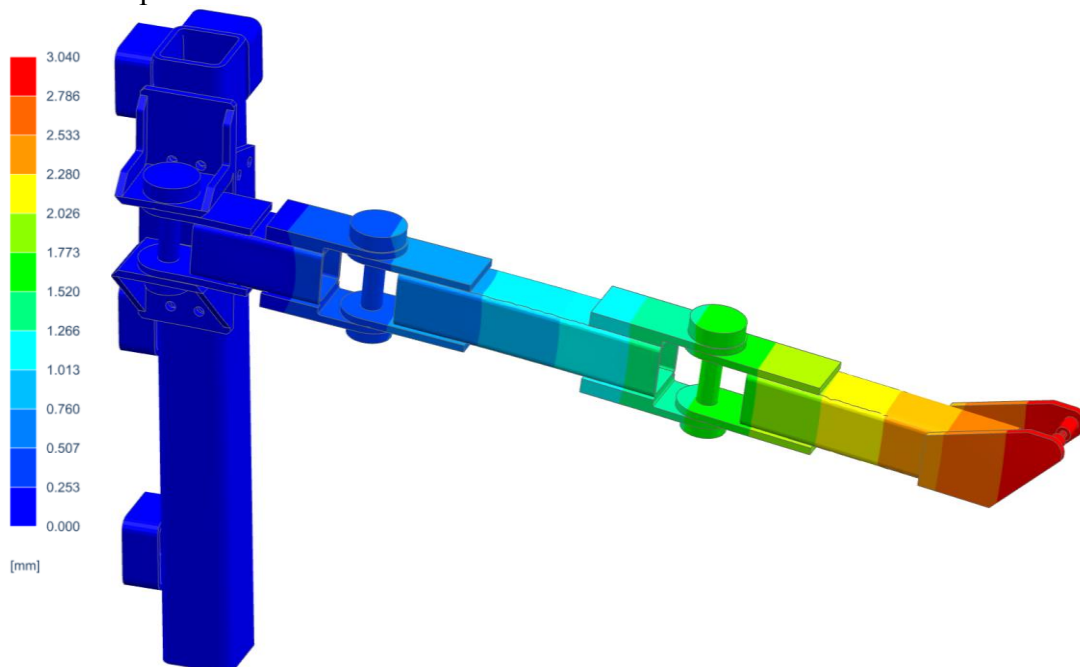
Obr. 172 - Posunutí na kloubovém jeřábu



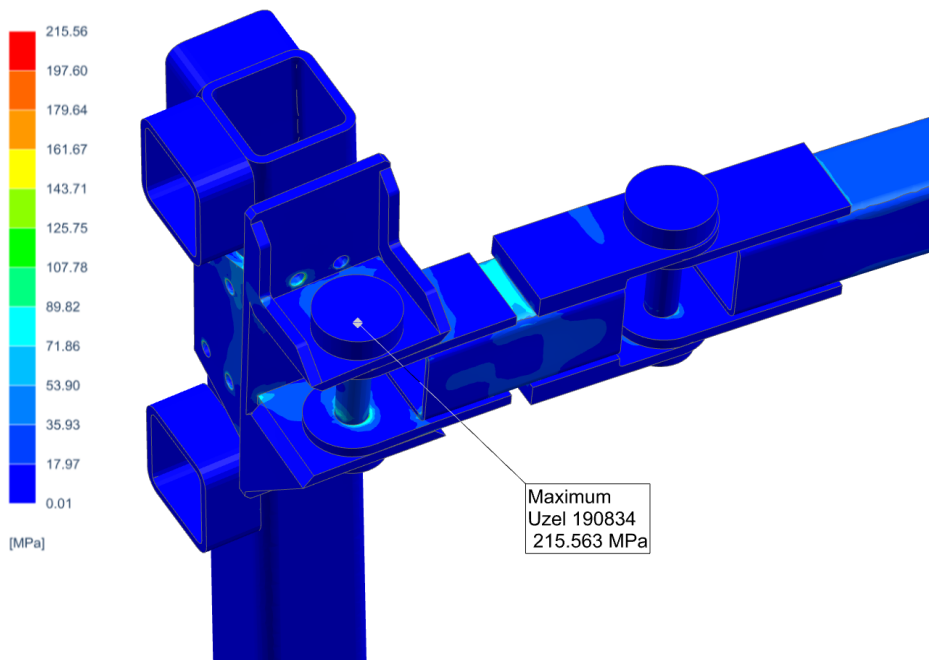
Obr. 173 - Největší napětí na kloubovém jeřábu

Posunutí je poměrně malé a dosahuje hodnoty 2,14 [mm]. Napětí je největší v místě, kde se rameno dotýká čepu. Hodnota napětí je zde 217 [MPa]. Konstrukce jeřábu je zde vyhovující.

Jako druhá poloha bylo zvoleno natočení prvního ramene o 90 [°]. Zbývající ramena jsou rovnoběžně s prvním ramenem.



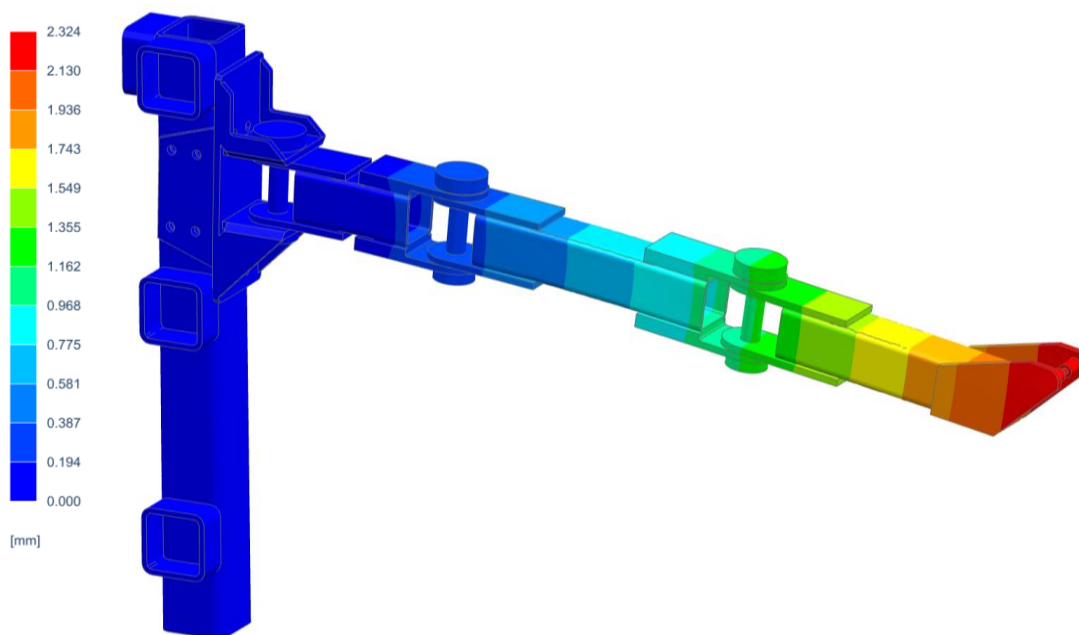
Obr. 174 - Posunutí na kloubovém jeřábu



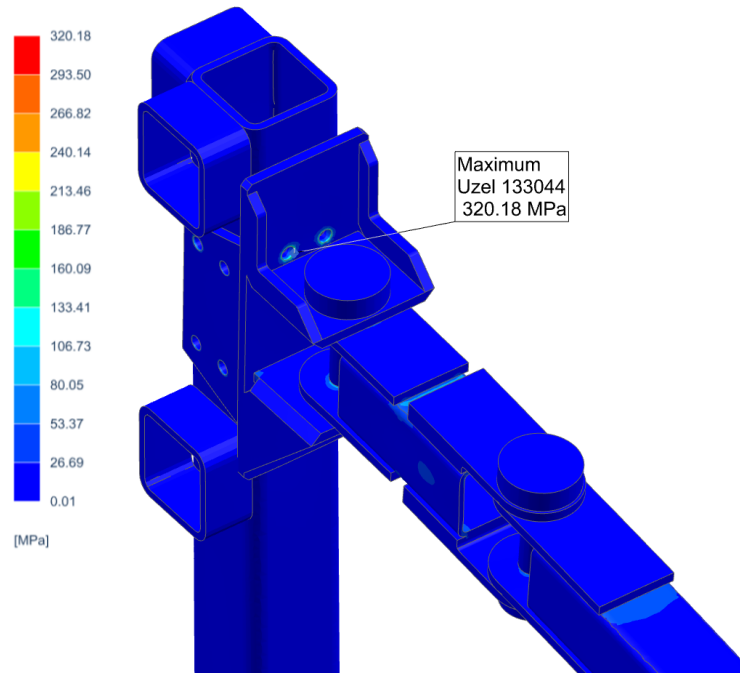
Obr. 175 - Největší napětí na kloubovém jeřábu

Posunutí je zde největší a dosahuje hodnoty 3 [mm]. Jak by se dalo očekávat, největší hodnota napětí 215,5 [MPa] byla zjištěna v místě dotyku ramene a čepu, podobně jako v předchozím případě. Materiál S355J2H by měl toto napětí bez problémů snést.

Třetí polohou je poloha, při které jsou ramena zcela narovnána. K této možnosti by však mohlo dojít pouze za předpokladu, že by nad pracovním prostorem nebylo ochranné ohrazení.



Obr. 176 - Posunutí na kloubovém jeřábu



Obr. 177 - Největší napětí na kloubovém jeřábu

Hodnota posunutí je na konci ramene 2,3 [mm], což je přípustná hodnota. V této poloze ramen je zřejmě nejvíce namáhána plocha, o kterou jsou opřeny šrouby. Napětí je zde 320 [MPa], čemuž materiál S355J2H odolá.

8 Závěr

Pro firmu COMTES FHT byl navržen padostroj o maximální jmenovité energii při dopadu 25 [kJ]. Hmotnost beranu lze měnit v rozmezí 100 – 500 [kg] a to po jednom kilogramu. Výměnná závaží pro beran se sestávají z hmotnostní řady 50, 20, 10, 5, 2 a 1 [kg]. Tato závaží lze přemísťovat do beranu za pomoci přísavek, a to buď za využití síly operátora, nebo s využitím kloubového jeřábu, jež je součástí padostroje a lze ho uklidit nad pracovní prostor. Okolo pracovního prostoru o délce 2 000 [mm], hloubce 1 200 [mm] a výšce 1 000 [mm] jsou ze všech stran instalována dvířka. Dvířka vyplněná transparentním plexisklem zabraňují odlétání částí vzorků z pracovního prostoru. Při provozu je skrz ně umožněno sledovat pracovní prostor vysokorychlostní kamerou. V šabotě je vyfrézováno 6 T-drážek pro upnutí přípravků.

Uvolňovací zařízení sloužící pro uchopení a spuštění beranu je tvořeno čtyřmi vakuovými přísavkami. Ty jsou zavěšeny na závitových tyčích, na nichž se nachází tenzometrické snímače síly, díky čemuž je při zvednutí beranu okamžitě známa jeho hmotnost. Aby se zabránilo nechtěnému upuštění beranu, je součástí uvolňovacího zařízení ještě pojistný výklopný hák, který beran udrží. Zdvih je zajištěn elektrickým lanovým navijákem umístěným nad pracovním prostorem. Díky zavěšení uvolňovacího zařízení na volnou kladku je rychlost zdvihu 8 [m/min]. K měření výšky pádu beranu je použit lankový snímač s digitálním výstupem a přesností $\pm 1,5$ [mm]. K zabránění vyjetí beranu do přílišné výšky je ve vrchní části padostroje instalován koncový spínač.

K vedení beranu a uvolňovacího zařízení slouží válečková ložiska NUP 2304 ECP. Ta jsou výměnná a jsou umístěna na excentrických čepech k vymezení vůle mezi nimi a kolejkami. Pro vedení beranu je použito osm těchto ložisek a pro vedení uvolňovacího zařízení zrovna tak. Z hlediska finanční úspory je beran i uvolňovací zařízení vedeno po dvou společných vodičích kolejkách.

K omezení následků tvrdého rázu, kdy je beran spuštěn na prázdno, jsou nad pracovním prostorem instalovány tlumiče rázů. Ty jsou upevněny ve výměnné desce. Nasunutím čtyř trubek na rohové tlumiče rázů je získána opěrná plocha sloužící pro přestavení hmotnosti beranu. K odložení vrchní desky beranu slouží výklopné držáky, které jsou při provozu padostroje schovány v rámu. Držáky jsou drženy v krajních polohách pomocí neodymových magnetů.

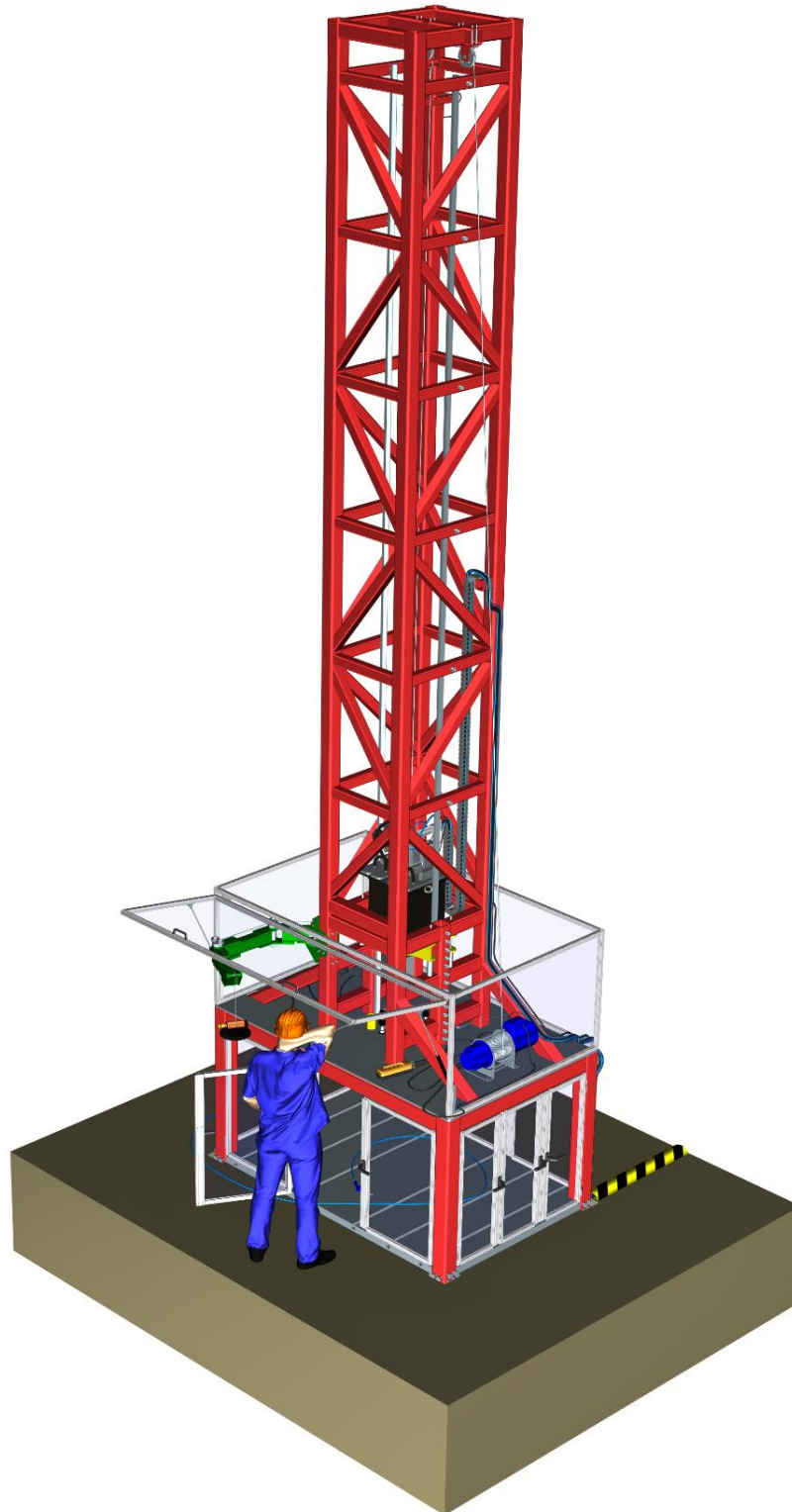
Padostroj je částečně zapuštěn v podlaze a stojí na tlumících patkách firmy GERB. Vrchní strana šaboty je 44 [mm] nad úroveň podlahy aby bylo umožněno snadné upínání přípravků za T-drážky v šabotě. Ta disponuje vlastní hmotností 8 460 [kg]. Prostor nad pracovním prostorem, kde dochází ke změně hmotnosti beranu po 1 [kg], mezi 100 a 500 [kg], je ohraničen ohrádkou z hliníkových profilů a tabulí plexiskla. Prostor je přístupný díky výklopným dvířkům s plynovými vzpěrami usnadňující a udržující jejich otevření. Součástí je pochopitelně koncový spínač. Nejvyšší bod ohrádky je 2056 [mm] od podlahy aby se operátor nemohl dotknout pohybujících se částí. Největší výška padostroje nad podlahou je 7 874 [mm]. Díky této výšce je hmotnost rámu 2 100 [kg]. Při zavřených dvířkách u pracovním prostoru je největší délka padostroje 2 403 [mm] a největší hloubka 1 603 [mm].

Na padostroji byla provedena řada analýz metodou konečných prvků. Byl zde kontrolován rám při simulaci tvrdého rázu pomocí statické analýzy s dynamickým navýšením zatížení. Ukázalo se, že díky tlumičům rázů odolá rám tvrdému rázu. Dále byl rám kontrolován na excentrický ráz způsobený excentricitou 20 [mm] při dopadu beranu a to pro stokilový a pětsetkilový beran. Kontrolovány byly také výklopné držáky, které bez problémů unesou celý beran. Navrhovaný tříkloubový jeřáb byl při simulacích zatížen 100 [kg] a to ve třech různých

natočeních jednotlivých kloubů. V neposlední řadě bylo kontrolováno i uvolňovací zařízení. To bylo zatíženo hmotností beranu. V prvním případě na přísavkách a ve druhém případě na výklopném pojistném háku, aby se tak simulovalo nechtěné upuštění beranu.

Pro padostroj byla určena celková cena, která je po sečtení přibližně 1 112 200 [Kč]. V celkové ceně nejsou zahrnuty náklady na montáž a instalaci padostroje.

Nakonec byla vytvořena výkresová dokumentace padostroje. Viz příloha II, III, IV, V.



Obr. 178 - Padostroj

Seznam použitých zdrojů

- [1] STANĚK, Jiří. BUCHARY - ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ [online]. [cit. 19.7.2020]. Dostupný na WWW: <https://portal.zcu.cz/portal/studium/courseware/kks/zsvs/prednasky.html>
- [2] AUTOR NEUVEDEN. *Ráz těles* [online]. [cit. 21.2.2021]. Dostupný na WWW: https://cs.wikipedia.org/wiki/R%C3%A1z_t%C4%Bles
- [3] AUTOR NEUVEDEN. *COMTES FHT* [online]. [cit. 21.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.comtesfht.cz/o-nas>
- [4] AUTOR NEUVEDEN. *IMATEK* [online]. [cit. 21.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.imatek.co.uk/index.php>
- [5] DRASTÍK, František. *Výpočty z oboru kování a lisování*. Praha: SNTL, 1972
- [6] AUTOR NEUVEDEN. T.E.A.TECHNIK s.r.o. [online]. [cit. 21.7.2020]. Dostupný na WWW: <https://www.teatechnik.cz>
- [7] AUTOR NEUVEDEN. *MIDOL* [online]. [cit. 21.7.2020]. Dostupný na WWW: <https://www.midol.cz/kulickova-pouzdra-a-vodici-tyce>
- [8] AUTOR NEUVEDEN. *MATEZA* [online]. [cit. 21.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.mateza.cz/>
- [9] AUTOR NEUVEDEN. *SELOS* [online]. [cit. 21.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.magnety.cz/magneticke-systemy/bateriove-bremenove-magnety-bux-bm/#Nosnost%3A1350%20kg>
- [10] AUTOR NEUVEDEN. *SOLLAU* [online]. [cit. 21.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.sollau.cz/bateriove-a-elektropermanentni-bremenove-magnety>
- [11] AUTOR NEUVEDEN. *HENNLICH s.r.o.* [online]. [cit. 21.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://lin-tech.hennlich.cz/produkty>
- [12] AUTOR NEUVEDEN. *KSK TOOLS* [online]. [cit. 22.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.ksktools.cz/uvod>
- [13] AUTOR NEUVEDEN. *AUKRO* [online]. [cit. 23.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://aukro.cz/rucni-lanovy-navijak-1500kg-kladkostroj-1-5t-s-klikou-a-hakem-max-6955992945>
- [14] AUTOR NEUVEDEN. *LIFTKET* [online]. [cit. 23.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.kladkostroje.cz/produkty/elektricke-kladkostroje-liftket-star>
- [15] AUTOR NEUVEDEN. *TOR INDUSTRIES* [online]. [cit. 23.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://tor-industries.cz/cs/zvedaci-zarizeni/187-elektricky-lanovy-navijak-pa300600kg-126m-4630034068538.html>
- [16] AUTOR NEUVEDEN. *PAVLÍNEK* [online]. [cit. 23.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.pavlinek.cz/elektricky-lanovy-navijak-provedeni-standard-haklift/#files>
- [17] AUTOR NEUVEDEN. *TONG HE SHENG HYDRAULIC CYLINDER* [online]. [cit. 23.2.2021]. Dostupný na WWW: <http://cz.thsoilcylinder.com/multi-stage-hydraulic-cylinder/multi-stage-telescopic-hydraulic-cylinder-for.html>
- [18] AUTOR NEUVEDEN. *EXPONDO* [online]. [cit. 23.2.2021]. Dostupný na WWW: https://www.expondo.cz/msw-nuzkovy-zvedak-135-kg-10060316?dfw_tracker=62280-ex10060316&gclid=Cj0KCQiA7NKBBhDBARIsAHbXCB5Rgihqqt6QGclpRcPcvihzBelvmi4DFrtdC_Gl8s5ADU-5EPcmkxYaAifHEALw_wcB
- [19] AUTOR NEUVEDEN. *BANGGOOD* [online]. [cit. 23.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.banggood.com/cs/SFU1605-650mm-Ball-Screw-with-Nut-Set-for-CNC-p-1731687.html>
- [20] AUTOR NEUVEDEN. *FORMAT1* [online]. [cit. 23.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.format1.cz/hb-33-600-zavesna-jerabova-vaha-600kg.html>
- [21] AUTOR NEUVEDEN. *OHAUS* [online]. [cit. 23.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.ohausvahy.cz/standardni-provedeni-4/4tvll0800dfwl-lizinova-vaha-600-kg-m/>
- [22] AUTOR NEUVEDEN. *SICK* [online]. [cit. 24.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.sick.com/cz/cs/snimace-mereni-vzdalenosti>
- [23] AUTOR NEUVEDEN. *MICRO-EPSILON* [online]. [cit. 24.2.2021]. Dostupný na WWW: https://www.micro-epsilon.cz/displacement-position-sensors/draw-wire-sensor/P_Serie/
- [24] AUTOR NEUVEDEN. *SKOLNI-POTREBY.EU* [online]. [cit. 24.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://m.skolni-potreby.eu/kalkulacka-milan-151708-sedy-93448.html>
- [25] AUTOR NEUVEDEN. *MIRONET* [online]. [cit. 24.2.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.mironet.cz/umax-visionbook-p55-x2-lte-cerna-55quot-dualsim-qc-13ghz-2gb-16gb-13mp5mp-android-7+dp340090/>
- [26] BUREŠ, M. ŽIVDIG : Tvorba a optimalizace pracoviště, e-book. Plzeň: ZČU-KPV, 2013. ISBN 978-80-87539-32-3.
- [27] AUTOR NEUVEDEN. *UNI-MAX.CZ* [online]. [cit. 4.3.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.uni-max.cz/produkty/manipulace-a-skladovani/rucni-manipulatory/prisavky/prisavka-jednorucka-100-vp>

- [28] AUTOR NEUVEDEN. *NAKOL S.R.O.* [online]. [cit. 4.3.2021]. Dostupný na WWW:
https://www.nakol.cz/prisavka-jednodilna-plastova-prumer-118mm-500145-extol?gclid=CjwKCAiAr6-ABhAfEiwADO4sfZMY-yj_sKL2MWFL0D8jD6O5VWZGtDa7LT6rwCHpGD9UA0MALBkhDBoC0h0QAvD_BwE
- [29] AUTOR NEUVEDEN. *PRUMEX* [online]. [cit. 4.3.2021]. Dostupný na WWW:
https://www.prumex.cz/skf-nup-304-ecp-valeckove-lozisko-2/?gclid=CjwKCAiAp4KCBhB6EiwAxRxbpApBOO0RwHceHpzcYmCnmQWONMVb5kFRP0vk_1Ph0UiF5XThuZrMRoCeTUQAvD_Bw
- [30] AUTOR NEUVEDEN. *IGUS* [online]. [cit. 4.3.2021]. Dostupný na WWW:
https://www.igus.cz/iPro/iPro_01_0009_0006_CZcs.htm?c=CZ&l=cs
- [31] AUTOR NEUVEDEN. *SLEVARNA STOLLE* [online]. [cit. 5.3.2021]. Dostupný na WWW:
<https://www.slevarna-stolle.cz/technika/drazky-tvaru-t/>
- [32] AUTOR NEUVEDEN. *WEFORMA* [online]. [cit. 5.3.2021]. Dostupný na WWW:
<http://www.weforma.com/berechnung/eingabe.php?flash=1&fallid=1>
- [33] AUTOR NEUVEDEN. *PLYNOVEPRUZINYSHOP.CZ* [online]. [cit. 5.3.2021]. Dostupný na WWW:
<https://www.plynovepruzinyshop.cz/kalkulator/>
- [34] AUTOR NEUVEDEN. *VÁHY ROBIN* [online]. [cit. 14.4.2021]. Dostupný na WWW:
<https://www.tenzometricke-snimace.cz/Tenzometricky-snimac-Tedea-614-150kg-d279.htm?tab=download#anch1>
- [35] AUTOR NEUVEDEN. *PRL* [online]. [cit. 27.4.2021]. Dostupný na WWW: <http://www.prl-z.com/padostroje/>
- [36] AUTOR NEUVEDEN. *LABORTECH* [online]. [cit. 27.4.2021]. Dostupný na WWW:
<https://www.labortech.cz/padostroje/>
- [37] AUTOR NEUVEDEN. *SKF* [online]. [cit. 29.4.2021]. Dostupný na WWW:
<https://www.skf.com/group/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PCMF%20252811.5%20E>

Seznam obrázků

Obr. 1 - Praveký kovář [1]	8
Obr. 2 - Vodní hamr [1]	8
Obr. 3 - Základní rozdělení bucharů [1].....	8
Obr. 4 - Zdvih beranu jednočinných bucharů [1].....	9
Obr. 5 - Protiběžný buchar s pásovou vazbou [1].....	9
Obr. 6 - Protiběžný buchar s pákovou vazbou [1].....	9
Obr. 7 - Protiběžný buchar s hydraulickou vazbou [1]	10
Obr. 8 - Rozdělení bucharů [1]	10
Obr. 9 - Konstrukční uspořádání bucharů zleva jednostranné, dvoustranné a mostové [1].....	11
Obr. 10 - Schéma padostroje.....	11
Obr. 11 - Padostroj PRIMUS [35].....	12
Obr. 12 - Padostroj MAGNUS [35]	12
Obr. 13 - Padostroj DPFEST [36].....	12
Obr. 14 - Energetická rozvaha padostroje [1]	12
Obr. 15 - Ráz těles [1].....	13
Obr. 16 - Obecný graf rázu těles [1].....	13
Obr. 17 - Padostroj IMATEK [3].....	17
Obr. 18 - Zjednodušené zobrazení	19
Obr. 19 - Graf závislosti účinnosti rázu na poměru hmotností šaboty a beranu [1]	19
Obr. 20 - Graf účinnosti rázu v závislosti na proměnné hmotnosti šaboty.....	20
Obr. 21 - Graf závislosti rychlosti a energie při dopadu na výšce pádu.....	21
Obr. 22 - Graf závislosti energie při dopadu na výšce pádu	21
Obr. 23 - Výška pádu beranu	22
Obr. 24 - Váleček před a po tváření	22
Obr. 25 - Lineární interpolace.....	23
Obr. 26 - Nomogram pro určení rázové práce ze stlačení olověných válců [5]	24
Obr. 27 - Pěchování ocelového válečku.....	25
Obr. 28 - Graf průběhu zkoušky	25
Obr. 29 - Excentrická síla působící na beran.....	26
Obr. 30 - Graf velikosti síly do vedení v závislosti na hmotnosti beranu	28
Obr. 31 - Pouzdra (zleva) kuličkové a kluzné uzavřené, kuličkové a kluzné otevřené [6]	29
Obr. 32 - Podpěry kruhových vodičích tyčí [6].....	29
Obr. 33 - Vedení pomocí vodičí tyče s linearsetem, otevřeným pouzdrům, uzavřeným pouzdrům [7]	30
Obr. 34 - Rolny s čepem zleva podpůrná, přírubová, vodičí [6]	30
Obr. 35 - Vedení pomocí vodičích rolen bez čepu [6]	31
Obr. 36 - Kuličkové ložisko [8]	31
Obr. 37 - Válečkové ložisko NUP [8].....	31
Obr. 38 - Zleva kolejnice MTV, MTP, MPV a kruhová vodičí tyč [6].....	32
Obr. 39 - Použití vodičích rolen a kolejnic MTV.....	32
Obr. 40 - Použití rolen pod sklonem	33
Obr. 41 - Použití vodičích pouzder	33
Obr. 42 - Bateriový břemenový magnet [9].....	34
Obr. 43 - Elektropermanentní břemenový magnet [10]	34
Obr. 44 - Paralelní tříčelistový uchopovač [11].....	34
Obr. 45 - Aktuátor s trapézovým šroubem [6]	34
Obr. 46 - Dvoučelistový upínač s pneumatickým válcem	35
Obr. 47 - Dvoučelistový upínač s trapézovým šroubem.....	35
Obr. 48 - Vakuový manipulátor [12].....	35
Obr. 49 - Vakuová přísavka [12].....	35
Obr. 50 - Zarážka s kompaktním pneumatickým válcem.....	36
Obr. 51 - Zarážka s aktuátorem s trapézovým šroubem.....	36
Obr. 52 - Uchopení a uvolnění čepu hákovou zarážkou s jednočinným pneumatickým válcem	36
Obr. 53 - Beran s pevnou výškou.....	37
Obr. 54 - Beran s proměnnou výškou	37
Obr. 55 - Graf zatížení vedení při konstantní výšce beranu	37
Obr. 56 - Graf zatížení vedení při proměnné výšce beranu.....	37
Obr. 57 - Spojení závaží a beranu pomocí závitových tyčí (vlevo) a jednotlivě šrouby (vpravo)	38
Obr. 58 - Středění beranu pomocí zleva středící čtyřhranné tyče, postranních destiček a středících kolíků.....	38
Obr. 59 - Ruční lanový naviják [13]	39

Obr. 60 - Elektrický řetězový kladkostroj [14]	39
Obr. 61 - Závěsný elektrický lanový naviják [15].....	40
Obr. 62 - Elektrický lanový naviják [16]	40
Obr. 63 - Teleskopický hydraulický válec [17].....	40
Obr. 64 - Nůžkový zvedák [18].....	40
Obr. 65 - Kuličkový šroub [19].....	40
Obr. 66 - Tlumič rázů [11]	41
Obr. 67 - Rozložení tlumičů rázů	41
Obr. 68 - Ruční výpočet [24]	42
Obr. 69 - Načtení čárového či QR kódu [25]	42
Obr. 70 - Závěsná jeřábová váha [20].....	42
Obr. 71 - Ližinová váha [21].....	42
Obr. 72 - Tenzometrický snímač síly [34]	43
Obr. 73 - Ultrazvukový snímač [22]	44
Obr. 74 - Graf rozptylu paprsku ultrazvuku [22]	44
Obr. 75 - Laserový snímač [22]	44
Obr. 76 - Lankový snímač [23].....	44
Obr. 77 - Sestava ložiska na excentrickém čepu	48
Obr. 78 - Řez ložiskem na excentrickém čepu	48
Obr. 79 - Rozložení hmotnosti břemene vzhledem k výšce zdvihu [26].....	49
Obr. 80 - Přísavka jednoručka [27]	50
Obr. 81 - Přísavka jednodílná plastová [28].....	50
Obr. 82 - Vrchní strana závaží	50
Obr. 83 - Spodní strana závaží	50
Obr. 84 - Řez spojením velkých a malých závaží	50
Obr. 85 - Pohled shora na spodní desku beranu	51
Obr. 86 - Spodní pohled na spodní desku beranu.....	51
Obr. 87 - Pohled shora na sestavu spodní desky beranu	51
Obr. 88 - Spodní pohled na sestavu spodní desky beranu	51
Obr. 89 - Zámek tyče	52
Obr. 90 - Detail zámku tyče	52
Obr. 91 - Pohled shora na vrchní desku	52
Obr. 92 - Spodní pohled na vrchní desku.....	52
Obr. 93 - Pohled shora na sestavu vrchní desky.....	53
Obr. 94 - Spodní pohled na sestavu vrchní desky	53
Obr. 95 - Spojení beranu závitovými tyčemi	53
Obr. 96 - Sestava beranu o hmotnosti 500 [kg].....	53
Obr. 97 - Sestava beranu o hmotnosti 168 [kg].....	53
Obr. 98 - Sestava beranu o hmotnosti 100 [kg].....	53
Obr. 99 - Přísavka spodní pohled.....	54
Obr. 100 - Přísavka pohled shora	54
Obr. 101 - Schéma zapojení vakuových přísavek	55
Obr. 102 - Zapojení vakuových přísavek	55
Obr. 103 - Schéma zapojení jednočinného pneumatického válce	56
Obr. 104 - Pojistný hák	56
Obr. 105 - Mechanismus pojistného háku.....	56
Obr. 106 - Energetický řetěz	57
Obr. 107 - Uvolňovací zařízení	57
Obr. 108 - Vedení lana navijáku a koncový snímač.....	57
Obr. 109 - Zdvihání beranu.....	58
Obr. 110 - Měření výšky zdvihu lankovým snímačem	59
Obr. 111 - Výpočtový model tlumičů rázů [32].....	59
Obr. 112 - Deska s tlumiči rázů	59
Obr. 113 - Schéma T-drážky [31]	60
Obr. 114 - Vyrobená T-drážka [31]	60
Obr. 115 - Prostor pro stojinu	61
Obr. 116 - Upevnění stojiny k šabotě.....	61
Obr. 117 - Ofukovací pistole [8].....	61
Obr. 118 - Pracovní prostor.....	62
Obr. 119 - Spodní pohled na pracovní prostor	62

Obr. 120 - Rám nad pracovním prostorem.....	63
Obr. 121 - Detail výklopných držáků.....	64
Obr. 122 - Kluzné ložisko [37]	65
Obr. 123 - Detail kloubu jeřábu	65
Obr. 124 - Držák jeřábu	65
Obr. 125 - Kloubový jeřáb	65
Obr. 126 - Schéma převrácení.....	66
Obr. 127 - Rozměry plynové vzpěry [33]	66
Obr. 128 - Graf závislosti průběhu sil na úhlu otevření [33].....	66
Obr. 129 - Plynová vzpěra [33].....	67
Obr. 130 - Vrchní část rámu.....	67
Obr. 131 - Sestava rámu.....	68
Obr. 132 - Hlavní rozměry padostroje	69
Obr. 133 - Detail padostroje.....	70
Obr. 134 - Padostroj	71
Obr. 135 - Posunutí při tvrdém rázu.....	72
Obr. 136 - Napětí v rámu při tvrdém rázu.....	72
Obr. 137 - Detail největších napětí při tvrdém rázu	73
Obr. 138 - Detail stojiny při tvrdém rázu	73
Obr. 139 - Excentrický ráz - pětsetkilový beran	74
Obr. 140 - Excentrický ráz - stokilový beran	74
Obr. 141 - Excentricita kolmo na vedení	74
Obr. 142 - Excentricita tečně k vedení.....	74
Obr. 143 - Přenesení sil do vedení na vrchní a spodní straně beranu.....	75
Obr. 144 - Přenesení sil do vedení na vrchní a spodní straně beranu.....	75
Obr. 145 - Graf velikosti síly do vedení v závislosti na hmotnosti beranu	75
Obr. 146 - Zatížení pětisetkilového beranu.....	75
Obr. 147 - Posunutí na rámu	76
Obr. 148 - Největší napětí v rámu.....	76
Obr. 149 - Napětí v první kolejnici	77
Obr. 150 - Napětí ve druhé kolejnici.....	77
Obr. 151 - Zatížení stokilového beranu.....	77
Obr. 152 - Posunutí na rámu	78
Obr. 153 - Největší napětí v první kolejnici.....	78
Obr. 154 - Největší napětí ve druhé kolejnici	78
Obr. 155 - Zatížení pětisetkilového beranu	79
Obr. 156 - Posunutí na rámu	79
Obr. 157 - Napětí na přední straně kolejnic	79
Obr. 158 - Napětí na zadní straně kolejnic.....	79
Obr. 159 - Zatížení stokilového beranu.....	80
Obr. 160 - Posunutí na rámu	80
Obr. 161 - Napětí v první kolejnici	80
Obr. 162 - Napětí ve druhé kolejnici.....	80
Obr. 163 - Uvolňovací zařízení zatížené na přísavkách.....	81
Obr. 164 - Posunutí na uvolňovacím zařízení	81
Obr. 165 - Maximální napětí na uvolňovacím zařízení.....	81
Obr. 166 - Zatížení uvolňovacího zařízení na pojistném háku.....	82
Obr. 167 - Posunutí na uvolňovacím zařízení	82
Obr. 168 - Největší zatížení na uvolňovacím zařízení	83
Obr. 169 - Zatížení výklopného držáku	83
Obr. 170 - Posunutí výklopného držáku.....	83
Obr. 171 - Napětí ve výklopném držáku	84
Obr. 172 - Posunutí na kloubovém jeřábu.....	84
Obr. 173 - Největší napětí na kloubovém jeřábu.....	85
Obr. 174 - Posunutí na kloubovém jeřábu.....	85
Obr. 175 - Největší napětí na kloubovém jeřábu.....	86
Obr. 176 - Posunutí na kloubovém jeřábu.....	86
Obr. 177 - Největší napětí na kloubovém jeřábu.....	87
Obr. 178 - Padostroj	89

Seznam tabulek

Tab. 1 - Hodnoty odečtené z nomogramu	24
Tab. 2 - Morfologická matice.....	45
Tab. 3 - Hmotnost a počet závaží.....	49
Tab. 4 - Rozměrová řada T-drážek [31].....	60
Tab. 5 - Ceny součástí padostroje	70

Příloha I

Ceny součástí padostroje

Tab. 1 – Ceny součástí padostroje

Konstrukční celek	Komponenta	Počet [ks]	Cena [Kč]
Rám		1	84 000
Šabota		1	296 100
Beran	závaží 50	8	19 200
	závaží 20	2	2 000
	závaží 10	2	1 300
	závaží 5	2	500
	závaží 2	2	300
	závaží 1	2	200
	deska spodní	1	3 500
	deska horní	1	5 000
	ložisko	8	20 000
	excentrický čep	8	4 000
	matice	24	9 600
	závitová tyč s hranolem	6	1 020
	rychloupínací matice	4	4 080
	pojistný držák s čepem	1	500
	pojistný kroužek	2	4
	destička pro zámek tyče	2	600
	šroub	6	90
	kolík	2	100
Uvolňovací zařízení	deska uvolňovacího zařízení	1	2 000
	ložisko	8	20 000
	čep	8	4 000
	matice	24	9 600
	závěsný šroub s okem	1	50
	deska háku	2	140
	rozpěrný váleček	4	160
	pneumatický válec	1	1 800
	škrťící ventil	1	340
	pojistný kroužek	20	60
	šroub	24	360
	matice	44	132
	podložka	20	40
	podložka pružná	20	40
	čep háku	1	200
	čep desky háku	2	200
	plechový držák	1	300
	držák energetického řetězu	1	100
	držák ventilů	1	100
	energetický řetěz	1	2 300
	ventily a šroubení	1	2 000
	ejektor	1	700
	závitová tyč	1	350

Tab. 1 – Ceny součástí padostroje

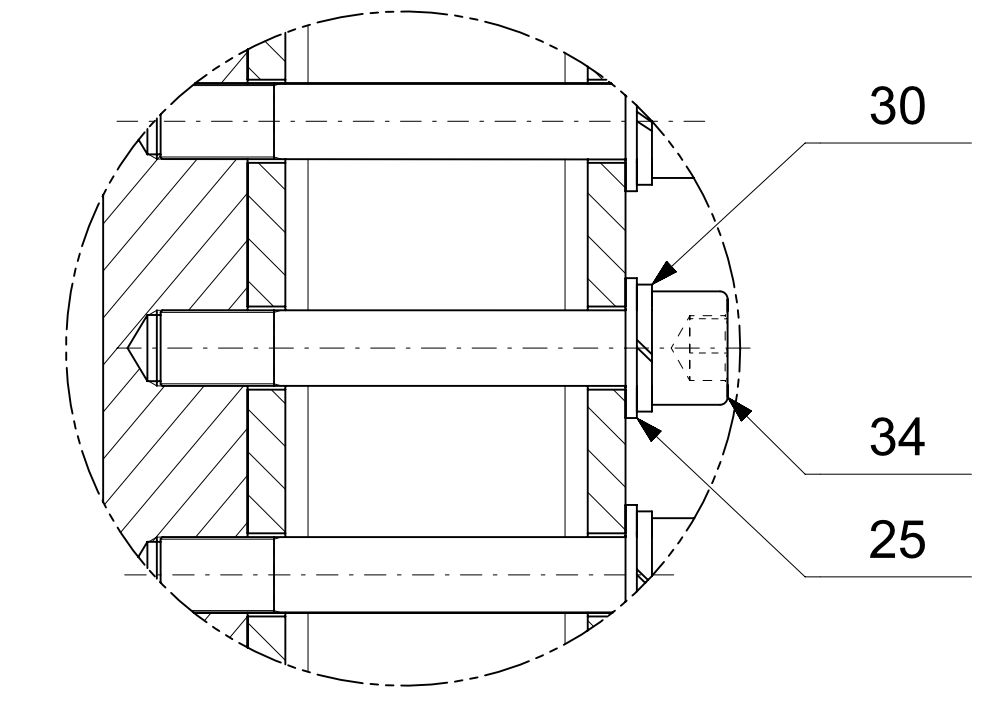
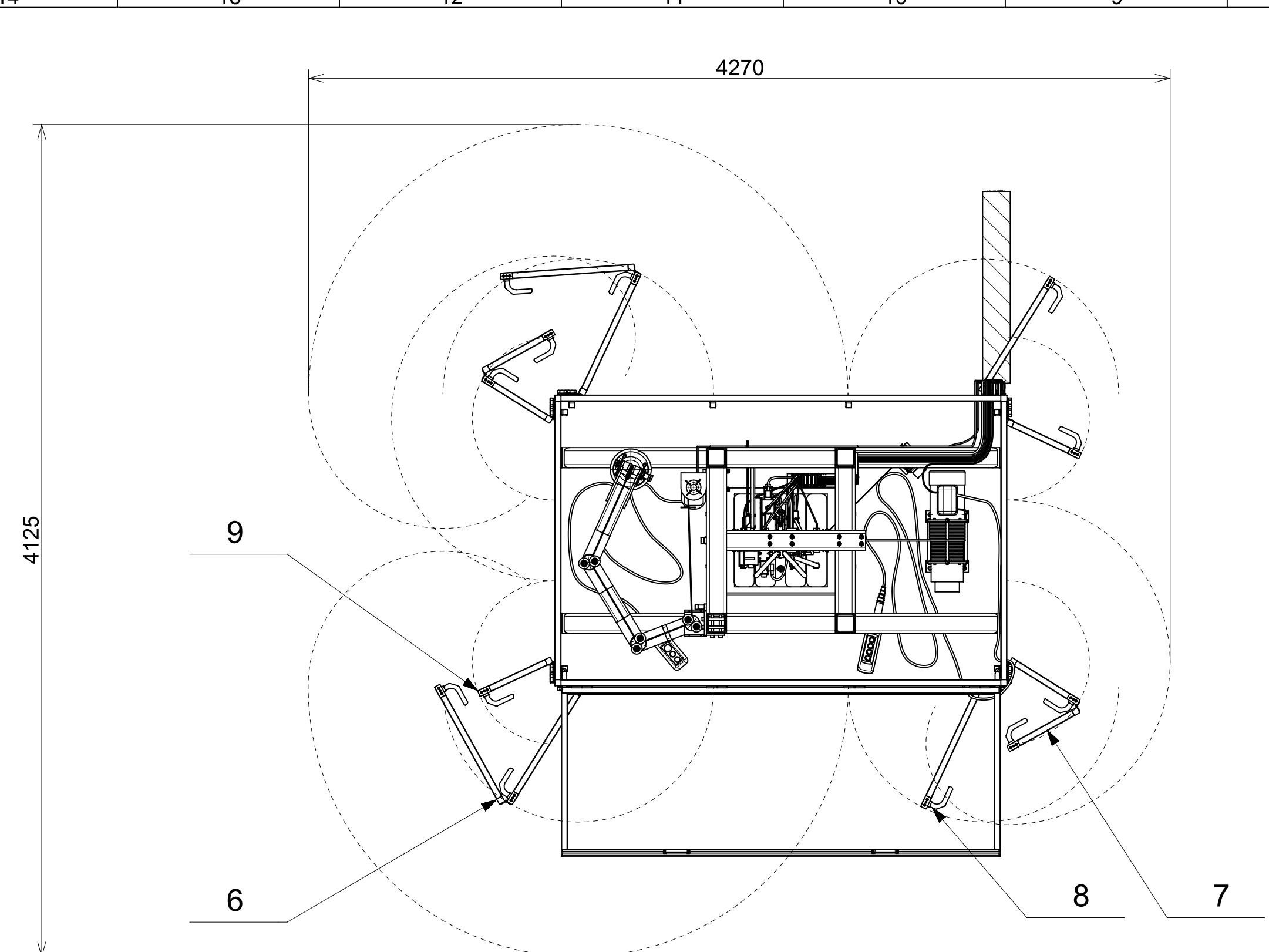
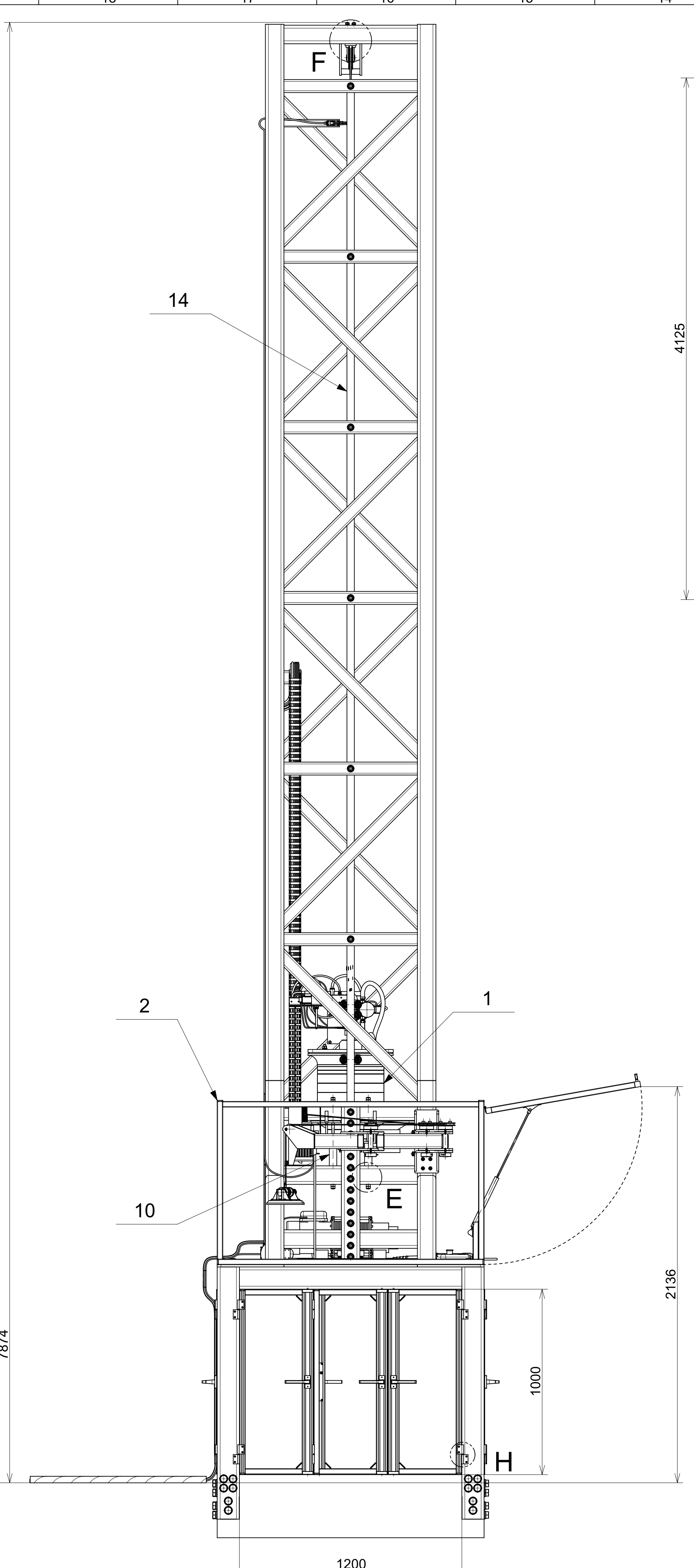
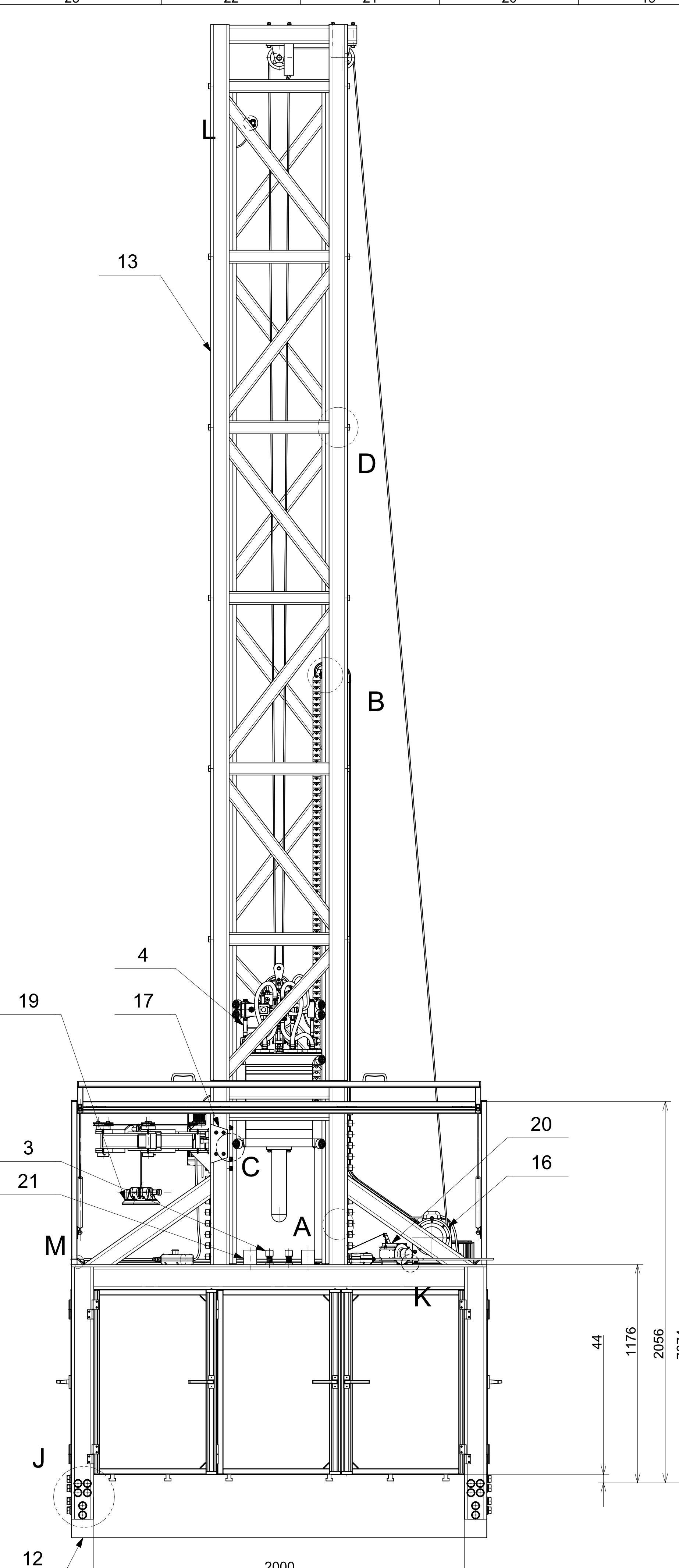
Konstrukční celek	Komponenta	Počet [ks]	Cena [Kč]
	hák	1	300
	přísavka	4	1 200
	tenzometrický snímač	4	11 860
	hadice	1	100
			59 332
Zdvihací ústrojí	elektrický lanový naviják	1	15 400
	kladka	2	1 660
	šroub	12	180
	podložka	12	24
	podložka pružná	12	24
	matic	8	24
			17 312
Měřicí zařízení	lankový snímač	1	15 000
	šroub	4	20
			15 020
Tlumení rázů	deska	1	1 800
	tlumič rázů	12	177 600
	matic	12	960
			180 360
Jeřáb	rameno	3	2 400
	držák	1	1 200
	kluzné ložisko	12	1 320
	elektrický lanový naviják	1	2 840
	přísavka	1	3 084
	čep	3	300
	kladka	6	840
	rozpěrný kroužek	6	420
	šroub	21	315
	podložka	15	30
	podložka pružná	15	30
	matic	33	99
			12 878
Výklopný držák	držák	4	3 200
	závitová tyč	2	600
	matic	16	48
			3 848
Ochranné hrazení	hliníkový profil	1	5 000
	plynová vzpěra	2	2 426
	spojovací prvky	1	500
	plexisklo	4	12 000
			19 926
Pracovní prostor	hliníkový profil	1	10 200
	plexisklo	4	12 000

Tab. 1 – Ceny součástí padostroje

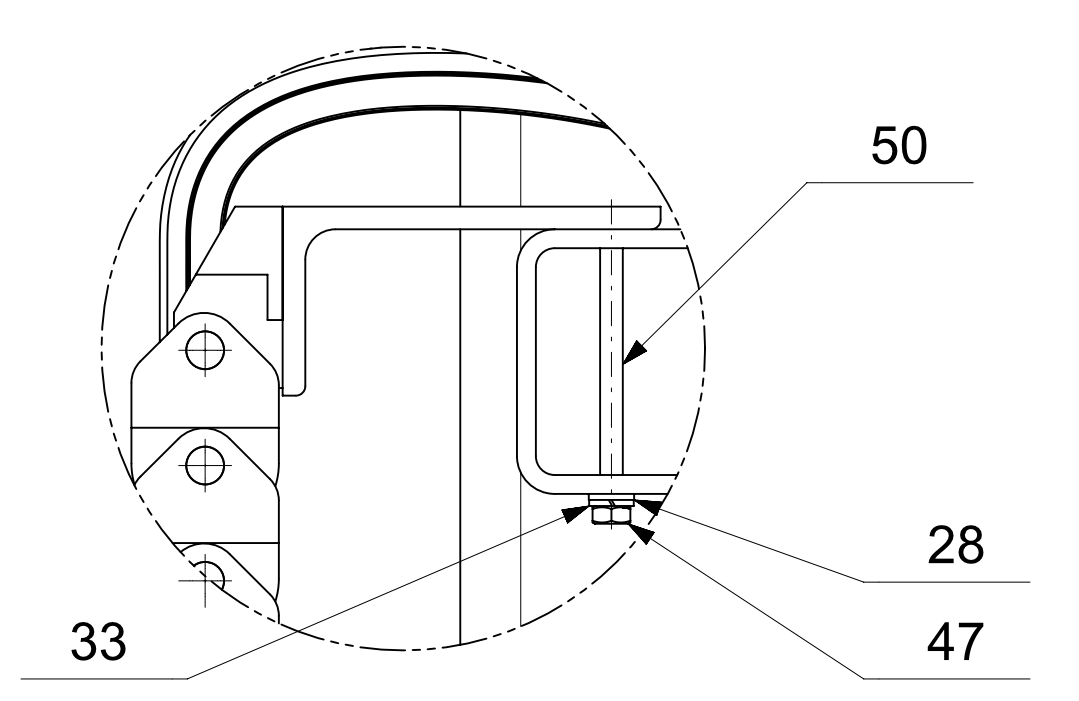
Konstrukční celek	Komponenta	Počet [ks]	Cena [Kč]
	spojovací prvky	12	1 440
	zámek	12	9 600
	šroub	48	720
	podložka	48	144
	podložka pružná	48	144
Vedení	kolejnice	2	200 000
	šroub	48	720
	podložka	48	144
	podložka pružná	48	144
	rozpěrný kroužek	16	1 120
Řídící technika		1	115 000
Celkem			1 112 146

Příloha II

Výkres sestavy padostroje

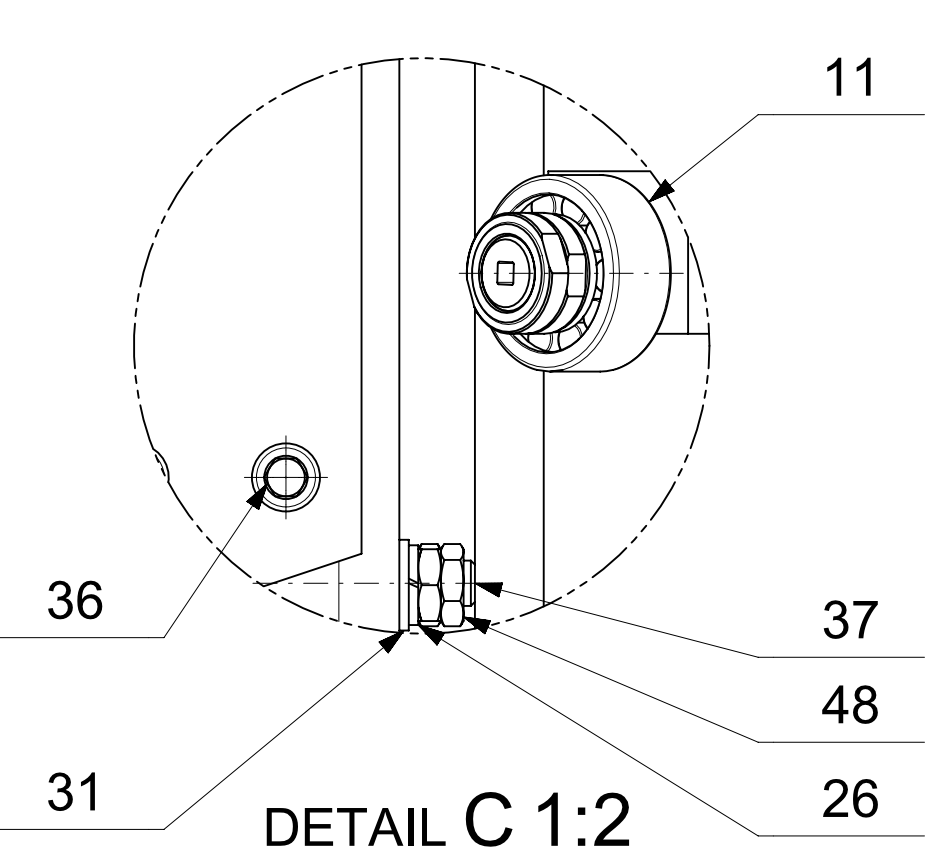


DETAIL A 1:2

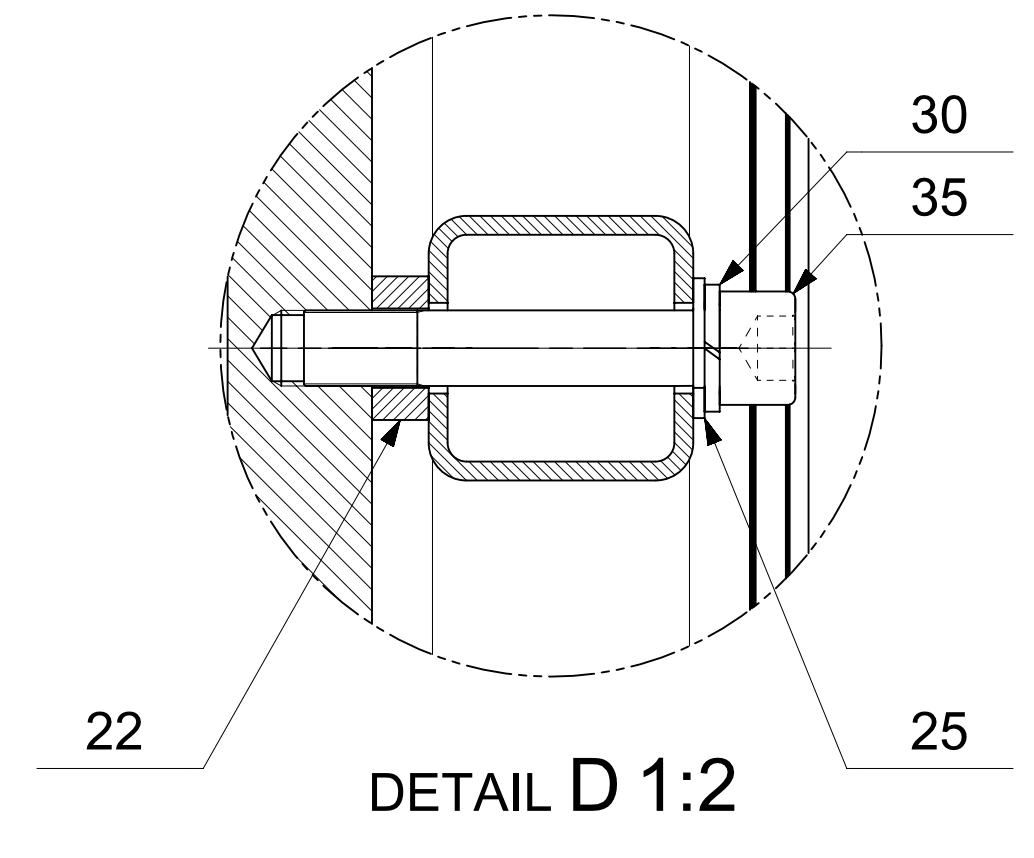


DETAIL B 1:2

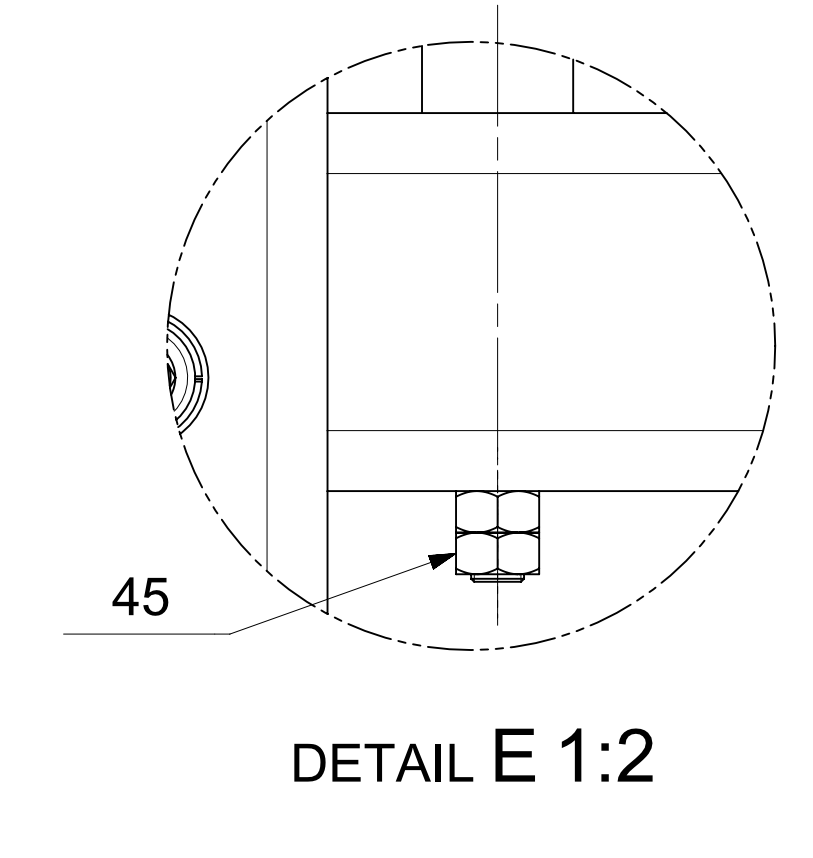
1:20



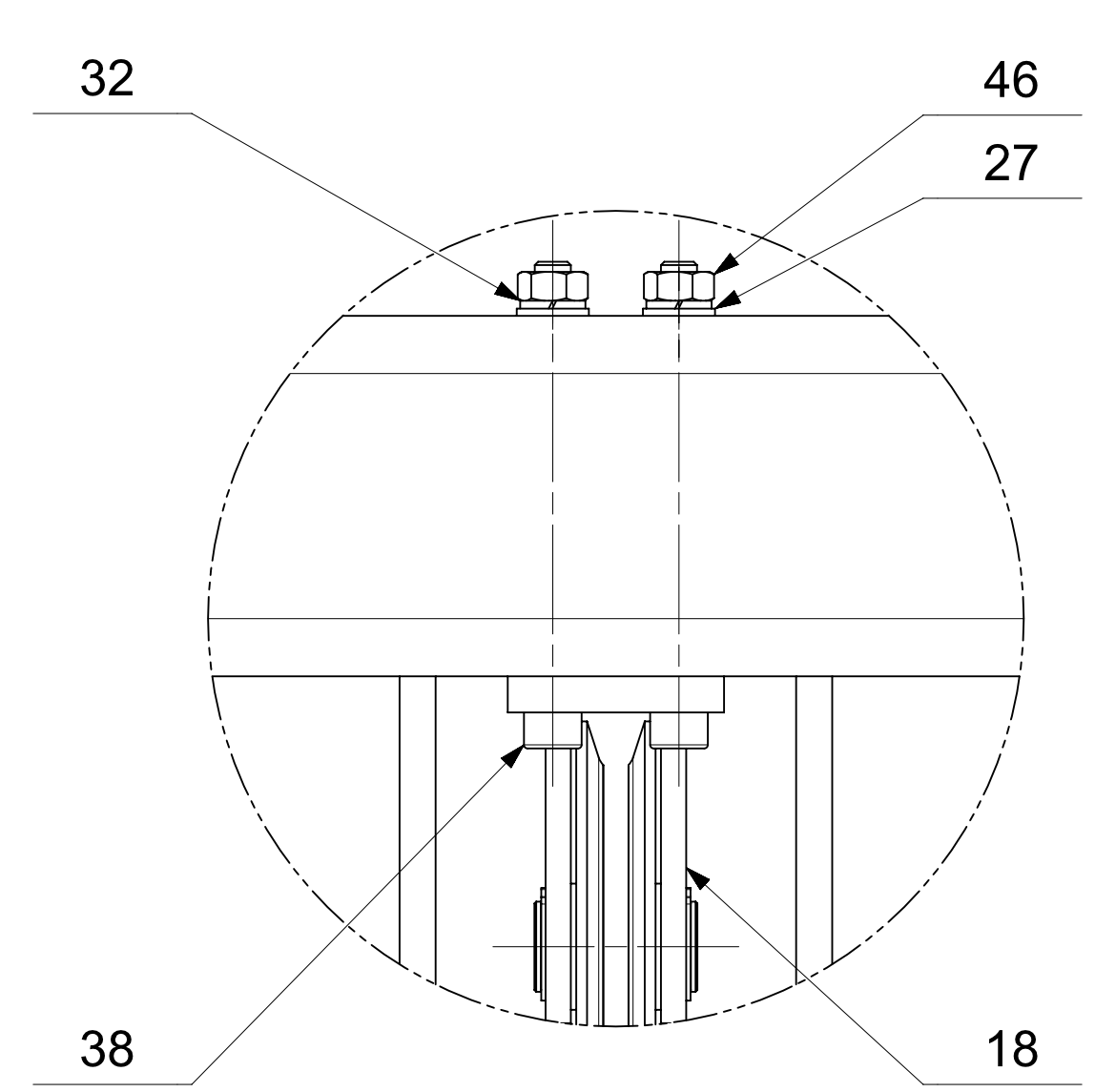
DETAIL C 1:2



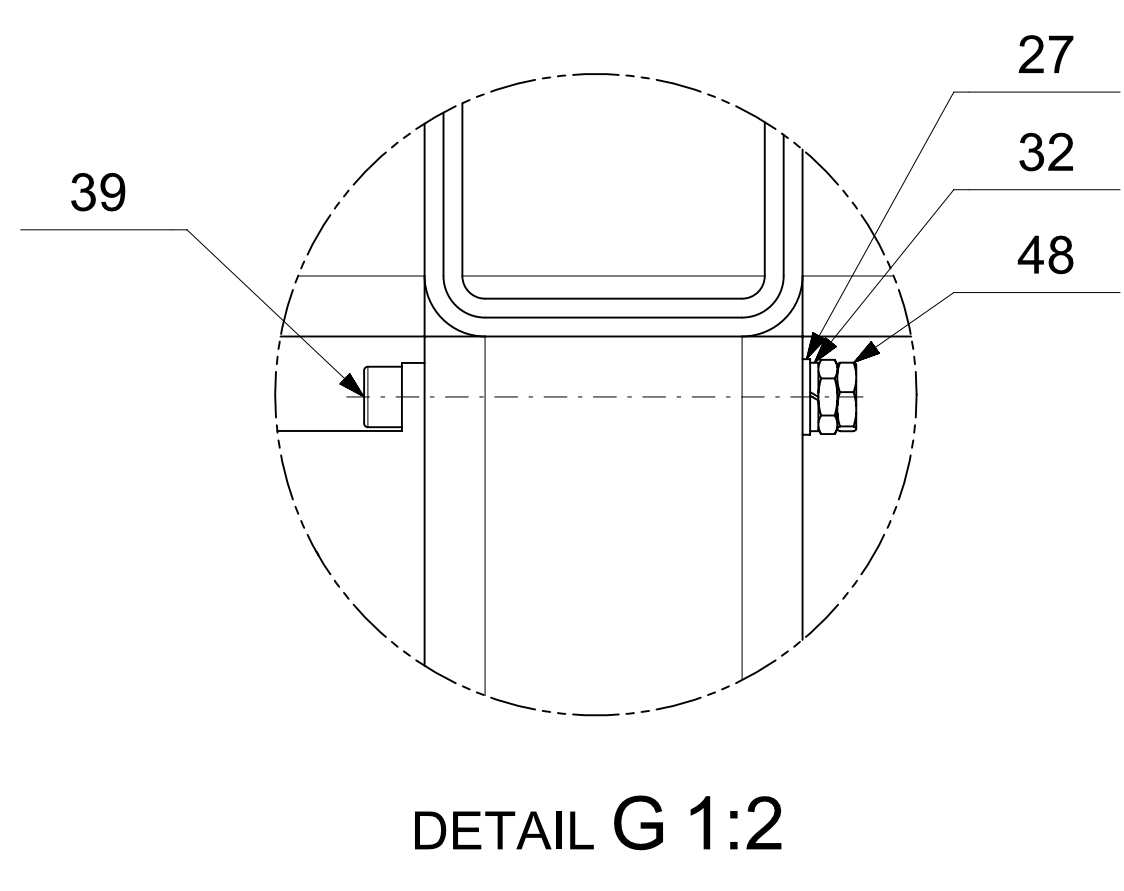
DETAIL D 1:2



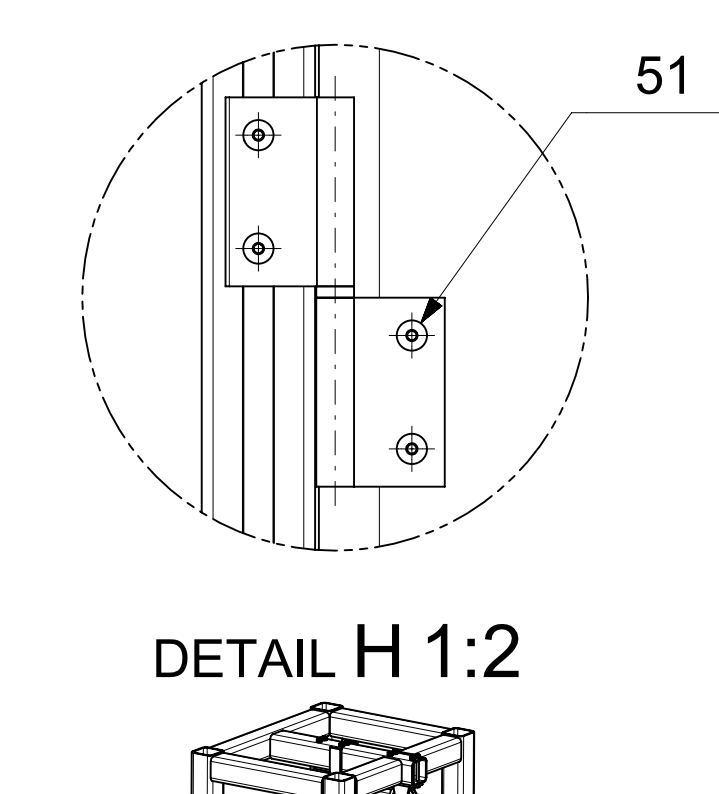
DETAIL E 1:2



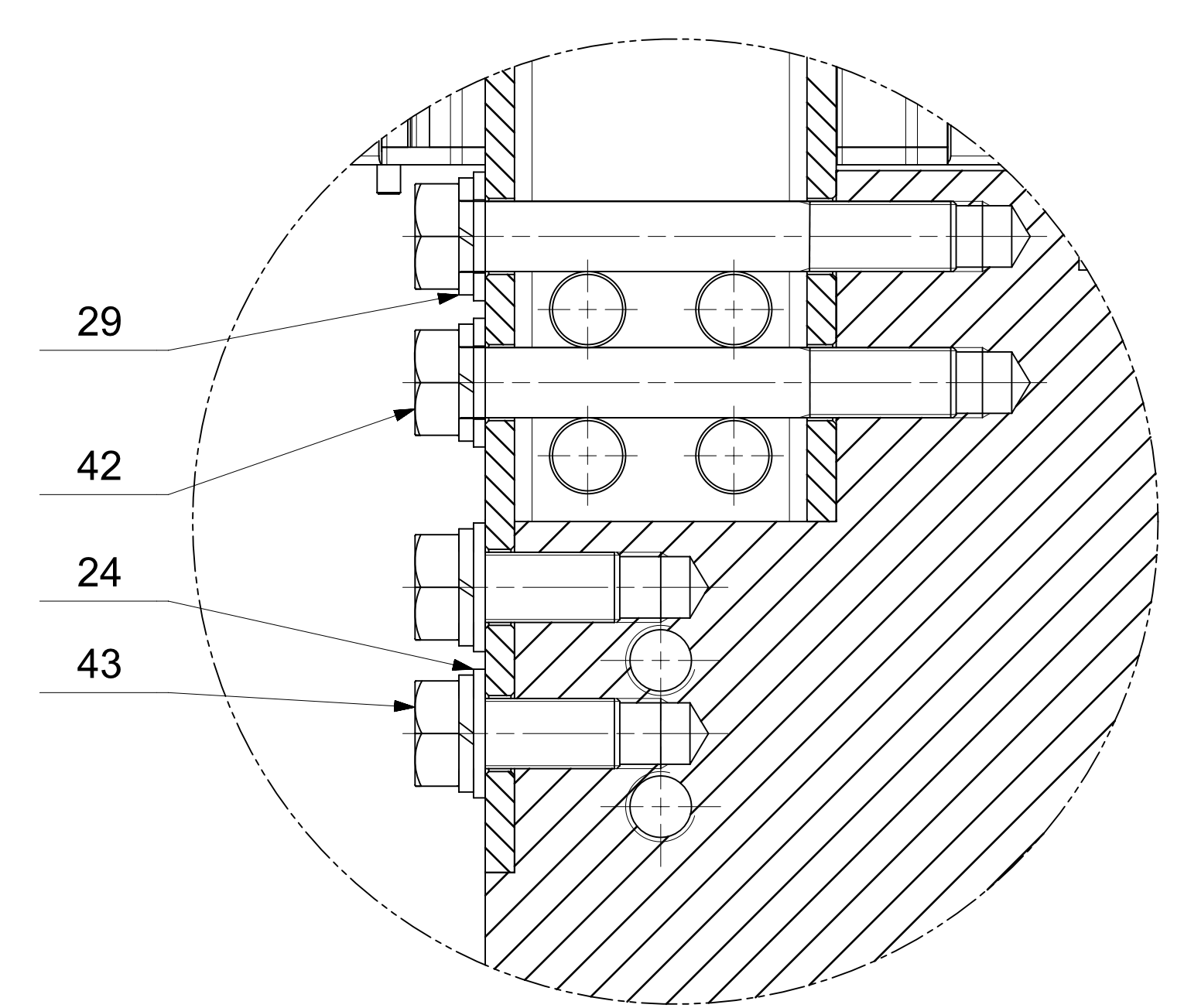
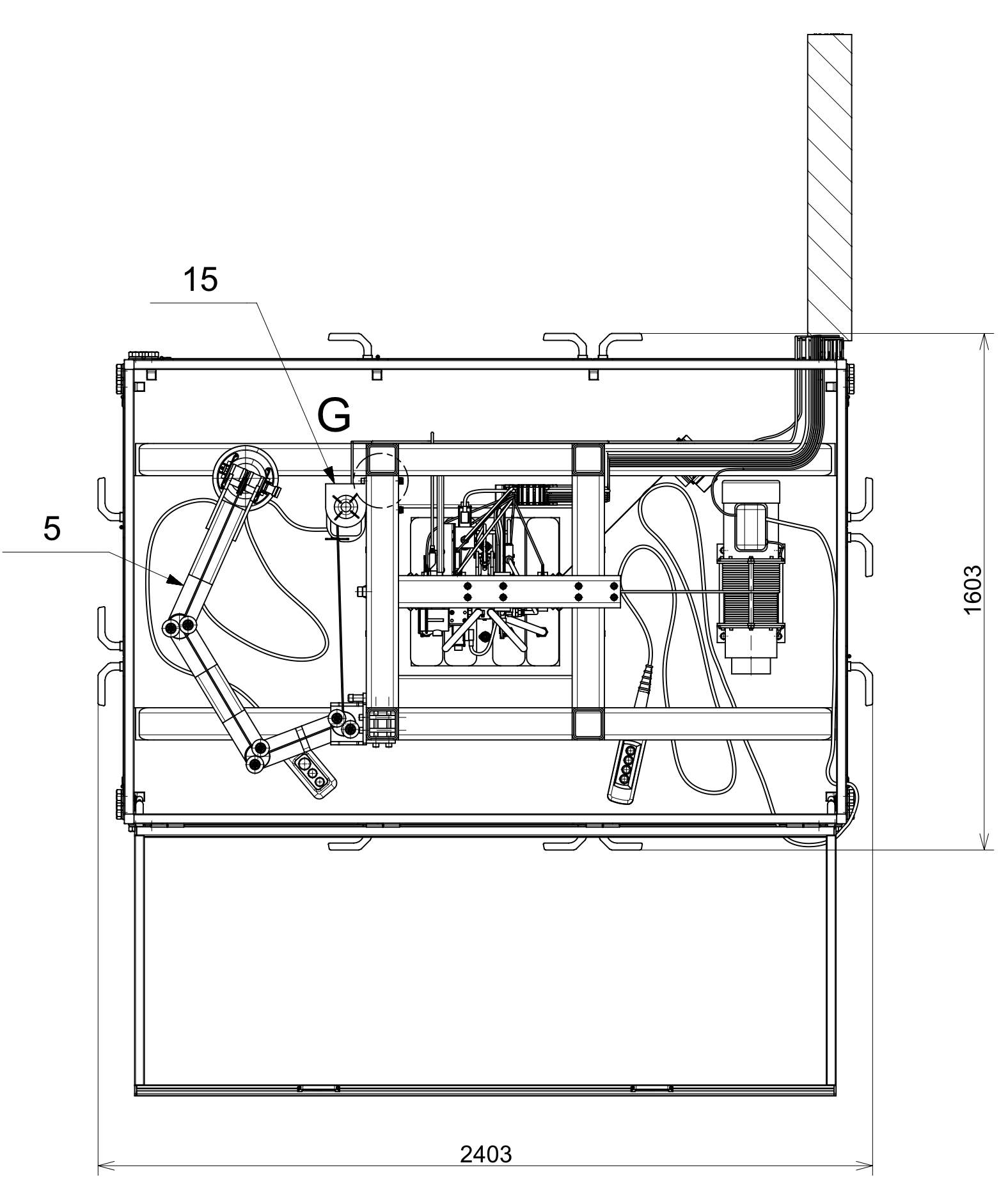
DETAIL F 1:2



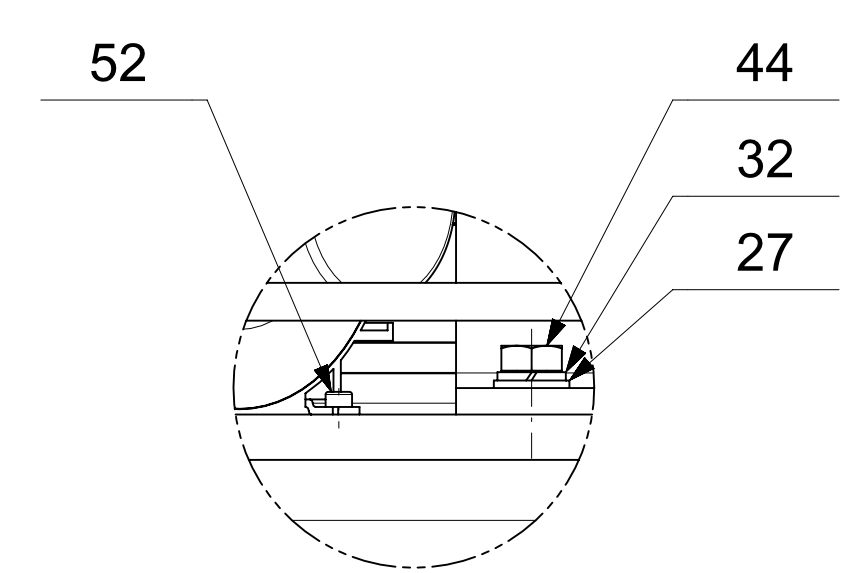
DETAIL G 1:2



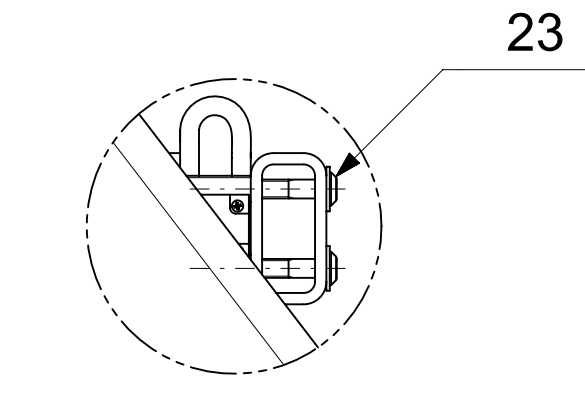
DETAIL H 1:2



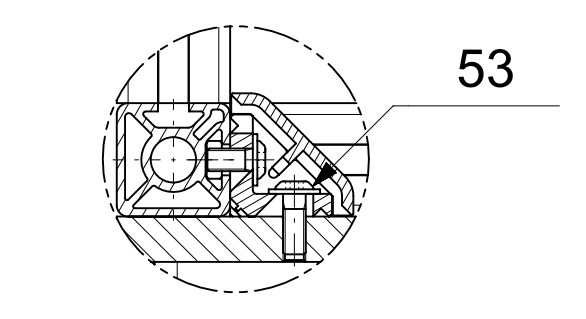
DETAIL J 1:2



DETAIL K 1:2

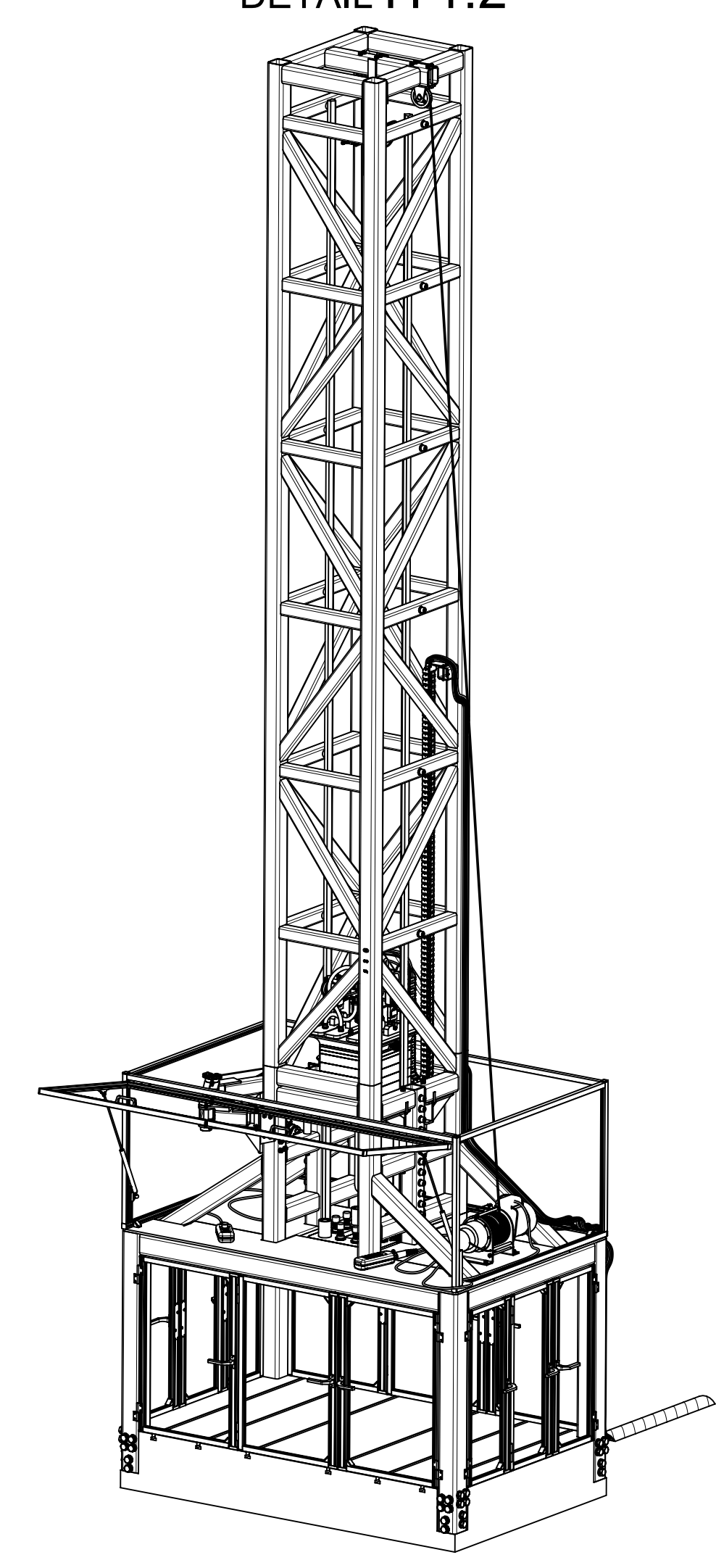
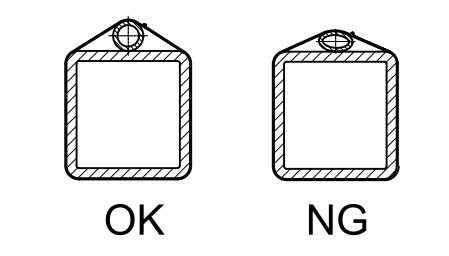


DETAIL L 1:2



DETAIL M 1:2

Pozn.:
 1. Uťahovací moment pro šroub M24x170 DIN 931 je 9,3 Nm.
 2. Uťahovací moment pro šroub M24x55 DIN 933 je 9,3 Nm.
 3. Uťahovací moment pro šroub M20x130 DIN 912 je 4 Nm.
 4. Uťahovací moment pro šroub M20x110 DIN 912 je 4 Nm.
 5. Kolečnice vkládá do rámu před postavením rámu.
 6. Držák rámu přišroubovat před spojením s ramenem jeřábu.
 7. Kabely a hadice spojit s rámem pomocí stahovacích pásků.



Šroub	Norma	Hmot.	Množ.
53	ŠROUB M6x16	ISO 7380-2	0,004 8
52	ŠROUB M5x25	ISO 7380-1	0,004 4
51	ŠROUB M4x12	DIN 7991	0,019 64
50	ŠROUB M6x80	DIN 7991	0,023 2
49	MATICE M10	DIN 936	0,007 10
48	MATICE M12	DIN 936	0,010 20
47	MATICE M6	DIN 934	0,002 2
46	MATICE M10	DIN 934	0,012 8
45	MATICE M14	DIN 934	0,023 16
44	ŠROUB M10x35	DIN 933	0,030 4
43	ŠROUB M24x55	DIN 933	0,283 16
42	ŠROUB M24x170	DIN 931	0,717 32
41	ŠROUB M4x12	DIN 912	0,020 4
40	ŠROUB M10x30	DIN 912	0,027 3
39	ŠROUB M10x120	DIN 912	0,084 2
38	ŠROUB M10x125	DIN 912	0,085 8
37	ŠROUB M12x130	DIN 912	0,125 6
36	ŠROUB M12x140	DIN 912	0,134 4
35	ŠROUB M20x110	DIN 912	0,316 12
34	ŠROUB M20x130	DIN 912	0,359 28
33	PRUŽNÁ PODLOŽKA M6	DIN 127	0,001 2
32	PRUŽNÁ PODLOŽKA M10	DIN 127	0,003 17
31	PRUŽNÁ PODLOŽKA M12	DIN 127	0,005 10
30	PRUŽNÁ PODLOŽKA M20	DIN 127	0,014 40
29	PRUŽNÁ PODLOŽKA M24	DIN 127	0,025 48
28	PODLOŽKA M6	DIN 125	0,001 2
27	PODLOŽKA M10	DIN 125	0,003 17
26	PODLOŽKA M12	DIN 125	0,005 10
25	PODLOŽKA M20	DIN 125	0,015 40
24	PODLOŽKA M24	DIN 125	0,029 48
23	KONCOVÝ SPÍNAČ	DP-01-112	0,060 1
22	ROZPĚRNÝ KROUŽEK	DP-01-111	0,093 1
21	MONTÁŽNÍ VÁLEC	DP-01-110	0,987 1
20	LANOVÝ SNÍMAČ	DP-01-109	1,100 1
19	PŘÍSAVKA NA JEŘÁB	DP-01-108	2,100 1
18	KLADKA	DP-01-107	2,503 2
17	DRŽÁK JEŘÁBU	DP-01-106	9,165 4
16	LANOVÝ NAVIJÁK 125/250	DP-01-105	11,000 12
15	LANOVÝ NAVIJÁK 300/600	DP-01-104	39,000 2
14	KOLEJNICE	DP-01-103	58,765 1
13	RÁM	DP-01-102	2104,759 1
12	ŠABOTA	DP-01-101	8457,592 1
11	ČEP S LOŽISKEM	DP-01-011	0,438 4
10	VÝKLOPNÝ DRŽÁK	DP-01-010	5,942 16
9	DVIŘKA B2	DP-01-009	6,493 2
8	DVIŘKA A2	DP-01-008	10,028 2
7	DVIŘKA B1	DP-01-007	12,986 2
6	DVIŘKA A1	DP-01-006	20,056 2
5	RAMENO JEŘÁBU	DP-01-005	35,254 1
4	UVOLŇOVACÍ ZAŘÍZENÍ	DP-01-004	30,213 1
3	DESKA S TLUMIČI RÁZŮ	DP-01-003	41,225 1
2	KRYTOVÁNÍ	DP-01-002	80,563 1
1	BERAN	DP-01-001	500,000 1

Číslo	Název - Rozměr	Výkres - Norma	Hmot. [kg]	Množ.
1	BERAN	DP-01-001	500,000	1
2	KRYTOVÁNÍ	DP-01-002	80,563	1
3	DESKA S TLUMIČI RÁZŮ	DP-01-003	41,225	1
4	UVOLŇOVACÍ ZAŘÍZENÍ	DP-01-004	30,213	1
5	RAMENO JEŘÁBU	DP-01-005	35,254	1
6	DVIŘKA A1	DP-01-006	20,056	2
7	DVIŘKA B1	DP-01-007	12,986	2
8	DVIŘKA A2	DP-01-008	10,028	2
9	DVIŘKA B2	DP-01-009	6,493	2
10	VÝKLOPNÝ DRŽÁK	DP-01-010	5,942	16
11	ČEP S LOŽISKEM	DP-01-011	0,438	4
12	ŠABOTA	DP-01-101	8457,592	1
13	RÁM	DP-01-102	2104,759	1
14	KOLEJNICE	DP-01-103	58,765	1
15	LANOVÝ NAVIJÁK 300/600	DP-01-104	39,000	2
16	LANOVÝ NAVIJÁK 125/250	DP-01-105	11,000	12
17	DRŽÁK JEŘÁBU	DP-01-106	9,165	4
18	KLADKA	DP-01-107	2,503	2
19	PŘÍSAVKA NA JEŘÁB	DP-01-108	2,100	1
20	LANOVÝ SNÍMAČ	DP-01-109	1,100	1
21	MONTÁŽNÍ VÁLEC	DP-01-110	0,987	1
22	ROZPĚRNÝ KROUŽEK	DP-01-111	0,093	1
23	KONCOVÝ SPÍNAČ	DP-01-112	0,060	1

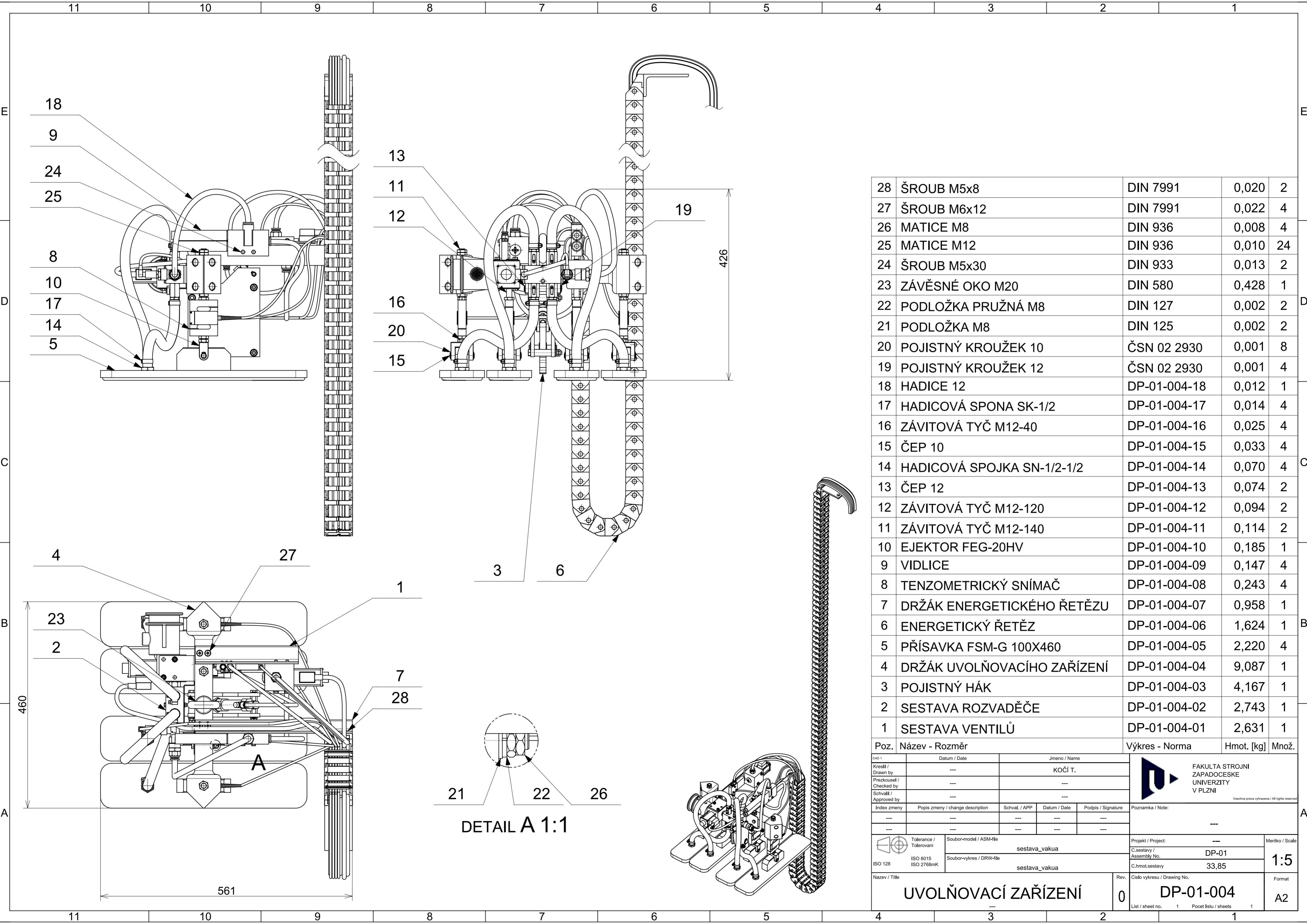
Fakulta Strojní
 Západočeská
 univerzita
 v Plzni

Projekt: Projekt
 Číslo projektu: DP-01
 Datum: 11.6.19.00
 1:15

PADOŠTROJ
 DP-01
 A0

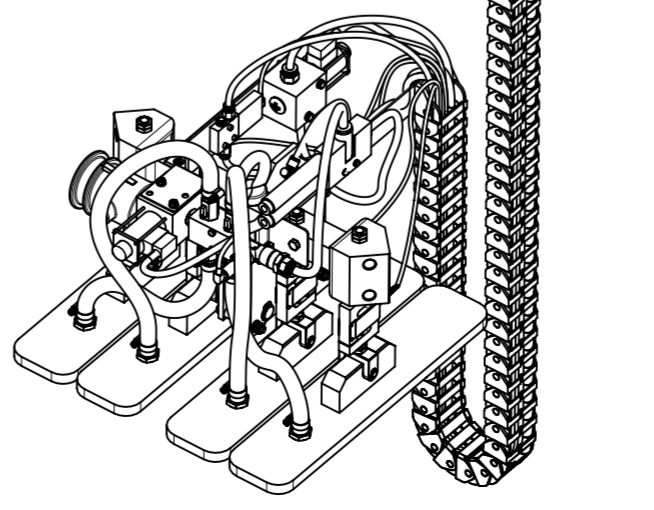
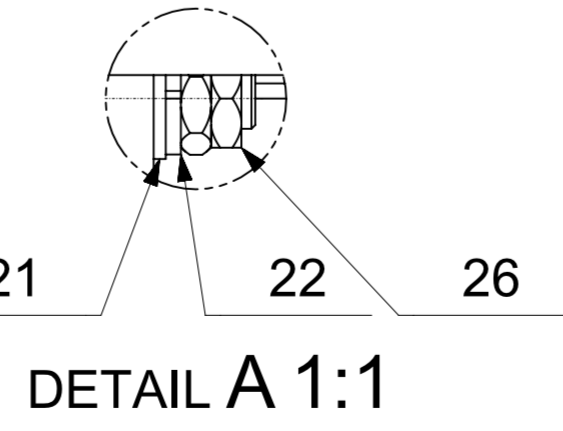
Příloha III

Výkres sestavy uvolňovacího zařízení



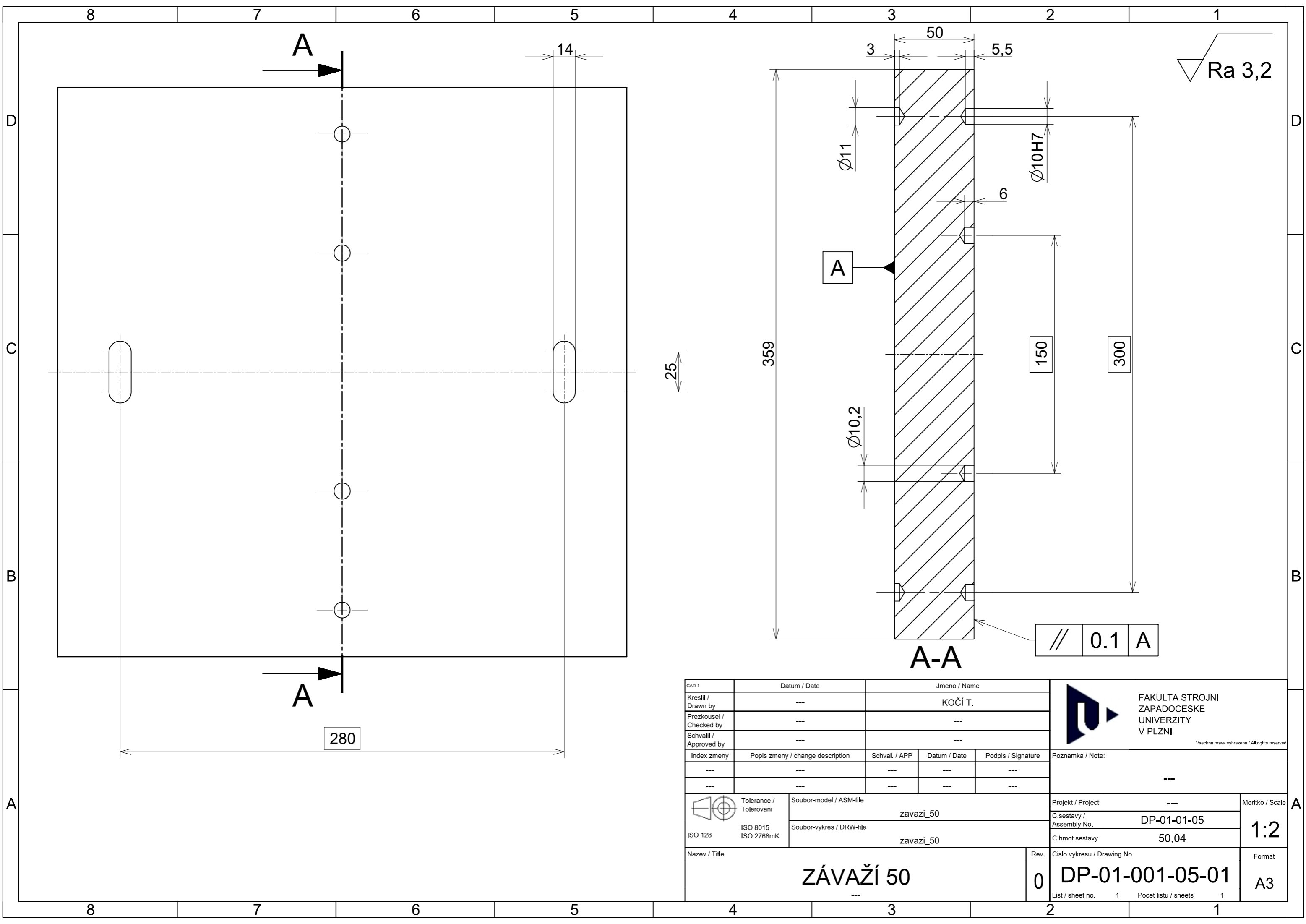
28	ŠROUB M5x8	DIN 7991	0,020	2
27	ŠROUB M6x12	DIN 7991	0,022	4
26	MATICE M8	DIN 936	0,008	4
25	MATICE M12	DIN 936	0,010	24
24	ŠROUB M5x30	DIN 933	0,013	2
23	ZÁVĚSNÉ OKO M20	DIN 580	0,428	1
22	PODLOŽKA PRUŽNÁ M8	DIN 127	0,002	2
21	PODLOŽKA M8	DIN 125	0,002	2
20	POJISTNÝ KROUŽEK 10	ČSN 02 2930	0,001	8
19	POJISTNÝ KROUŽEK 12	ČSN 02 2930	0,001	4
18	HADICE 12	DP-01-004-18	0,012	1
17	HADICOVÁ SPONA SK-1/2	DP-01-004-17	0,014	4
16	ZÁVITOVÁ TYČ M12-40	DP-01-004-16	0,025	4
15	ČEP 10	DP-01-004-15	0,033	4
14	HADICOVÁ SPOJKA SN-1/2-1/2	DP-01-004-14	0,070	4
13	ČEP 12	DP-01-004-13	0,074	2
12	ZÁVITOVÁ TYČ M12-120	DP-01-004-12	0,094	2
11	ZÁVITOVÁ TYČ M12-140	DP-01-004-11	0,114	2
10	EJEKTOR FEG-20HV	DP-01-004-10	0,185	1
9	VIDLICE	DP-01-004-09	0,147	4
8	TENZOMETRICKÝ SNÍMAČ	DP-01-004-08	0,243	4
7	DRŽÁK ENERGETICKÉHO ŘETĚZU	DP-01-004-07	0,958	1
6	ENERGETICKÝ ŘETĚZ	DP-01-004-06	1,624	1
5	PŘÍSAVKA FSM-G 100X460	DP-01-004-05	2,220	4
4	DRŽÁK UVOLŇOVACÍHO ZAŘÍZENÍ	DP-01-004-04	9,087	1
3	POJISTNÝ HÁK	DP-01-004-03	4,167	1
2	SESTAVA ROZVADĚČE	DP-01-004-02	2,743	1
1	SESTAVA VENTILŮ	DP-01-004-01	2,631	1



Poz.	Název - Rozměr	Výkres - Norma	Hmot. [kg]	Množ.
CAD 1		Datum / Date	Jmeno / Name	
Kreslil / Drawn by		---	KOČÍ T.	
Prezkoušel / Checked by		---	---	
Schválil / Approved by		---	---	
Index změny	Popis změny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature
---	---	---	---	---
Tolerance / Tolerování		Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:
ISO 8015		sestava_vakua		---
ISO 2768mK		Soubor-vykres / DRW-file		C.sestavy / Assembly No.
---		sestava_vakua		DP-01
---		---		C.hmot.sestavy
---		---		33,85
Název / Title		Rev.	Císlo vykresu / Drawing No.	Formát
UVOLŇOVACÍ ZAŘÍZENÍ		0	DP-01-004	1:5
---		1	---	A2
List / sheet no.		Pocet listu / sheets		1



Příloha IV

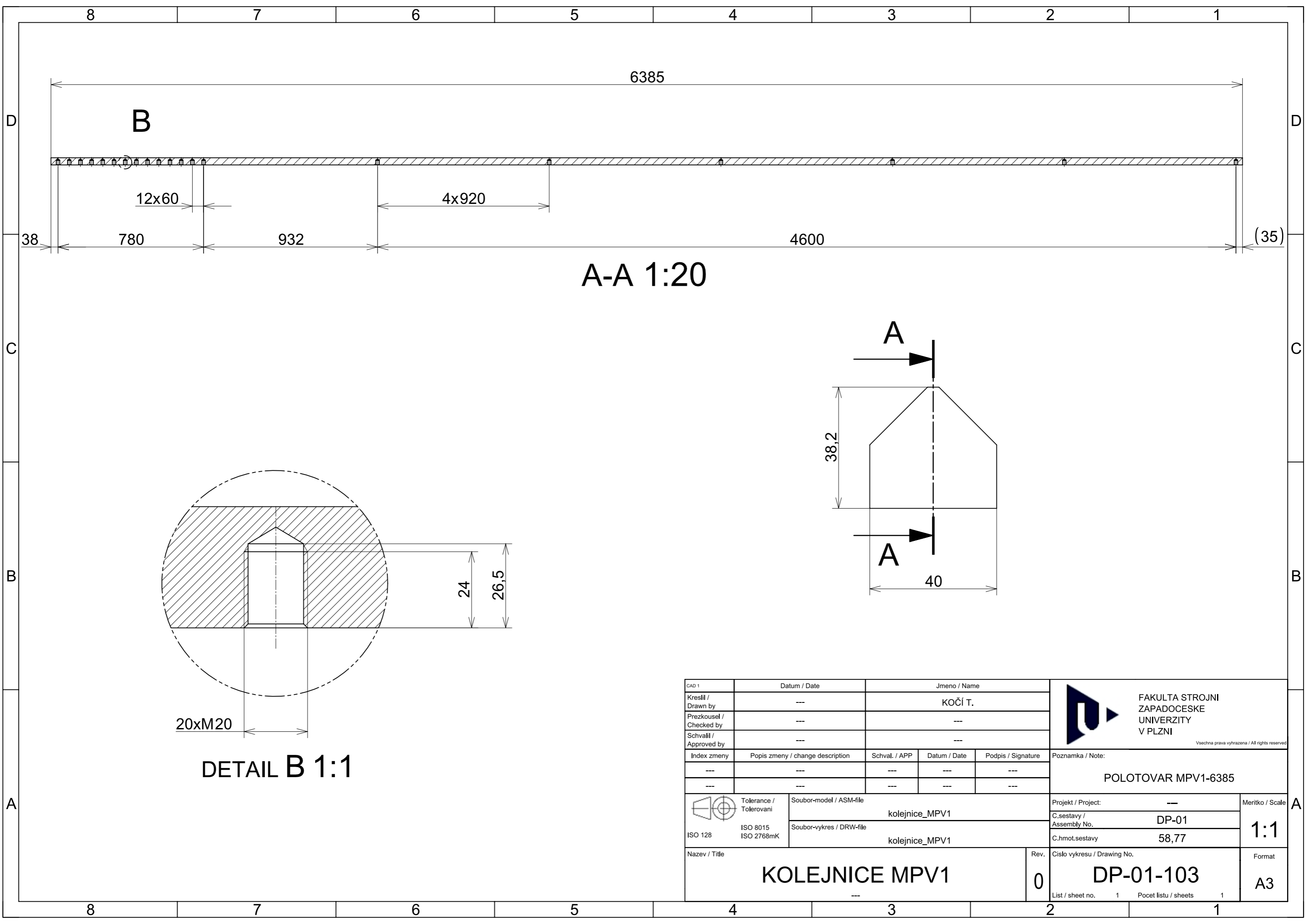
Výrobní výkres závaží 50 [kg]



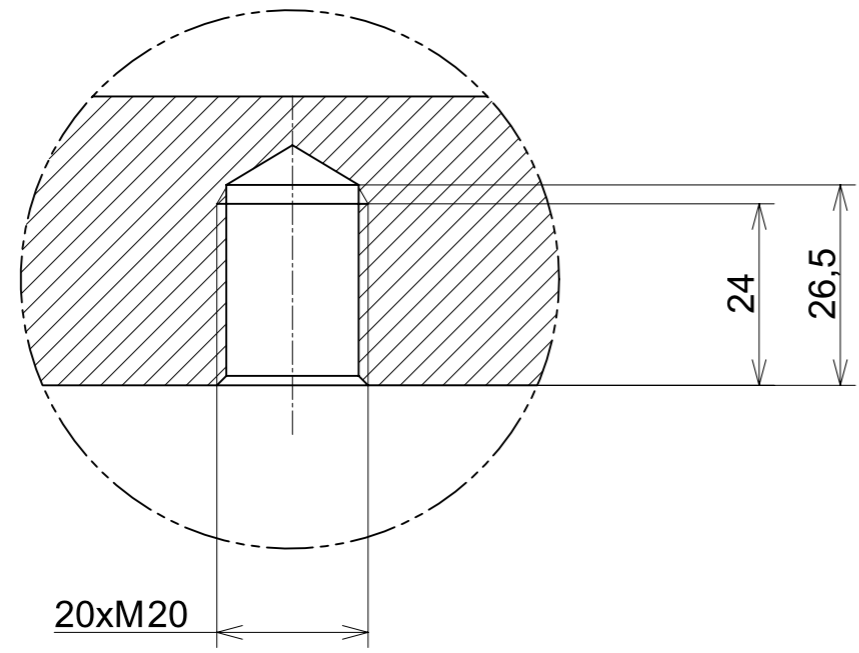
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name			 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>
Kreslil / Drawn by	---	KOČÍ T.			
Prezkoušel / Checked by	---	---			
Schválil / Approved by	---	---			
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:
---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:		Meritko / Scale 1:2
	zavazi_50		---		
	Soubor-vykres / DRW-file		C.sestavy / Assembly No.		
zavazi_50		DP-01-01-05		C.hmot.sestavy	
		50,04			
Nazev / Title ZÁVAŽÍ 50				Rev. 0	Cislo vykresu / Drawing No. DP-01-001-05-01
				List / sheet no. 1	Pocet listu / sheets 1
				Format A3	

Příloha V

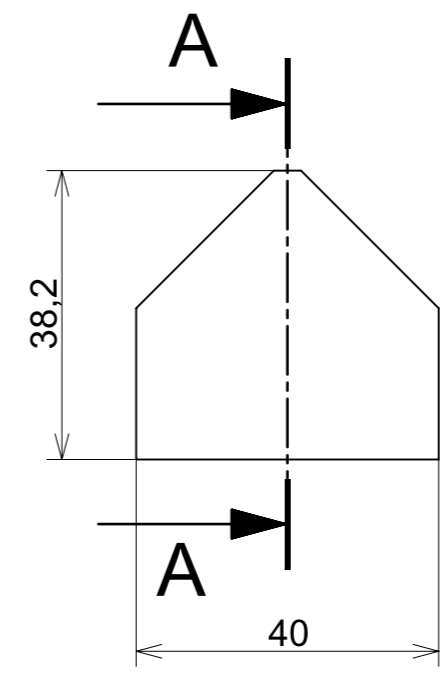
Výrobní výkres kolejnice MPV1





A-A 1:20



DETAIL B 1:1



CAD 1	Datum / Date		Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>	
Kreslil / Drawn by	---		KOČÍ T.			
Prezkoušel / Checked by	---		---			
Schválil / Approved by	---		---			
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:	
---	---	---	---	---	POLOTOVAR MPV1-6385	
---	---	---	---	---		
 Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		kolejnice_MPV1		Projekt / Project: ---	Meritko / Scale 1:1
	Soubor-vykres / DRW-file		kolejnice_MPV1		C.sestavy / Assembly No. DP-01	
Nazev / Title		KOLEJNICE MPV1			C.hmot.sestavy 58,77	Format A3
		Rev. 0	Cislo vykresu / Drawing No. DP-01-103			
		List / sheet no. 1	Pocet listu / sheets 1			