ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: **B0715A270013 – Strojní inženýrství**

Studijní specializace: **Konstruování strojů a technických zařízení**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Buchar pro laboratorní využití

Autor: Jan KOZÁK

Vedoucí práce: Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.

Akademický rok 2021/2022

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE
(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	**Jan KOZÁK**
Osobní číslo:	**S19B0346P**
Studijní program:	**B0715A270013 Strojní inženýrství**
Specializace:	**Konstruování strojů a technických zařízení**
Téma práce:	**Padací buchar pro laboratorní využití**
Zadávající katedra:	**Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:
Cílem práce je navržení malého padacího bucharu pro laboratorní nasazení. V práci bude navrženo vedení a zdvihání beranu a bezpečnostní kryty.

Základní technické údaje:
Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:
1. Rešerše na téma laboratorní padací buchar.
2. Návržení hmotnostních a rozměrových parametrů.
3. Návrh variatních řešení a výběr optimální varianty.
4. Vypracování konstrukčního řešení.

Konzultant: doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D. (KKS)

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

[1] RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. *Tvářecí stroje –Základy stavby a využití*. Praha: SNTL, 1985
[2] KAMELANDER, I. *Tvářecí stroje I*. Brno: VUT, 1989, ISBN 80-214-1037-10
[3] BOLEK, A. a kol. *Části strojů*. Praha: SNTL, 1990, ISBN 80-03-00426-8
Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2021**
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2022**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

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

V Plzni dne 16. října 2021

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne: ……. …….

podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval panu doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. za jeho ochotu, rady a předání cenných zkušeností během psaní této bakalářské práce. Dále děkuji své rodině a přátelům za to, že mně během studia neustále podporovali a stáli při mně.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	**Příjmení** Kozák	**Jméno** Jan
STUDIJNÍ PROGRAM	B0715A270013 Strojní inženýrství	
VEDOUCÍ PRÁCE	**Příjmení (včetně titulů)** Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	**Jméno** Jan
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST – KKS	

DRUH PRÁCE	~~**DIPLOMOVÁ**~~	**BAKALÁŘSKÁ**	**Nehodící se škrtněte**
NÁZEV PRÁCE	Buchar pro laboratorní využití		

FAKULTA	strojní		**KATEDRA**	KKS		**ROK ODEVZD.**	2022

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	60		**TEXTOVÁ ČÁST**	55		**GRAFICKÁ ČÁST**	5

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) **ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY**	Bakalářská práce se zaměřuje na návrh konstrukce padacího bucharu pro rázové zkoušky. Práce začíná rešerší na téma bucharů a jejich konstrukčních uzlů. Dále je v práci obsažen návrh a výběr variant několika částí beranu, který je následně kontrolován pomocí MKP výpočtů v systému NX Nastran pro různé zátěžné stavy. Poté následuje návrh zdvihání a pouštění beranu a na závěr i konstrukce rámu bucharu a jeho zakrytování.
KLÍČOVÁ SLOVA **ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE**	padací buchar, beran, MKP výpočty, rázové zkoušky, výpočet rychlosti, výpočet výšky pádu

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	**Surname** Kozák	**Name** Jan	
STUDY PROGRAMME	B0715A270013 Mechanical Engineering		
SUPERVISOR	**Surname (Inclusive of Degrees)** Doc. Ing. Hlaváč, CSc.	**Name** Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	~~**DIPLOMA**~~	**BACHELOR**	**Delete when not applicable**
TITLE OF THE WORK	Drop hammer for laboratory use		

FACULTY	Mechanical Engineering		**DEPARTMENT**	KKS	**SUBMITTED IN**	2022

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	60		**TEXT PART**	55	**GRAPHICAL PART**	5

BRIEF DESCRIPTION **TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS**	The bachelor thesis focuses on the design of a drop hammer for impact tests. The work begins with a search on the topic of impact hammers and their structural units. Furthermore, the work contains the design and selection of variants of several parts of the ram which is then checked using FEM calculations in the NX Nastran system for various load cases. This is followed by a design of lifting and lowering mechanism and finally the construction of the frame and its covering is designed.
KEY WORDS	impact hammer, ram, FEM calculations, impact tests, speed calculation, fall height calculation

Obsah

1 Úvod ... 1
2 Teoretická část ... 2
2.1 Historie bucharů ... 2
2.2 Základní rozdělení bucharů ... 3
2.3 Druhy pohonů bucharů ... 4
2.4 Požadavky na návrh (nejen) tvářecích strojů v průběhu věků ... 6
2.5 Teorie pádu beranu ... 6
2.6 Určení hmotností beranu pro různé požadované hodnoty energií a rychlostí ... 7
2.7 Určení výšek pro různé požadované hodnoty energií a rychlostí ... 7
2.8 Teorie rázu ... 8
3 Průzkum trhu ... 10
4 Praktická část ... 11
4.1 Základní parametry navrhovaného bucharu ... 11
4.2 Stanovení síly při dopadu beranu ... 11
4.3 Přehled možných provedení vedení beranu ... 13
4.4 Hodnocení možných způsobů provedení vedení ... 18
4.5 Výběr suboptimálního řešení vedení ... 21
4.6 Stanovení síly zatěžující vedení ... 21
4.7 Výběr kluzných ložisek ... 22
4.8 Návrh beranu ... 23
4.9 Varianty pojištění závaží v beranu ... 25
4.10 Hodnocení variant pojištění závaží v beranu ... 28
4.11 Varianty matic pro upnutí závaží ... 30
4.12 Hodnocení variant matic ... 32
4.13 Výběr suboptimální varianty matice ... 33
4.14 Řešení závaží beranu ... 34
4.15 Ověření konstrukce beranu pomocí MKP výpočtů ... 35
4.16 Řešení zdvihání beranu ... 47
4.17 Řešení spuštění beranu ze stacionární polohy ... 47
4.18 Řešení rámu konstrukce ... 48
4.19 Šabota ... 50
4.20 Krytování bucharu ... 50
4.21 Sestava bucharu ... 51

5 Závěr 53
6 Seznam použitých zdrojů 54

Seznam použitých symbolů a zkratek

Zkratka	Jednotky	Název
E_k	J	Kinetická energie
E_p	J	Potenciální energie
m_1	kg	Hmotnost beranu
m_2	kg	Hmotnost šaboty
v_1	m/s	Rychlost šaboty
v_2	m/s	Rychlost beranu
g	m/s^2	Gravitační zrychlení
h	m	Výška pádu beranu
k	-	Součinitel restituce
A_1	J	Energie před rázem
A_2	J	Energie po rázu
A_z	J	Ztrátová energie
$\theta_{rázu}$	%	Účinnost rázu
a	m	Vzdálenost mezi vedeními
e	m	Excentricita úderu
F_{beran}	N	Síla působící na beran
$F_{vedení}$	N	Síla působící na vedení
E	Pa	Youngův modul pružnosti
μ	-	Poissonova konstanta
ρ	kg/m^3	Hustota

1 Úvod

Ač je základní princip bucharu relativně jednoduchý a známý po mnoho století, stále se v dnešní době jedná o základní druh tvářecího stroje, který je hojně využíván jak v oblasti těžkého strojírenství pro kování velkých ocelových polotovarů, tak v oblasti zkušebnictví. Princip zůstává stejný, mění se ovšem konstrukce a požadavky, kladené na stroj. Má bakalářská práce se zaobírá právě typem bucharu pro oblast zkušebnictví.

Jak již bylo řečeno, elementární princip padacího bucharu je v podstatě neměnný po několik stovek let. Co ovšem neměnné není, jsou požadavky, kladené na stroj. V počátcích stačilo, že stroj vykazuje potřebnou funkčnost. Pouze tato vlastnost už v dnešní době rozhodně nestačí. Dnes už by měl stroj splňovat mnoho dalších atributů jako je dostatečná přesnost, minimalizace hmotnosti, snadná údržba a obsluha stroje, co možná nejnižší náklady nejen na pořízení materiálu a realizaci výroby, ale i v dalším životním cyklu stroje (tj. používání stroje) atd. Hlavním cílem mé bakalářské práce je navrhnout stroj, který co možná nejvíce bude splňovat zmíněné atributy.

Cílem bakalářské práce je zkonstruovat padací buchar pro rázové zkoušky. Práce bude obsahovat návrh možných variant řešení beranu, zhodnocení těchto variant a výběr suboptimální varianty řešení. Dále bude v práci zkontrolován navržený model beranu pomocí výpočtů MKP, a to pro celkem čtyři varianty zatížení. Následně budou navrženy možné úpravy beranu pro zvýšení jeho únosnosti a tuhosti. Poté bude vymodelován celý stroj s tím, že největší pozornost bude kladena na konstrukci beranu, vedení beranu, zdvihacího ústrojí, spouštěcího ústrojí a krytování stroje. Nakonec bude vytvořen výkres sestavy beranu se spouštěcím ústrojím a výrobní výkres domku kluzného vedení beranu.

2 Teoretická část

Buchar je tvářecí stroj, který využívá k tváření polotovarů rázu kovacího nástroje s tvářeným polotovarem. Nástroj je upevněn v takzvaném beranu, který se pohybuje přímočaře. Kovaný polotovar je poté ustaven na šabotě. Kování pomocí bucharu se vyznačuje skokovým nárůstem kovací síly, což je hlavní rozdíl oproti např. kovacím lisům, kde kovací síla roste postupně od nuly po své maximum.

2.1 Historie bucharů

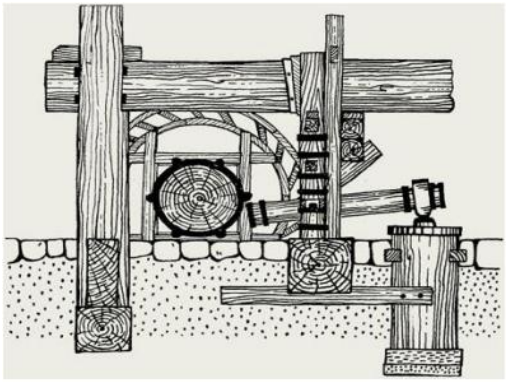
Počátky vývoje tvářecích strojů, pracujících na principu bucharu lze nalézt již v době bronzové, kdy se naši předci učili zpracovávat kovy. Tehdy byla samozřejmě hnací síla zajištěna člověkem, který kladivem tvářel rozžhavený polotovar, který byl pokládán na takzvanou kovadlinu. Byl to primitivní způsob tváření, který ovšem postavil základ pro následný vývoj prvních jednoduchých strojů, pracujících automaticky vlivem vnějších sil.

Počátky jakéhosi automatizovaného pohonu bucharů lze nalézt již v sedmém století našeho letopočtu, kdy se začala využívat vodní energie k pohonu vodních mlýnů. Ovšem trvalo dalších sedm století, kdy se začala tato vodní energie využívat k pohonu tzv. vodního hamru. Princip vodního hamru tkví v přeměně vodní energie na energii mechanickou. Dochází zde také k přeměně otáčivého pohybu mlýnu na pohyb posuvný kladiva. [1]

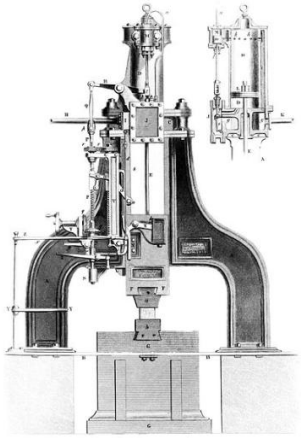
Dalším velkým krokem k dnešním moderním pohonům bucharů byl vynález a následné rozšíření parních strojů. Tento typ pohonu byl následně použit jako pohon pro Nasmythův parní buchar, který byl použit pro kování hřídele pro obří parník Great Britain. Součástí bucharu byl několika tunový beran, který se zvedal do výše pomocí páry a poté byl volně spuštěn na tvářený polotovar. [2], [3]

V 19. století se dále buchary vyvíjely a zdokonalovaly. V roce 1843 byl vyvinut Wilsonův parní buchar s řídícím ústrojím. O dalším 18 let později byl uveden do provozu velký parní buchar Fritz, který byl považován za technický div. Tento buchar pracoval na principu urychlování pádu beranu pomocí páry. [2], [3]

V současné době se buchary stále více automatizují. Nároky jsou už nejen na vyšší přesnost a efektivnost tváření, ale do návrhu bucharů se v současnosti stále více promítají i bezpečnostní nebo ekologické požadavky. [2]



obr. 1 Vodní hamr [3]



obr. 2 Nasmythův parní buchar [4]

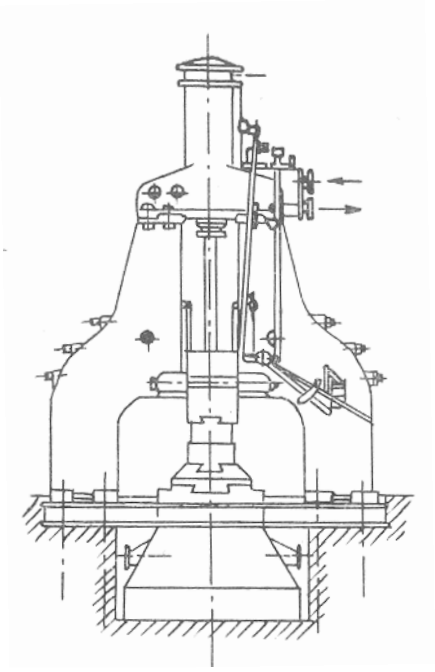
2.2 Základní rozdělení bucharů

Buchary lze zcela elementárně rozdělit na šabotové a bezšabotové (v literatuře se lze setkat i s označením protiúderové). V této bakalářské práci se budu zabývat návrhem bucharu šabotového.

2.2.1 Šabotové buchary

Prvním druhem jsou jednočinné šabotové buchary. Lze se setkat i s označením padací buchary. Beran se u tohoto typu bucharů pohybuje směrem k šabotě volným pádem, kdy jediná síla, která beran urychluje, je síla gravitační. Beran se tedy v tíhovém poli Země pohybuje se zrychlením, které odpovídá gravitační konstantě ($g = 9{,}81\ m/s^2$).

Druhým typem šabotových bucharů jsou dvojčinné šabotové buchary. Beran u tohoto typu bucharů není urychlován pouze volným pádem, ale na beran působí i přídavná síla, která dodává beranu přídavnou energii, se kterou beran dopadá na tvářený materiál. Tuto sílu lze vyvodit např. za pomocí pružiny, nebo některého pracovního média jako je hydraulická kapalina, vzduch nebo pára. [1]

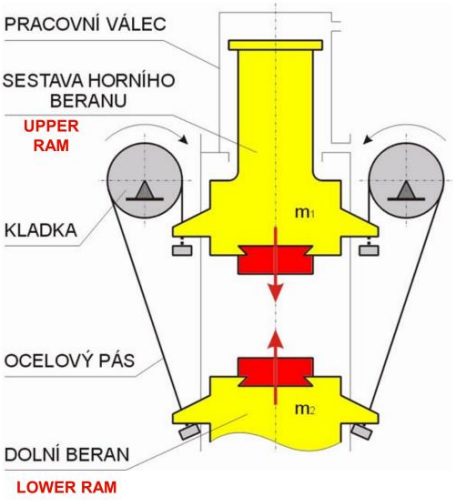


obr. 3 Šabotový buchar [5]

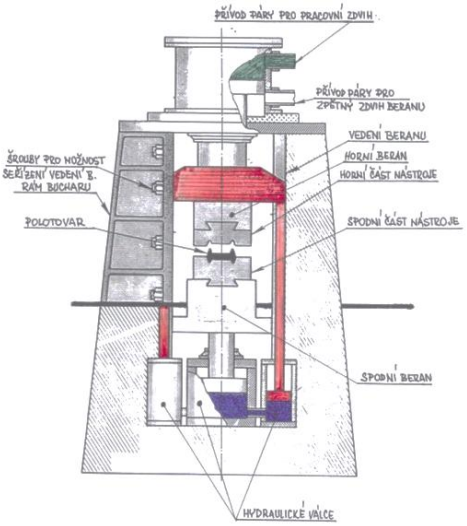
2.2.2 Bezšabotové buchary

Hlavní viditelný a podstatný rozdíl oproti šabotovým bucharům je skutečnost, že tyto stroje nemají šabotu. Jedná se tedy v podstatě o dva berany, které se pohybují proti sobě. Lze se setkat s typy bucharů, kde je pohon zajištěn pro oba berany zvlášť, a dále s buchary kde je pohyb jednoho beranu závislý na pohybu druhého beranu (pohyb beranů je svázán pomocí vazby mezi berany). Vazba tedy v podstatě nahrazuje pohon jednoho z beranů. Tato vazba může být mechanická pomocí ocelového pásu, který se vine přes kladky a spojuje oba berany (viz obr. 4), pomocí pákového převodu nebo lze využít pracovní médium jako je hydraulika (viz obr. 5). [5]

V praxi se lze setkat i s bezšabotovými buchary vertikálními a horizontálními.



obr. 4 Mechanická vazba beranů [3]



obr. 5 Hydraulická vazba beranů [3]

2.3 Druhy pohonů bucharů

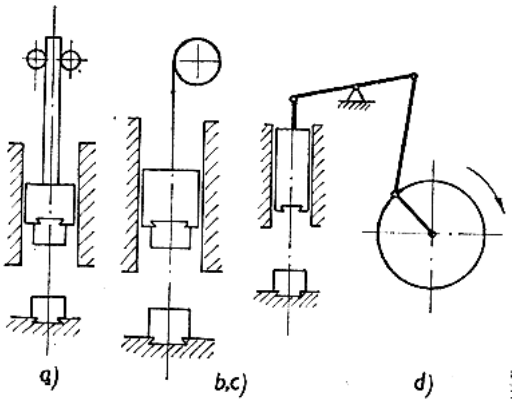
2.3.1 Pohon mechanický

Prvním druhem pohonu je pohon mechanický. Nejčastější jsou pohony pomocí desky, řemene, řetězu nebo pružiny.

U mechanického pohonu s deskou, řemenem a řetězem slouží tyto elementy pro zvedání beranu do horní úvratě. Pohyb beranu směrem dolů se děje pomocí volného pádu beranu, když je tento element uvolněn.

U deskových bucharů je beran zvedán nejčastěji pomocí dřevěné desky. Tato deska je upevněna na beranu. Poháněné kladky poté z obou stran sevřou desku a pomocí převodu pohybu rotace – posuv je beran zvedán do výše. Nevýhodou je značné opotřebení válců a desky, které se navzájem dotýkají. [5], [6]

U mechanického pohonu s listovou pružinou je pružina používána jak pro zvedání beranu, tak pro urychlování jeho dopadové rychlosti [5]



obr. 6 Kinematické schéma pohonu s deskou (a), řemenem nebo řetězem (b) a pružinou (c) [5]

2.3.2 Hydraulický pohon

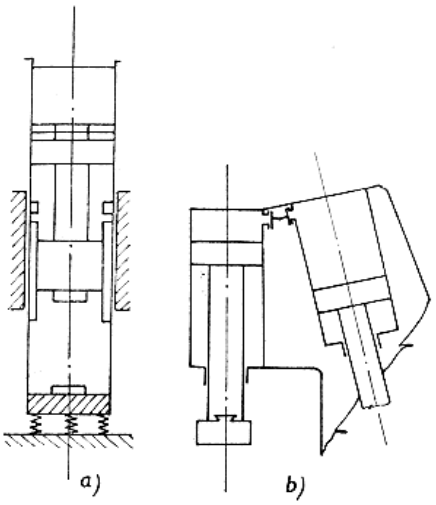
U hydraulického pohonu je nositelem energie kapalina, kterou bývá minerální nebo syntetický olej, emulze nebo voda. Kapalina pod tlakem působí na pracovní píst a tlaková energie kapaliny se přeměňuje na kinetickou energii beranu. Velkou výhodou tohoto pohonu je jeho účinnost. Tyto buchary dosahují účinnosti kolem 75%. [5], [6]

2.3.3 Plynový pohon

Nositelem energie v těchto bucharech je plyn. Často se používá dusík, který je stlačen pod vysokým tlakem ve válci ve stojanu bucharu, který je umístěný nad pracovním prostorem. Po dobu pohybu beranu expanduje plyn a tato energie se přeměňuje na energii kinetickou. Do této skupiny jsou řazeny i pohony, které pracují na principu spalovacího motoru. [5]

2.3.4 Pneumatický pohon

Lze se setkat se dvěma principy tohoto pohonu. Buďto tlak vzduchu působí na jednu stranu pístu nebo na obě strany. Beran je tedy poháněn natlakovaným vzduchem. Součástí bucharu je tedy i kompresor, který dodává natlakovaný vzduch, odebraný z atmosféry. Intenzitu rázu lze regulovat množstvím vzduchu ve válci kompresoru. Vzhledem k rychlostem beranu se musí konstrukčně vyřešit tlumení beranu v horní úvrati. Obvykle je tento problém vyřešen zvětšením délky válce bucharu, v němž se pohybuje beran tak, že dojde k překrytí přepouštěcího kanálu beranem a vzduch ve válci bucharu se začne komprimovat a beran tak postupně zpomaluje svoji rychlost. Popřípadě lze do válce vestavět tlumiče pohybu. [5]



obr. 7 Kinematické schéma pneumatického pohonu [5]

2.3.5 Parovzdušný pohon

V tomto případě jsou nositeli energie pára a stlačený vzduch. Do válce se přivádí pára z parních kotlů a vzduch z kompresorových stanic. Tyto pohony mohou být jednočinné (pára a vzduch slouží pouze ke zdvihu beranu, který poté padá volným pádem na kovaný předmět) nebo dvojčinné (pára a vzduch slouží jak pro zdvih beranu, tak i pro jeho urychlování při pádu). [5]

2.3.6 Elektromagnetický pohon

Jedná se o relativně ojedinělý případ pohonu bucharu. Pohyb beranu vzhůru se děje pomocí elektromagnetické síly. Při zdvihání beranu vzhůru se stlačuje pružina. Takto naakumulovaná energie urychluje beran při pádu z horní úvratě. [5]

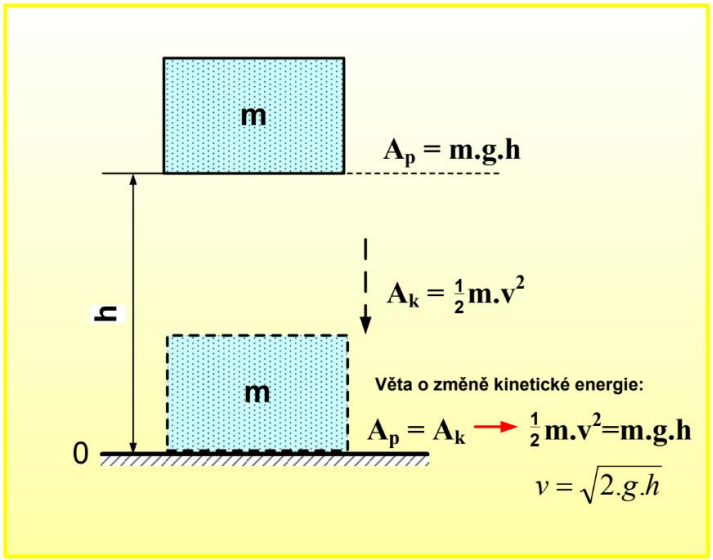
2.4 Požadavky na návrh (nejen) tvářecích strojů v průběhu věků

Tak, jak šel čas, se také měnily nároky na stroje. Toto tvrzení platí obecně pro všechny typy strojů a mechanismů. Na počátku bylo pro člověka důležité v podstatě pouze konstrukční řešení, čili jestli daný stroj vykazuje potřebnou funkčnost. Poté návrháři začali přemýšlet i nad vhodnějšími a efektivnějšími typy pohonů. V minulém století už se v oblasti strojírenství začaly hlásit o slovo i různé řídící systémy, čímž se ještě více eliminovala hrozba lidského pochybení a výrazně toto přispělo ke zvýšení přesnosti výroby. V posledních desetiletích se výrazně začaly brát v potaz výrazy jako ergonomie, bezpečnost práce a design. A konečně v současnosti se, vlivem zhoršující se uhlíkové stopy, výrobci musí zaměřovat a splňovat i nejrůznější ekologické předpisy a omezení pro zlepšení stále se zhoršující ekologické situace na planetě. [3]

2.5 Teorie pádu beranu

Beran se po odjištění ze stacionární polohy bude pohybovat volným pádem směrem k šabotě (tedy směrem k tvářenému polotovaru). Beran se tedy bude pohybovat přímočarým rovnoměrně zrychleným pohybem se stálým zrychlením, které se po celou dobu pohybu beranu bude rovnat tíhovému zrychlení (v práci je uvažována velikost konstanty zrychlení $g = 9{,}81\ \mathrm{m}/s^2$).

Při pádu beranu se postupně potenciální energie beranu mění na energii kinetickou. Ve výchozí poloze je kinetická energie nulová a postupně se dostává na své maximum v okamžiku rázu, kdežto energie potenciální má své maximum ve stacionární výchozí poloze a postupně se její hodnota snižuje na své minimum. Dále platí, že se součet těchto dvou druhů energií rovná energii mechanické.



obr. 8 Energetická rozvaha padacího bucharu [3]

2.6 Určení hmotností beranu pro různé požadované hodnoty energií a rychlostí

Buchar bude pracovat pro určité rozmezí dopadových energií a rychlostí. Tím pádem, jelikož dopadová energie i rychlost jsou obě závislé na hmotnosti beranu, bude hmotnost beranu přestavitelná. Jinými slovy bude možno na beran klást a odebírat různě těžká závaží, tak, aby se velikost energie a rychlost při dopadu beranu na šabotu mohla korigovat.

Pro určení požadované hmotnosti beranu pro dosažení potřebných dopadových energií a rychlostí lze využít vztahu pro kinetickou energii tělesa, které koná přímočarý rovnoměrně zrychlený pohyb. Při pádu se potenciální energie padajícího beranu přeměňuje na energii kinetickou, čili při rázu beranu a šaboty se bude rázová energie rovnat právě energii kinetické. Platí tedy následující vztahy

$$E_k = \frac{1}{2} * m_1 * {v_1}^2$$

$$m_1 = \frac{2 * E_k}{{v_1}^2}$$

2.7 Určení výšek pro různé požadované hodnoty energií a rychlostí

Pro určení závislosti výšky, ze které bude padat beran, lze využít známé věty o změně kinetické energie, která říká, že se rozdíl kinetických energií na konci a na začátku rovná práci vnějších sil

$$Ek^{II} - E_k^I = W$$

$$\frac{1}{2} * m_1 * {v_1}^2 - 0 = \int \mathrm{F}\ \mathrm{dy}$$

$$\frac{1}{2} * m_1 * {v_1}^2 = \int_0^h m_1 * g\ dy$$

$$\frac{1}{2} * m_1 * {v_1}^2 = m_1 * g * h$$

Z předešlého vztahu lze vidět, že v době rázu platí

$$E_p = E_k$$

Závislost výšky na rychlosti beranu poté bude

$$h = \frac{{v_1}^2}{2 * g}$$

Ke stejnému vztahu se lze dopracovat i ze sepsání zlaté rovnice kinematiky

$$a = \frac{d({v_1}^2)}{2dy}$$

$$2 * a\ dy = d({v_1}^2)$$

Nyní lze předchozí rovnici integrovat a obecné zrychlení a nahradit gravitačním zrychlením g:

$$\int_0^h 2 * g\ dy = \int_0^{{v_1}^2} d({v_1}^2)$$

$$2 * g * h = {v_1}^2$$

$$h = \frac{{v_1}^2}{2 * g}$$

Z předchozího vztahu lze konstatovat, že se předchozí dva vztahy pro závislost výšky pádu na rychlosti beranu rovnají.

2.8 Teorie rázu

[7], [3]

Při výpočtu energie úderu se vychází právě z rázu dvou těles

$$A_1 = \frac{1}{2} * \frac{m_1 * m_2}{m_1 + m_2} * (v_1 - v_2)^2$$

Kde v_1 je rychlost beranu, m_1 jeho hmotnost, v_2 rychlost protikusu (šaboty) a m_2 její hmotnost.

U nepružných těles se získá práce jako

$$A_2 = k * A_1,$$

kde k je součinitel restituce, který obecně nabývá hodnot 0 – 1.

Pro práci ztracenou během procesu kování platí, že je rovna rozdílu energií těles před rázem A_1 a po rázu A_2.

$$A_z = A_1 - A_2 = \frac{1}{2} * (1 - k^2) * \frac{m_1 * m_2}{m_{1+}m_2} * (v_1 - v_2)^2$$

Tato ztrátová práce je prací, která je využita na deformaci tvářeného materiálu. Lze se tedy setkat i s pojmenováním *deformační práce*.

Jelikož se jedná o šabotové kování, rychlost protikusu (šaboty) $v_2 = 0$

$$A_z = (1 - k^2) * \frac{m_1 * m_2}{m_{1+}m_2} * \frac{{v_1}^2}{2}$$

2.8.1 Krajní hodnoty součinitele restituce

Součinitel restituce nabývá hodnoty $k = 1$ při dokonale pružném rázu, kdy nedochází ke ztrátě energie ($A_1 - A_2 = 0$). Jinými slovy jsou trvalé deformace těles při rázu nulové.

Naproti tomu při $k = 0$ se jedná o dokonale plastický ráz, kdy se po rázu obecně tělesa společně pohybují ($v_1 = v_2$). [8], [9]

Jelikož šabota bude po pádu bránit beranu v pohybu, lze pro další výpočty uvažovat dokonale plastický ráz.

2.8.2 Účinnost rázu

[3]

Účinnost rázu označuje poměr práce využité pro tváření (práce A_z) k energii beranu před úderem

$$\theta_{rázu} = \frac{A_z}{A_c}$$

Celkovou práci, která byla během procesu tváření k dispozici lze zapsat jako

$$A_c = \frac{1}{2} * m_1 * v_1^2$$

Dále je uvažován dokonale plastický ráz, kdy součinitel restituce $k = 0$. Ze znalostí vztahů z dosavadního postupu pro ztrátovou práci a práci celkovou plyne

$$\theta_{rázu} = \frac{(1 - k^2) * \frac{m_1 * m_2}{m_{1+}m_2} * \frac{{v_1}^2}{2}}{\frac{1}{2} * m_1 * v_1^2}$$

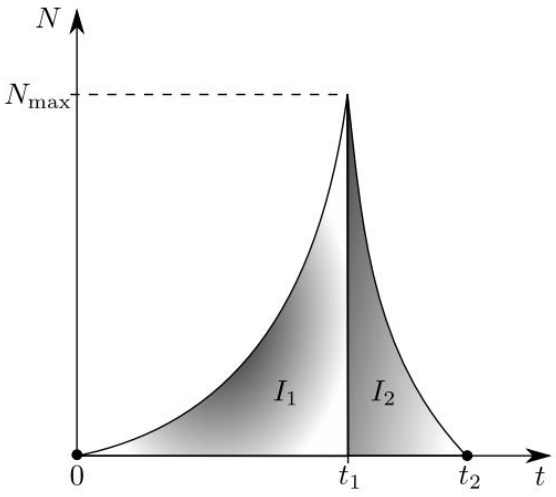
$$\theta_{rázu} = \frac{a}{a + 1}$$

Kde součinitel $a = \frac{m2}{m1}$.

Šabota musí mít oproti beranu značnou hmotnost. Je to kvůli tzv. šabotovým ztrátám. Beran způsobí nárazem na šabotu její pohyb, který poté způsobuje značné chvění okolních částí stroje. Šabotová ztráta se tedy vyjadřuje jako podíl z celkové rázové práce, kterou by beran vykonal při pádu na dokonale nepoddajnou a tuhou šabotu.

2.8.3 Časový průběh rázu

Časový průběh rázu lze rozdělit do dvou fází. První fáze začíná tím, že se obě tělesa dotknou, čímž v dotykových plochách vznikají rázové síly, což vyvolá deformaci obou povrchů. V čase $t = t_1$ (viz obr. 9) dochází k maximální deformaci obou těles. Poté nastává druhá fáze rázu $(t_1 - t_2)$, tzv. fáze restituce. Tato fáze je charakteristická tím, že na začátku (tedy v čase t_1) se normálové složky rychlostí obou těles vyrovnají a poté na sebe tělesa působí silami, které jsou vyvolány snahou materiálů zaujmout svůj původní tvar. Celý průběh rázu končí v čase t_2. [8]



obr. 9 Časový průběh rázu [8]

3 Průzkum trhu

Pro prezentaci současně vyráběných a používaných strojů byly vybrány tři buchary od firem LaborTech, Imatek a ZwickRoell. V Tab. 1 jsou porovnány důležité parametry těchto strojů. Pro získání hodnot těchto parametrů byly použity zdroje [10], [11] a [12].

Tab. 1 Přehled současně vyráběných strojů

Název firmy: LaborTech	Název firmy: Imatek	Název firmy: ZwickRoell
Název stroje: LaborTech DPFest 200	Název stroje: Imatek IM10R-10	Název stroje: HIT1100F
obr. 10 LaborTech DPFest 200 [10]	**obr. 11 Imatek IM10R-10 [11]**	**obr. 12 HIT1100F [12]**
Nárazová rychlost: 1-4,34 m/s	Nárazová rychlost: 1-4,43 m/s	Nárazová rychlost: 1-1,54 m/s
Rozsah výšky pádu: 50-1000 mm	Rozsah výšky pádu: 50-1000 mm	Rozsah výšky pádu: 50-1500 mm
Hmotnost: 630 kg	Hmotnost: 1200 kg	Hmotnost: 1600 kg
Rozsah použitého závaží: 0,5-30 kg	Rozsah použitého závaží: 2-100 kg	Rozsah použitého závaží: 10,1-30,1 kg
Rozměry stroje v*š*h: 2850*800*980 mm	Rozměry stroje v*š*h: 3400*1060*720	Rozměry stroje v*š*h: 3870*1400*920

4 Praktická část

4.1 Základní parametry navrhovaného bucharu

- Rázová energie 30 – 20 000 J
- Dopadová rychlost 1 – 10 m/s
- Hmotnost beranu bude dopočtena jako stavitelná
- Rozměry pracovního stolu 400 x 400 mm

4.1.1 Stanovení parametrů procesu

Pro stanovení parametrů procesu lze využít vztahy, odvozené v kapitole 2.6 resp. 2.7. Z těchto vztahů jsou nejdůležitější konečná závislost hmotnosti na rychlosti a kinetické energii beranu, tedy

$$m_1 = \frac{2 * E_k}{{v_1}^2}$$

a konečný vztah pro výšku pádu beranu

$$h = \frac{{v_1}^2}{2 * g}$$

Z těchto vztahů a zadaných požadovaných hodnot vychází Tab. 2.

Tab. 2: Závislost rázové energie beranu na hmotnosti beranu, výšce jeho pádu a rychlosti dopadu

				Hmotnost beranu [kg]							
				55	100	150	200	250	300	350	400
Výška pádu [m]	0,05	Rychlost dopadu [m/s]	1,0	27	49	74	98	123	147	172	196
	0,06		1,1	34	61	92	123	153	184	215	245
	0,09		1,3	48	87	130	173	217	260	303	347
	0,13		1,6	67	123	184	245	307	368	429	491
	0,18		1,9	95	173	260	347	434	520	607	694
	0,25		2,2	135	245	368	491	613	736	858	981
	0,35		2,6	191	347	520	694	867	1 041	1 214	1 387
	0,50		3,1	270	491	736	981	1 226	1 472	1 717	1 962
	0,71		3,7	382	694	1 041	1 387	1 734	2 081	2 428	2 775
	1,00		4,4	540	981	1 472	1 962	2 453	2 943	3 434	3 924
	1,41		5,3	763	1 387	2 081	2 775	3 468	4 162	4 856	5 549
	2,00		6,3	1 079	1 962	2 943	3 924	4 905	5 886	6 867	7 848
	2,83		7,4	1 526	2 775	4 162	5 549	6 937	8 324	9 711	11 099
	4,00		8,9	2 158	3 924	5 886	7 848	9 810	11 772	13 734	15 696
	5,10		10,0	2 752	5 003	7 505	10 006	12 508	15 009	17 511	20 012

4.2 Stanovení síly při dopadu beranu

Pro stanovení dopadové síly, která bude zatěžovat beran, byl využit volně dostupný zdroj [13], který se zabýval vlastnostmi hliníkových laminátů vyztužených čedičovými vlákny při zkoušce na padostroji.

4.2.1 Podmínky experimentu

Pro stanovení síly při dopadu beranu na materiál byl využit experiment, který byl proveden na materiálu 10-FML 4/3-10/1. Základní složkou tohoto materiálu je hliníková slitina 2A12-T4, která je vyztužená polymerem s čedičovými vlákny (epoxidovou pryskyřicí), dále označovaný zkratkou BFRP.

Tab. 3: Mechanické vlastnosti materiálu 10-FML 4/3-10/1

Materiál	Modul pružnosti v tahu [GPa]	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]
10-FML 4/3-10/1	70,1	325	470

Tab. 4: Mechanické vlastnosti materiálu BFRP

Materiál	Modul pružnosti v tahu [GPa]	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]
BFRP	15	68	290

Experiment byl proveden na padostroji INSTON 9520HV, jehož beran nebyl během pádu nijak urychlován, tj. padal volným pádem. Pro experiment byl použit nástroj s půlkulovou hlavou o poloměru 10 mm a vzorek měl průměr 70 mm.

4.2.2 Výsledky experimentu

Celková energie, spotřebovaná na deformaci materiálu, měla hodnotu 125,6 J. Tato energie se z větší části spotřebovala na deformaci materiálu BFRP, a to v poměru přibližně 75%:25%. Největší síla, zatěžující beran, měla hodnotu 15,58 kN, zatímco maximální deformace materiálu před jeho přetržením měla hodnotu 6,79 mm při dopadové rychlosti 2,682 m/s.

Tab. 5: Shrnutí výsledku experimentu

Celková energie [J]	Maximální síla [kN]	Deformace materiálu [mm]	Dopadová rychlost [m/s]
125,6	15,58	6,79	2,682

4.2.3 Stanovení síly pro navrhovaný buchar

Jak už bylo zmíněno v úvodu této čtvrté kapitoly, pro zjištění síly, která bude zatěžovat navrhovaný buchar, je vycházeno z experimentu, popsaného v předešlých podkapitolách. Je předpokládaná lineární závislost mezi energií, spotřebovanou v již zmíněném experimentu a energií navrhovaného bucharu (20 000 J). To znamená, že je předpokládaná lineární závislost mezi zatěžující silou a deformací materiálu. Obsah plochy pod touto přímkou se poté rovná celkové energii, spotřebované na deformaci materiálu.

Nejdříve je třeba zjistit závislost deformace materiálu na síle (hodnoty z tab. 5 jsou zde převedeny na jednotky soustavy SI)

$$x = \frac{0{,}00679}{15580} * F$$

Energii vykonanou pomocí síly, která působí na obecné dráze lze napsat jako

$$E = \frac{1}{2} * F * x$$

Zde už lze dosadit výše napsanou závislost deformace na síle

$$E = \frac{1}{2} * F * \frac{0{,}00679}{15580} * F = \frac{1}{2} * \frac{0{,}00679}{15580} * F^2$$

$$F = \sqrt{E * 2 * \frac{15580}{0{,}00679}}$$

$$F = \sqrt{200 * 2 * \frac{15580}{0{,}00679}} = 30\,295{,}6\ \text{N}$$

4.2.4 Shrnutí postupu stanovení síly

Výsledná síla, zatěžující beran navrhovaného bucharu tedy vyšla 30 295,6 N. Nutno ovšem zdůraznit, že byla předpokládaná lineární závislost zatěžující síly a deformace materiálu. Tato úvaha je pouze zjednodušení skutečné závislosti, která není lineární. Jedná se tedy o jakýsi hrubý odhad skutečné zatěžující síly. Z tohoto důvodu bude nutné dále počítat se zvýšenou bezpečností, která zajistí pokrytí nepřesnosti, způsobené zjednodušením závislosti síla-deformace.

4.3 Přehled možných provedení vedení beranu

Beran bude muset být veden pomocí některého typu vedení. Vedení slouží pro přesný pohyb beranu jak směrem k tvářenému materiálu, tak i směrem k horní poloze. Vedení by mělo být dostatečně přesné, mělo by unést zatěžující sílu a nemělo by být příliš drahé.

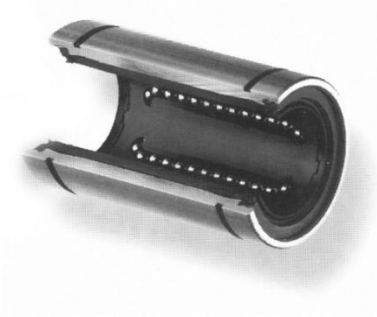
4.3.1 Vedení valivé

Velkou výhodou valivého vedení oproti kluznému vedení je menší tření, z čehož vyplývají menší odpory proti pohybu beranu a menší ztráty energie dopadu. Mezi nevýhody patří obecně menší únosnost a větší hlučnost při pohybu.

4.3.2 Pouzdra s kuličkovými elementy

První možností jak zajistit vedení beranu je pomocí kuličkových pouzder. Tato pouzdra se vyrábí ve dvou provedeních, a to sice jako uzavřená a otevřená. Otevřené pouzdro lze využít pro delší tyče, které budou podepřeny po své délce. V důsledku toho má vodící tyč vyšší tuhost a stabilitu a celý stroj tedy pracuje s vyšší přesností. Tato vedení ovšem pracují s nižší únosností a nejsou příliš vhodná pro rázová zatížení. Uzavřené pouzdro lze využít hlavně pro krátké vzdálenosti, jinak se snižuje tuhost celé konstrukce. V porovnání s otevřenými pouzdry mají uzavřená pouzdra vyšší únosnost.

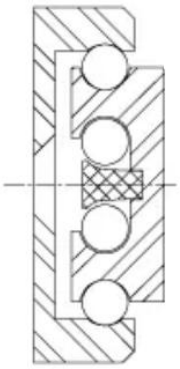
obr. 13 Kuličkové pouzdro uzavřené [14]



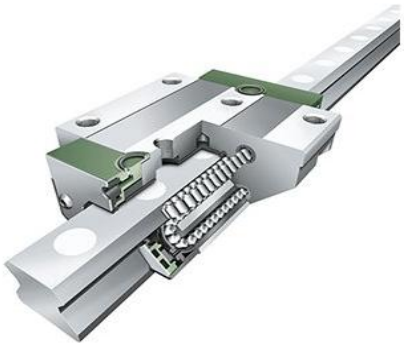
obr. 14 Kuličkové pouzdro otevřené [15]

4.3.3 Vozík s oběhovými kuličkami

Další možné řešení vedení beranu je využití tzv. linearsetu. Princip je obdobný jako u kuličkových pouzder. Těleso s valivými elementy jezdí po svislých lištách. Jako valivé elementy se mohou použít kuličky nebo válečky. Právě provedení s válečky má velmi vysokou pevnost a tuhost uložení. Výhodou provedení s kuličkami je příznivější cena. Nevýhodou poté nižší tuhost a možnost přenášet nižší zatížení než u válečkového provedení. Tuhost vedení lze zvýšit použitím většího počtu valivých drah nebo většího počtu vozíků (těles pro valivé elementy). Tuhost celé konstrukce lze opět zvýšit použitím otevřených linearsetů.



obr. 15 Lineární vedení s kuličkami [16]



obr. 16 Lineární vedení s válečky [17]

4.3.4 Vedení pomocí rolen a kolejnic

Další možnost je realizovat vedení beranu pomocí rolen. Nejjednodušší princip představuje rolna, která má profil obdélníku. Tento princip ovšem vyžaduje více rolen pro odebrání požadovaného počtu stupňů volnosti (zde je uvažováno, že beran bude mít jeden stupeň volnosti a to pohyb lineární). Při použití rolen s obdélníkovým profilem je nutné implementovat rolny ve dvou navzájem kolmých směrech pro odebrání pěti stupňů volnosti.

Komplikovanějším profilem rolny (viz obr. 18) se dosáhne odebrání více stupňů volnosti, ale výroba takovéto rolny je obtížnější a dražší.

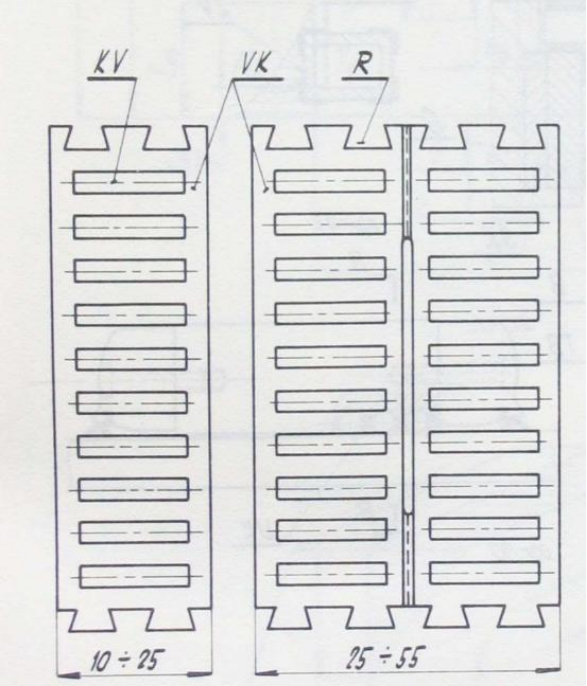
Výhodou použití rolen je nenáročnost na přesnost výroby rámu při použití excentrických rolen, pomocí kterých lze vymezit vůli mezi rolnou a kolejnicí. Zvýšit únosnost lze při použití kuželíkových ložisek místo ložisek kuličkových.

obr. 17 Rolna s profilem obdélníku [18]

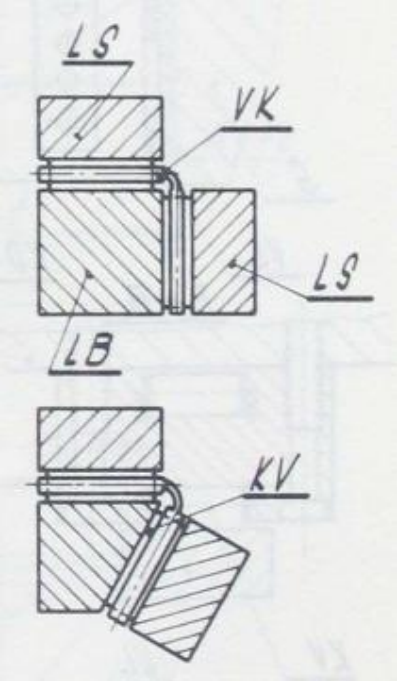
obr. 18 Rolna s profilem do V [19]

4.3.5 Válečkové nebo jehlové lišty

Princip válečkových a jehlových lišt je v uložení těchto valivých elementů do klece, která se montuje na rám stroje. Tento typ vedení je vhodné pro absorbování klopného momentu. Vedení patří k nejúnosnějším typům valivého vedení zde zmíněných.



obr. 19 Válečková lišta [7]



obr. 20 Uspořádání vodících ploch [7]

4.3.6 Vedení kluzné

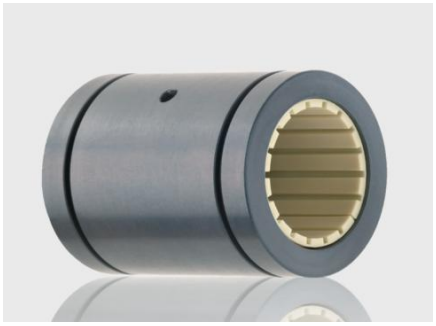
Obecně lze u kluzného vedení předpokládat vyšší únosnost, vyšší vhodnost pro rázová zatížení a menší hlučnost než u vedení valivých. Zároveň lze předpokládat snazší výrobu. Naopak při použití tohoto vedení vznikají větší ztráty vlivem většího tření.

4.3.7 Kluzná pouzdra

Z kluzných vedení se nabízí použít dutých pouzder, vyrobených z polymeru, bronzu a jiných materiálů, které vykazují nízký součinitel smykového tření. Místo uzavřené konstrukce lze využít (podobně jako u kuličkového vedení) i konstrukce otevřené. Princip je takový, že kluzné pouzdro je nalisováno do beranu a plochy, které jsou v kontaktu s vodícími sloupy, mají vůči sloupům uložení s vůlí.

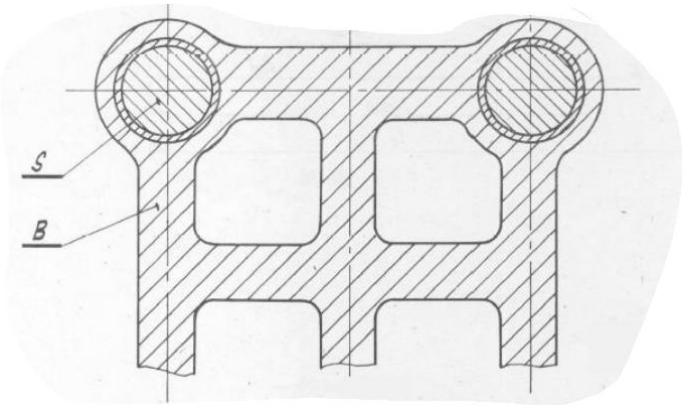
Mezi výhody použití tohoto typu vedení patří větší tuhost a vhodnost pro rázová zatížení než je tomu u obecně valivých vedení.

Mezi nevýhody lze zařadit komplikovanější demontáž a hlavně menší stabilitu vedení při použití uzavřeného pouzdra, jelikož nelze toto vedení podepřít kolejnicemi. Použitím otevřeného pouzdra se ovšem snižuje únosnost vedení.



obr. 21 Kluzné pouzdro uzavřené RJUM-01 [20]

obr. 22 Kluzné pouzdro otevřené JUM-11 [21]

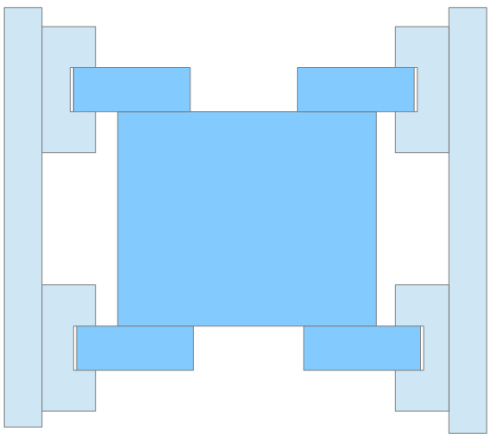


obr. 23 Kluzné sloupové vedení [7]

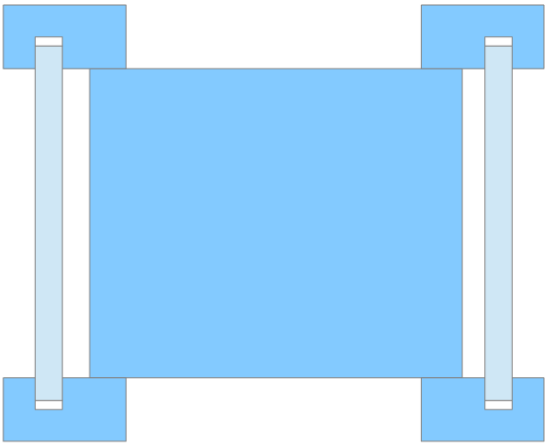
4.3.8 Lištové vedení

4.3.8.1 Pravoúhlé lištové vedení

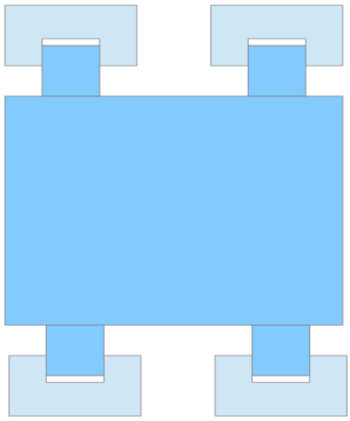
Lišty jsou namontovány na beranu i na rámu bucharu. Lišty mohou být vůči sobě namontovány v různých směrech. Vždy ovšem musí zamezit v pohybu ve dvou na sebe kolmých směrech a zamezit rotaci kolem všech os.



obr. 24 Lištové vedení - Varianta A



obr. 25 Lištové vedení - Varianta C

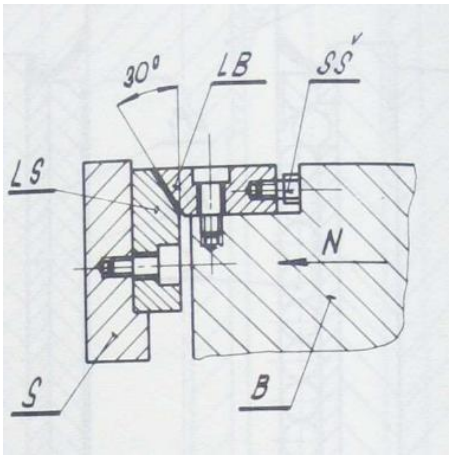


obr. 26 Lištové vedení - Varianta B

obr. 27 Lištové vedení – Varianta D

4.3.8.2 Lištové vedení ve tvaru „X“

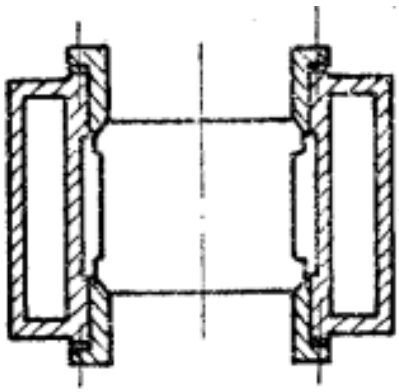
Sklon lišt směřuje do středu beranu, aby se z důvodu roztažení beranu při jeho ohřátí při práci nezmenšovaly vůle ve vedení. [7]



obr. 28 Uložení do X [7]

4.3.8.3 Lištové vedení ve tvaru „O“

Velkou výhodou tohoto typu vedení je jednoduchost vymezování vůlí, vzniklých v důsledku opotřebení povrchu a také možná změna polohy beranu ve všech směrech. [6]



obr. 29 Uložení do O [5]

4.3.9 Rybinové vedení

Další možností je využít rybinové vedení. Nespornou výhodou tohoto typu vedení je jeho přesnost. Na druhou stranu je toto zřejmě nejdražší vedení ze zde uvedených.

obr. 30 Rybinové vedení [22]

4.4 Hodnocení možných způsobů provedení vedení

Pro hodnocení a výběr vhodného typu vedení jsou aplikovány rozhodovací tabulky, kde se hodnotí klíčové vlastnosti daného typu vedení pomocí hodnotících čísel (1-5) a pomocí vah (1-3), které přenásobují dané číslo podle důležitosti dané vlastnosti. Hodnocení je rozděleno do dvou parametrů, a to technického a ekonomického. Tyto dva parametry jsou poté vynášeny na vodorovnou, respektive svislou osu grafu 1. Pro snazší orientaci v **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** je každá varianta vedení očíslována číslem (1-12).

Tab. 6: Hodnocení druhů vedení z hlediska technického

Druh vedení	Technické parametry					
	Únosnost	Tuhost celku vedení	Zástavbové rozměry	Přesnost	Třecí ztráty	Vhodnost pro rázy
Váha	3	3	2	2	1	3
Kuličková pouzdra uzavřená (1)	2	2	5	4	5	1
Kuličková pouzdra otevřená (2)	1	5	4	4	5	1
Lineární vedení s vozíkem – kuličky (3)	3	5	4	5	5	1
Lineární vedení s vozíkem – válečky (4)	4	5	4	5	4	2
Vedení pomocí rolen a kolejnic (5)	3	5	4	3	4	2
Válečkové lišty (6)	3	5	4	4	4	2
Kluzná pouzdra uzavřená (7)	4	2	5	2	2	4

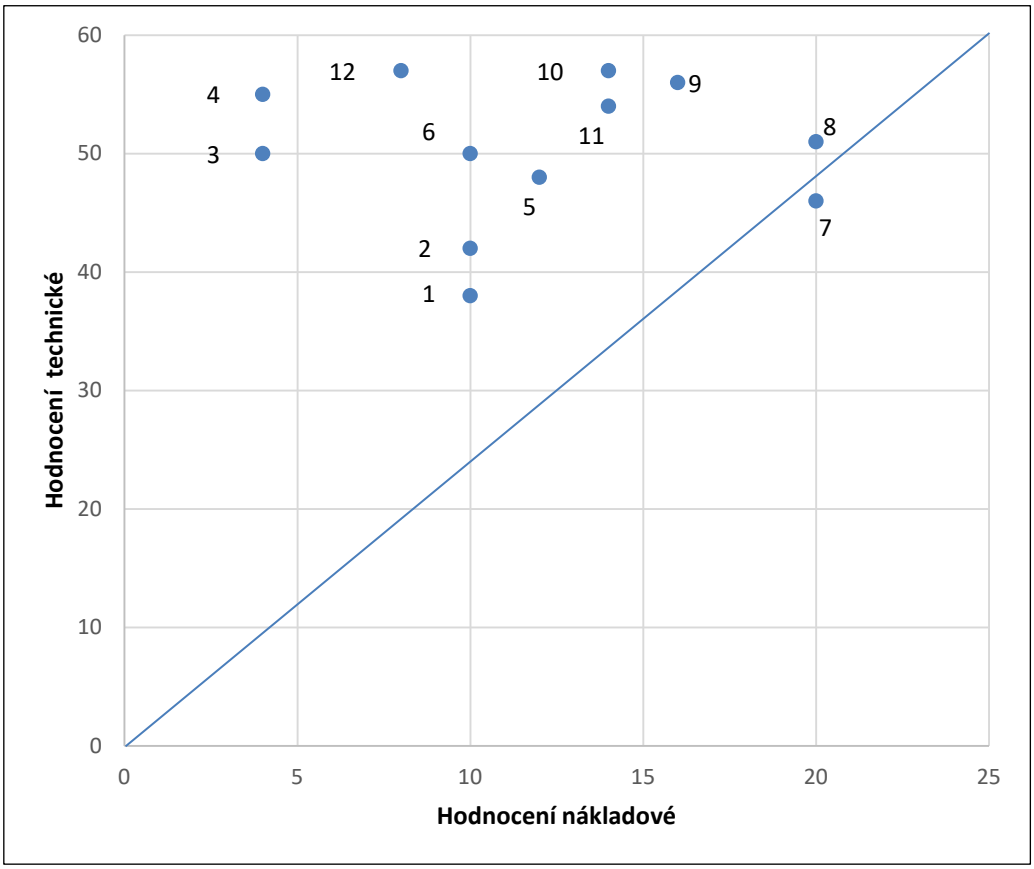
Kluzná pouzdra otevřená (8)	3	5	4	2	3	4
Kluzné desky - osmiboké vedení (9)	5	5	3	2	1	5
Kluzné desky - X vedení (10)	5	5	3	2	2	5
Kluzné desky - O vedení (11)	5	5	3	2	2	4
Kluzné desky - rybinové vedení (12)	3	5	3	5	2	5

Tab. 7: Hodnocení druhů vedení z hlediska nákladového

Druh vedení	Nákladové parametry	
	Náklady jednotka vedení	Náklady dráha vedení
Váha	2	2
Kuličková pouzdra uzavřená (1)	3	2
Kuličková pouzdra otevřená (2)	3	2
Lineární vedení s vozíkem - kuličky (3)	1	1
Lineární vedení s vozíkem - válečky (4)	1	1
Vedení pomocí rolen a kolejnic (5)	3	3
Válečkové lišty (6)	2	3
Kluzná pouzdra uzavřená (7)	5	5
Kluzná pouzdra otevřená (8)	5	5
Kluzné desky - osmiboké vedení (9)	4	4
Kluzné desky - X vedení (10)	3	4
Kluzné desky - O vedení (11)	3	4
Kluzné desky - rybinové vedení (12)	1	3

Tab. 8: Celkové hodnocení druhů vedení

Druh vedení	Výsledek technický	Výsledek nákladový	Výsledek celkový
Kuličková pouzdra uzavřená (1)	38	10	380
Kuličková pouzdra otevřená (2)	42	10	420
Lineární vedení s vozíkem – kuličky (3)	50	4	200
Lineární vedení s vozíkem – válečky (4)	55	4	220
Vedení pomocí rolen a kolejnic (5)	48	12	576
Válečkové lišty (6)	50	10	500
Kluzná pouzdra uzavřená (7)	46	20	920
Kluzná pouzdra otevřená (8)	51	20	1020
Kluzné desky - osmiboké vedení (9)	56	16	896
Kluzné desky - X vedení (10)	57	14	798
Kluzné desky - O vedení (11)	54	14	756
Kluzné desky - rybinové vedení (12)	57	8	456



obr. 31 Graf hodnocení variant řešení vedení

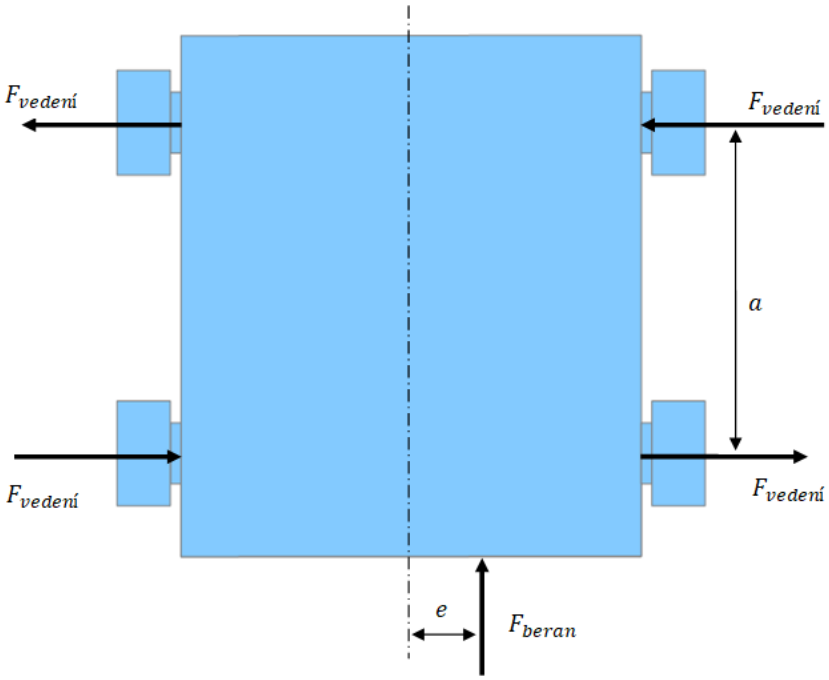
4.5 Výběr suboptimálního řešení vedení

Po zhodnocení daných typů vedení je zřejmé, že ideálu se nejvíce blíží dva druhy vedení, a to kluzné pouzdro otevřené a uzavřené. Na základě úvahy, že výběr daného vedení je podmiňován velikostí plochy, vytyčené daným bodem v **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**, přičemž čím větší plocha, tím lépe pro dané vedení, lze dospět k závěru, že jako suboptimální typ vedení bude vybráno **kluzné pouzdro otevřené**.

obr. 32 Vybraná varianta vedení [21]

4.6 Stanovení síly zatěžující vedení

V případě, že bude vzorek materiálu přesně v ose s nástrojem, nebude docházet k vytvoření momentu od excentricity a vedení nebude nijak namáháno. Jelikož ovšem lze předpokládat vyosení vzorku, lze předpokládat i namáhání vedení.



obr. 33 Síly zatěžující beran

Musí platit rovnost momentů sil

$$F_{beran} * e = 4 * F_{vedení} * a$$

Konstanta a značí vzdálenost mezi vedeními a tato hodnotu je volena $a = 370\ mm$. Při určité excentricitě e působí na vedení určitá síla $F_{vedení}$, přičemž tato síla bude působit na všechna čtyři vedení, proto v předchozím vztahu vystupuje na pravé straně číslo 4.

Maximální síla zatěžující vedení bude poté

$$F_{vedení} = \frac{F_{beran} * e}{4 * a}$$

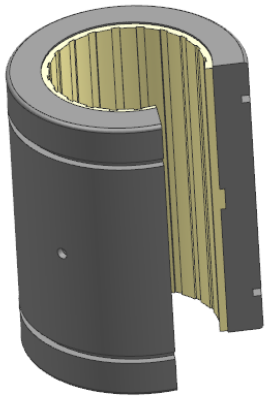
Maximální povolenou excentricitu e kovaného výrobku je předepsána na 100 mm s tím, že bude tolerována kruhová excentricita kolem středu beranu. Samozřejmě platí, že čím vyšší excentricita, tím vyšší síla bude působit na vedení.

Nyní už známe všechny potřebné hodnoty pro dosazení do vzorce pro maximální sílu působící na vedení bucharu

$$F_{vedení} = \frac{F_{beran} * e}{4 * a} = \frac{30\,295{,}6 * 0{,}1}{4 * 0{,}37} = 2047\ N$$

4.7 Výběr kluzných ložisek

Kluzná ložiska byla vybrána z katalogu výrobce Lin-Tech Hennlich. Konkrétně se jedná o ložiska s označením OJUM-01-40. Jsou to tedy otevřené kluzná pouzdra z eloxovaného hliníku a s kluznými vložkami z triboplastu. Jedná se o samomazné vyměnitelné kluzné vložky.

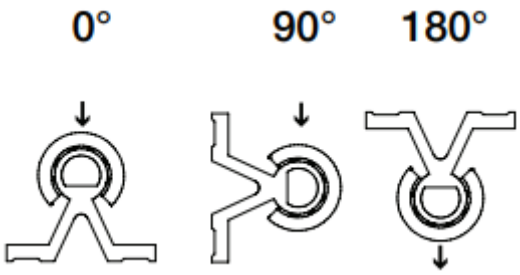


obr. 34 Pouzdro OJUM-01-40

Tab. 9: Rozměry a dovolené síly pro ložisko

Označení	Průměr díry [mm]	Délka ložiska [mm]	Maximální dovolená síla při 0° [N]	Maximální dovolená síla při 90° [N]	Maximální dovolená síla při 180° [N]
OJUM-01-40	40	80	8 000	6 810	3 800

Pozn.: Uvedené maximální dovolené síly se vztahují k dynamickému zatížení.



obr. 35 Natočení vodícího pouzdra vůči působící síle [23]

Při pohledu na Tab. 9 Tab. 9: Rozměry a dovolené síly pro ložiskoje zřejmé, že dovolená síla na vedení je 8 000 N při úhlu působení síly vůči ložisku 0°. Při výpočtu síly na vedení pro navrhovaný buchar vyšla síla $F_{vedení}$ 2047 N. Z tohoto důvodu lze považovat vybrané ložisko z pohledu únosnosti za vyhovující.

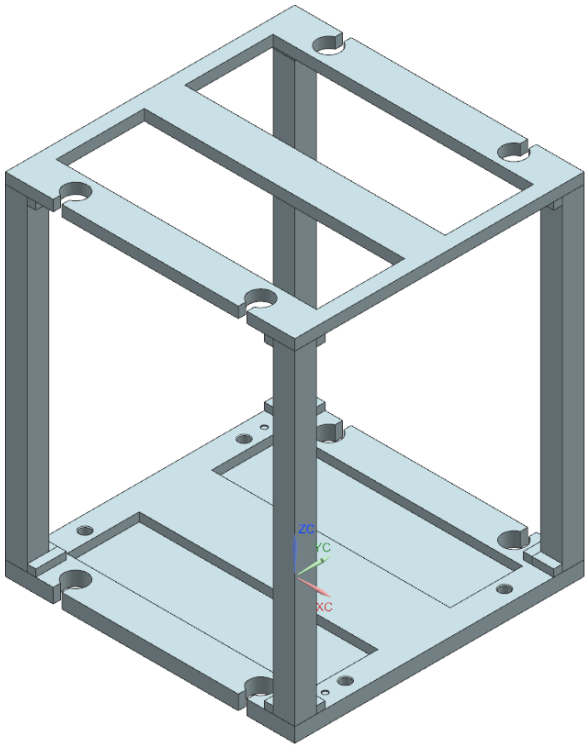
4.8 Návrh beranu

Základní konstrukce beranu je navržena z jeklu 30x30x3. Spodní část beranu bude plná deska z oceli o tloušťce 20 mm. Beran by měl být co nejlehčí z hlediska variability hmotnosti smontované součásti. Proto jsou ve spodní desce vyfrézovány kapsy. Horní část beranu nebude z hlediska namáhání kritická, proto jsou zde vyfrézovány díry. Konstrukce beranu bude svařena.

Další rozhodnutí o směřování návrhu beranu je, jakým způsobem budou uložena již vybraná otevřená pouzdra na beranu.

4.8.1 Varianta A

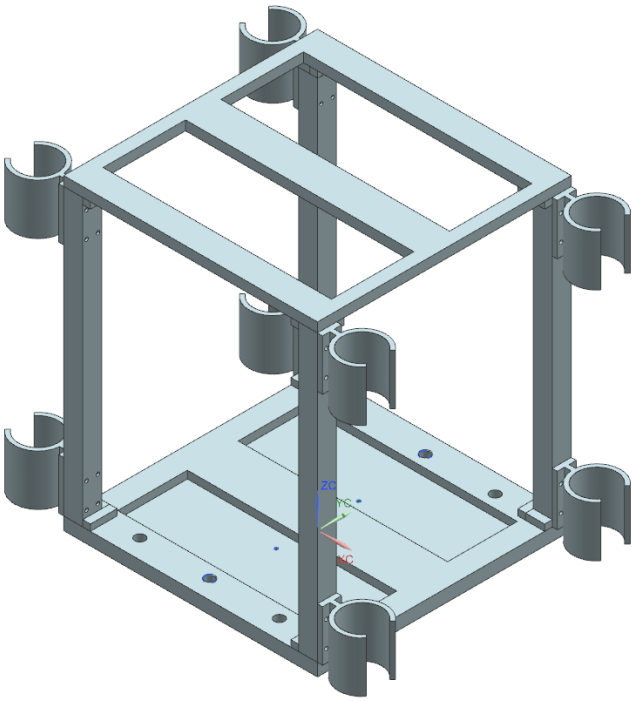
První varianta je taková, že vodící sloupy budou přímo procházet beranem a pouzdra budou nalisována do spodní, resp. horní desky beranu. Hlavní problém této varianty ovšem spočívá ve vyráběných velikostech pouzder, která budou už nakupovaná. Desky, v nichž by byla pouzdra nalisována, by musela mít velkou tloušťku, čímž by se poměrně zvětšila hmotnost prázdného beranu.



obr. 36 Návrh konstrukce beranu - Varianta A

4.8.2 Varianta B

Druhá varianta je taková, že kluzná pouzdra budou v ložiskových domcích, které budou přišroubované ke konstrukci beranu. Tato varianta je výhodnější z hlediska hmotnosti beranu, a proto je pro další postup zvolena právě tato varianta.



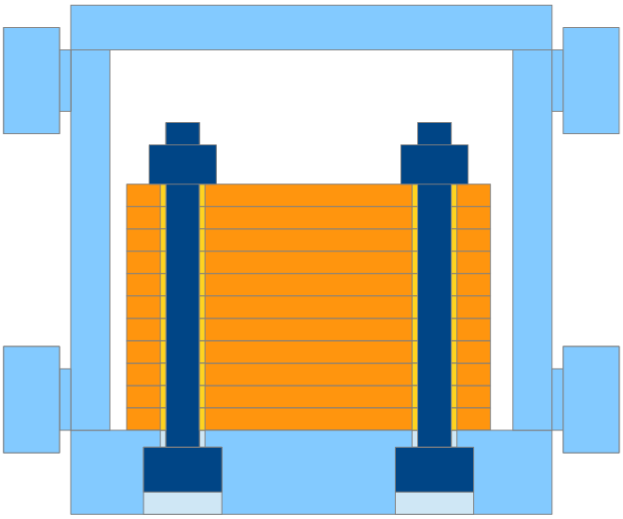
obr. 37 Návrh konstrukce beranu - Varianta B

4.9 Varianty pojištění závaží v beranu

Hmotnost beranu se bude korigovat postupným přidáváním respektive odebíráním závaží z prostoru uvnitř beranu. Závaží budou dostupná ve více hmotnostech tak, aby se ušetřil čas při korekci hmotnosti beranu a aby byla možná jemnější změna hmotnosti.

4.9.1 Varianta A

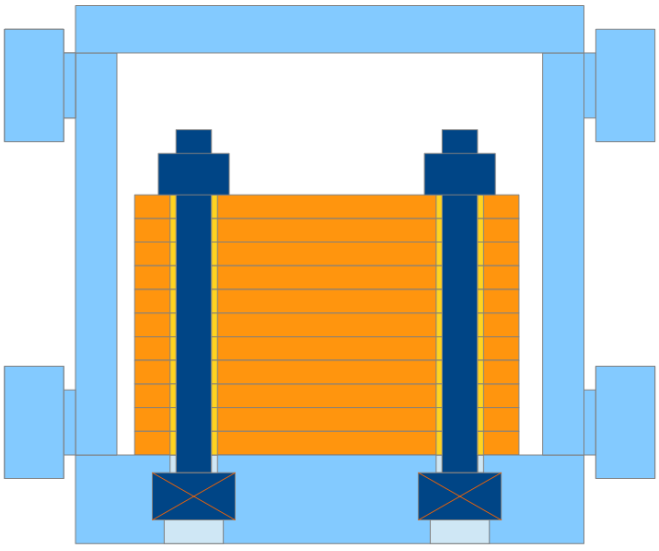
První varianta způsobu pojištění je taková, že se závaží pojistí čtyřmi šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Do spodní desky beranu by tedy byly vyvrtány díry se zahloubením pro schování hlavy šroubu. Nevýhodou této varianty je volnost pohybu šroubu v axiálním směru při odšroubování matice. Při každé změně hmotnosti beranu by se tedy musely všechny šrouby vytáhnout a poté znovu prostrčit dírou a zajistit maticí s podložkou.



obr. 38 Pojištění závaží beranu - Varianta A

4.9.2 Varianta B

Nedostatek v podobě propadnutí šroubu v axiálním směru při odšroubování matice lze odstranit např. použitím šroubu s čtyřhrannou hlavou a vnitřním šestihranem. Montáž by probíhala tak, že by obsluha stroje šroub prostrčila vyfrézovanou T-drážkou ve spodní desce beranu a poté jen otočila šroub o 90 stupňů. Tato varianta tedy odstraňuje problém s neustálým vytaháváním a prostrkáváním šroubu, ale vzhledem k vyfrézované T-drážce by spodní deska musela mít větší tloušťku oproti předešlé variantě a tím by se opět zvětšila hmotnost beranu.

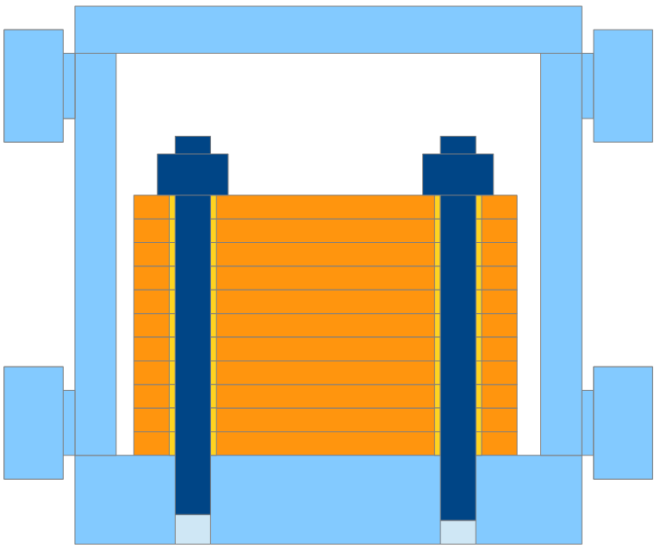


obr. 39 Pojištění závaží beranu - Varianta B

4.9.3 Varianta C

Tato varianta počítá s použitím závrtného šroubu. Závrtný šroub je typ šroubu zakončený na obou stranách závitem a s dříkem mezi těmito dvěma závitovými částmi. Spodní část šroubu se zašroubuje do desky až po výběh závitu a horní část je opět utažena pomocí šestihranné

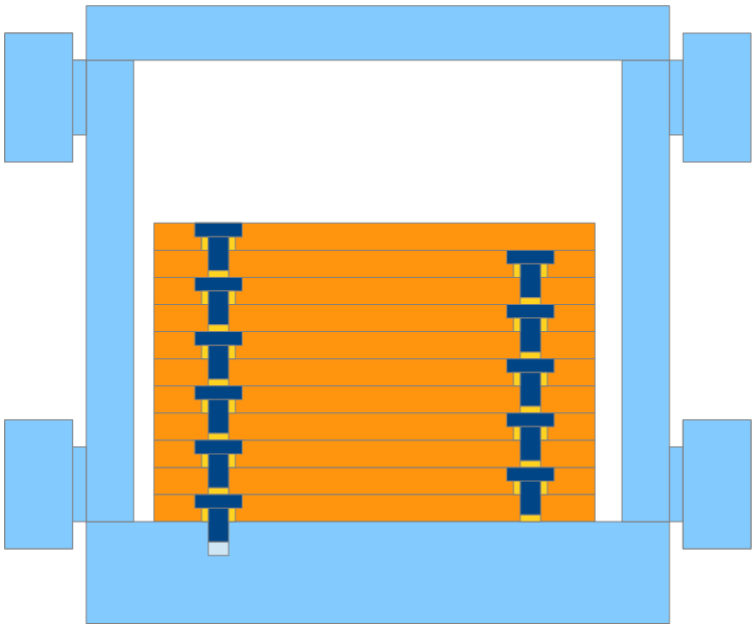
matice s podložkou. Výhodou této varanty je zmenšení potřebné tloušťky spodní desky beranu a tím i zmenšení hmotnosti prázdného beranu.



obr. 40 Pojištění závaží beranu - Varianta C

4.9.4 Varianta D

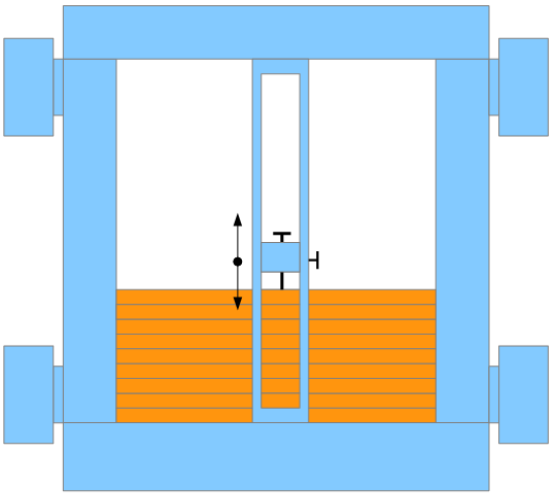
Předešlé varianty měly každá své výhody, ale všechny měly jednu společnou nevýhodu. Ta nevýhoda tkví v délce závitu jednotlivých šroubů. Při potřebě zatížit beran pouze několika velmi lehkými (a tím i tenkými) závažími, nastává problém, kdy by obsluha stroje ztratila spoustu času šroubováním velmi dlouhého závitu. Tento problém odstraňuje tato varianta. Zde je pojištění závaží řešeno pomocí čtyř šroubů s vnitřním šestihranem, které se šroubují do díry se závitem, umístěné ve spodním závaží. Každé závaží je tedy opatřeno čtyřmi dírami. Dvě díry jsou se zahloubením a dvě, pootočené o 90 stupňů, jsou opatřeny závitem. Každé další závaží by tedy mělo polohy děr opačně, než závaží předešlé. Tato varianta by se tedy hodila v případě nutnosti zatížit beran několika málo tenkými závažími. V případě zatížení beranu velkým počtem závaží ovšem tato varianta ztrácí svoji výhodu v podobě rychlosti upínání, protože by se musel použít velký počet šroubů, což by značně prodloužilo čas upínání.



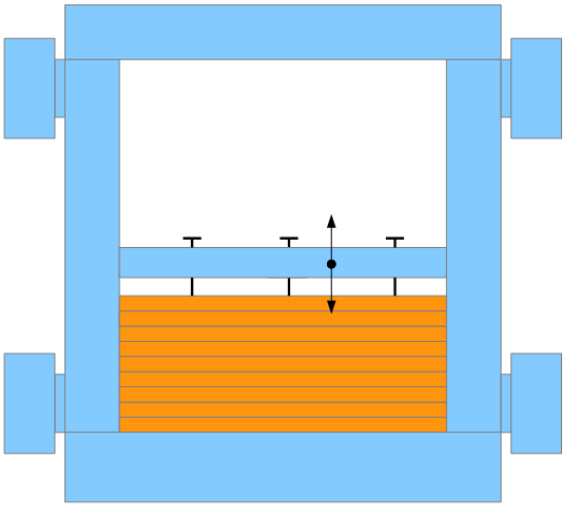
obr. 41 Pojištění závaží beranu - Varianta D

4.9.5 Varianta E

Poslední varianta je taková, že by na beranu byla namontována posuvná traverza se šrouby, které by po utažení pojistily závaží v beranu. Velkou nevýhodou této varianty je ovšem zvýšená hmotnost beranu a relativně složitá a drahá výroba traverzy a jejího vedení ve stojanu.



obr. 42 Pojištění závaží beranu - Varianta E (nárys)



obr. 43 Pojištění závaží beranu - Varianta E (bokorys)

4.10 Hodnocení variant pojištění závaží v beranu

K vyhodnocení suboptimální varianty řešení je opět využita rozhodovací tabulka. Byly zvoleny nejdůležitější parametry z pohledu technického i nákladového a poté bylo zhodnoceno naplnění těchto parametrů pro jednotlivé varianty. K hodnocení bylo využito číslování (1-3), přičemž čím vyšší číslo, tím je daná varianta vhodnější z pohledu jednotlivých

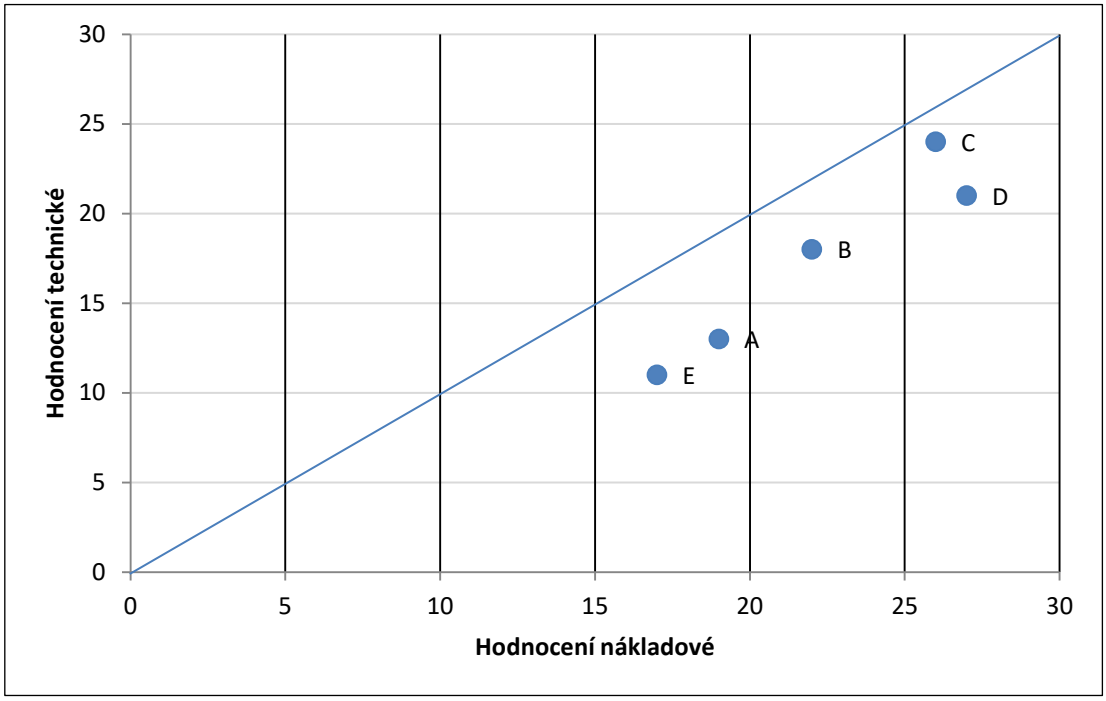
parametrů. Jednotlivá hodnocení jsou poté přenásobena váhami (1-3), která zhodnocují důležitost daného parametru, a vynesena do obr. 44.

Tab. 10: Hodnocení variant pojištění závaží beranu

Varianta řešení	Technické parametry		
	Hmotnost beranu	Rychlost upnutí	Jednoduchost obsluhy
Varianta A - šroub s válcovou hlavou	2	1	2
Varianta B - šroub s obdélníkovou hlavou	1	3	3
Varianta C - závrtný šroub	3	3	3
Varianta D - jednotlivé šrouby	3	2	3
Varianta E - posuvná traverza	1	2	1
Váha	3	3	2
Varianta řešení	Nákladové parametry		
	Jednoduchost výroby beranu	Cena komponenty	
Varianta A - šroub s válcovou hlavou	3	3	
Varianta B - šroub s obdélníkovou hlavou	1	2	
Varianta C - závrtný šroub	2	1	
Varianta D - jednotlivé šrouby	2	3	
Varianta E - posuvná traverza	2	2	
Váha	2	2	

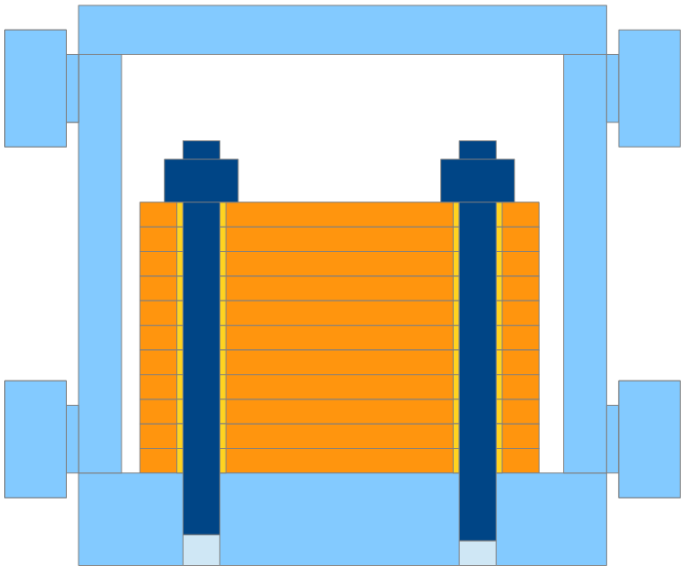
Tab. 11: Celkové hodnocení pojištění závaží beranu

Varianta řešení	Výsledek technický	Výsledek nákladový	Výsledek celkový
Varianta A - šroub s válcovou hlavou	13	19	32
Varianta B - šroub s obdélníkovou hlavou	18	22	40
Varianta C - závrtný šroub	24	26	50
Varianta D - jednotlivé šrouby	21	27	48
Varianta E - posuvná traverza	11	17	28



obr. 44 Graf hodnocení variant pojištění závaží

Z obr. 44 lze vyčíst, že nedostižnému ideálu se nejvíce blíží varianta se závrtnými šrouby. Druhá skončila varianta se šrouby s vnitřním šestihranem. Zvolena pro další postup byla tedy **Varianta C – závrtný šroub**.



obr. 45 Vybraná varianta pojištění závaží

4.11 Varianty matic pro upnutí závaží

Aby se závaží daly pojistit proti pohybu, musí se použít některý typ matice. Snaha je použití matic, které co možná nejvíce ušetří čas upínání. Velkou nevýhodou použití závrtných šroubů je délka závitu, která se musí šroubovat pomocí matice. Tuto nevýhodu lze odstranit použitím konstrukčně upravených matic.

4.11.1 Varianta A

První variantou je použití klasické šestihranné matice. Velkou výhodou této varianty je levnost a dostupnost komponenty. Naproti tomu velká nevýhoda spočívá v nutnosti šroubovat celý závit až k závaží, a tím i spotřeba značného množství času při použití šroubu s dlouhým závitem.

obr. 46 Šestihranná matice [24]

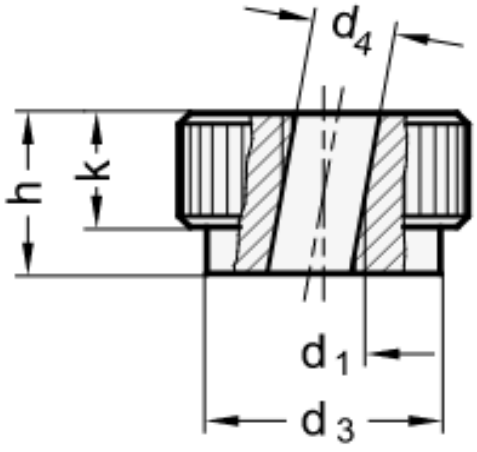
4.11.2 Varianta B

Druhou variantou je použití křídlové matice. Upínací čas by se zde snížil díky setrvačnosti matice při jejím roztočení. Tato matice se neutahuje pomocí klíče, ale její konstrukce dovoluje vyvození velkého utahovacího momentu pomocí ručního utažení.

obr. 47 Křídlová matice [25]

4.11.3 Varianta C

Třetí variantou je použití rychloupínací rýhované matice. Tato matice má ve svém těle vyvrtaný šikmý otvor, jímž se prostrčí šroub, poté se matice pootočí a utáhne díky závitu matice, který je už rovnoběžný s osou matice.



obr. 48 Matice s šikmým otvorem [26]

4.11.4 Varianta D

Čtvrtou variantou je použití rychloupínací matice dělené. Opět se zde jedná o matici, která překoná velkou část závitu šroubu bez nutnosti šroubovat. Matice se pouze přiloží k danému místu, spodní díl se utáhne a horní se pootočí o ¼ až ½ otáčky.

obr. 49 Dělená matice [27]

4.12 Hodnocení variant matic

Pro výběr vhodného typu matice byl použit stejný mechanismus jako v kapitolách 4.4, respektive 4.10.

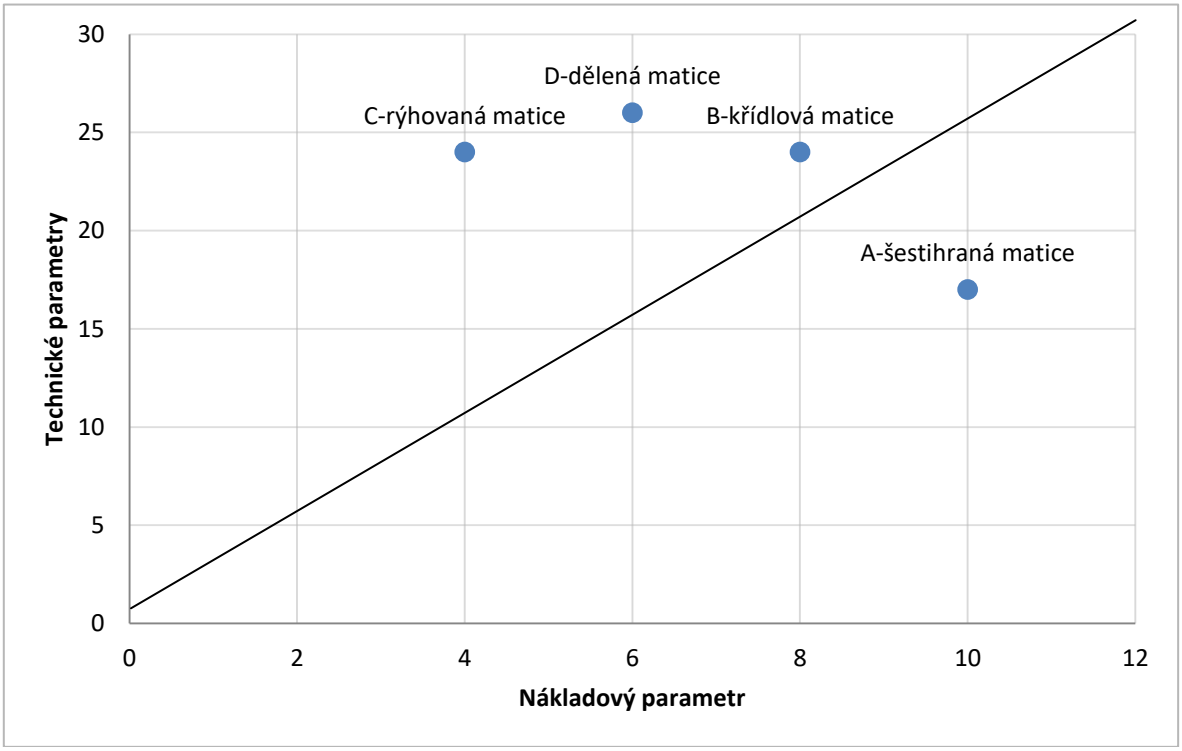
Tab. 12: : Hodnocení variant matic

Varianta	Technické parametry			Nákladový parametr
	Čas upínání	Jednoduchost pro obsluhu	Délka matice	Cena
Varianta A - šestihranná matice	1	5	4	5
Varianta B- křídlová matice	3	5	5	4

Varianta C - rýhovaná matice	5	3	3	2
Varianta D - dělená matice	5	3	5	3
Váha	3	2	1	2

Tab. 13: Celkové hodnocení variant matic

Varianta řešení	Výsledek technický	Výsledek nákladový	Výsledek celkový
Varianta A - šestihranná matice	17	10	27
Varianta B-křídlová matice	24	8	32
Varianta C-rýhovaná matice	24	4	28
Varianta D-dělená matice	26	6	32



obr. 50 Graf hodnocení variant matic

4.13 Výběr suboptimální varianty matice

Po zhodnocení parametrů a vynesení daných variant do obr. 50 lze prohlásit, že nedosažitelného ideálu se nejvíce blíží varianta B (křídlová matice) a varianta D (dělená matice). Co se týče celkové hodnocení, dopadly obě varianty stejně. Rozdíl je ovšem patrný

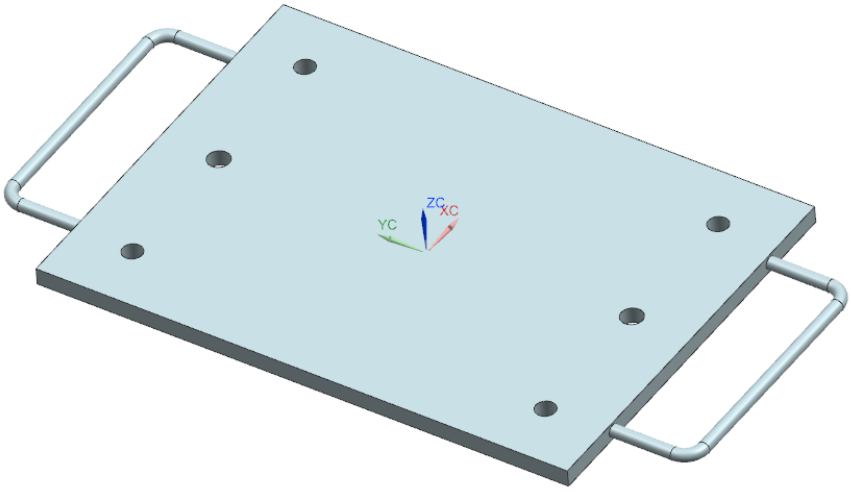
při pohledu na obr. 50. Z grafu lze vyčíst, že se přímce, spojující rohy grafu, více blíží varianta B (křídlová matice). Z tohoto důvodu je tedy pro další postup řešení návrhu zvolena právě tato varianta.

obr. 51 Vybraná varianta matice [25]

Dalším problémem je dřík závrtného šroubu, který nedovoluje při použití tenkých závaží došroubování a utažení matice až k danému závaží. Nejlevnější a z pohledu samotného upínání nejrychlejší řešení tohoto problému se jeví použití rozpěrných trubek, které překlenou daný dřík šroubu a matice se došroubuje pouze k čelu této trubky.

4.14 Řešení závaží beranu

Závaží beranu budou vývalky z oceli a budou mít všechny stejnou délku a šířku. Rozdíl bude pouze v jejich tloušťce. Z důvodu snížení potřebné celkové tloušťky všech závaží jsou všechna závaží širší než beran. Toto řešení má i další výhody – sníží se tím potřebná výška celého beranu, tím se sníží hmotnost neobtěžkaného beranu a nakonec se sníží i síla, která zatěžuje vedení beranu. Všechna závaží mají na bocích přivařena madla pro snadnou manipulaci, přičemž madla jsou zde provedena ve dvou délkách. Důvodem použití dvou délek je příliš malá mezera mezi jednotlivými madly. Pro obsluhu by tak bylo nemožné závaží vůbec vyndat z prostoru stroje. V každém závaží je vyrobeno celkem šest děr. Dvě díry jsou pro průchozí závrtné šrouby. Zbylé čtyři díry jsou pro kolíky. Ty slouží k ochraně závitu šroubů při manipulaci se závažími (kolíky jsou o něco delší než šrouby) a dále slouží pro vycentrování závaží tak, aby při pádu beranu nebyla vedení zatěžována od nerovnoměrně rozložené hmotnosti beranu (beran by se naklonil k jedné straně).



obr. 52 Závaží 10 kg

4.15 Ověření konstrukce beranu pomocí MKP výpočtů

Navržená konstrukce beranu byla ověřena v prostředí softwaru NX Nastran. Jedná se o analýzu konstrukce pomocí tzv. Metody konečných prvků, kdy se daná součást rozdělí na konečný počet prvků a napětí nebo deformace se počítá v daných uzlech sítě.

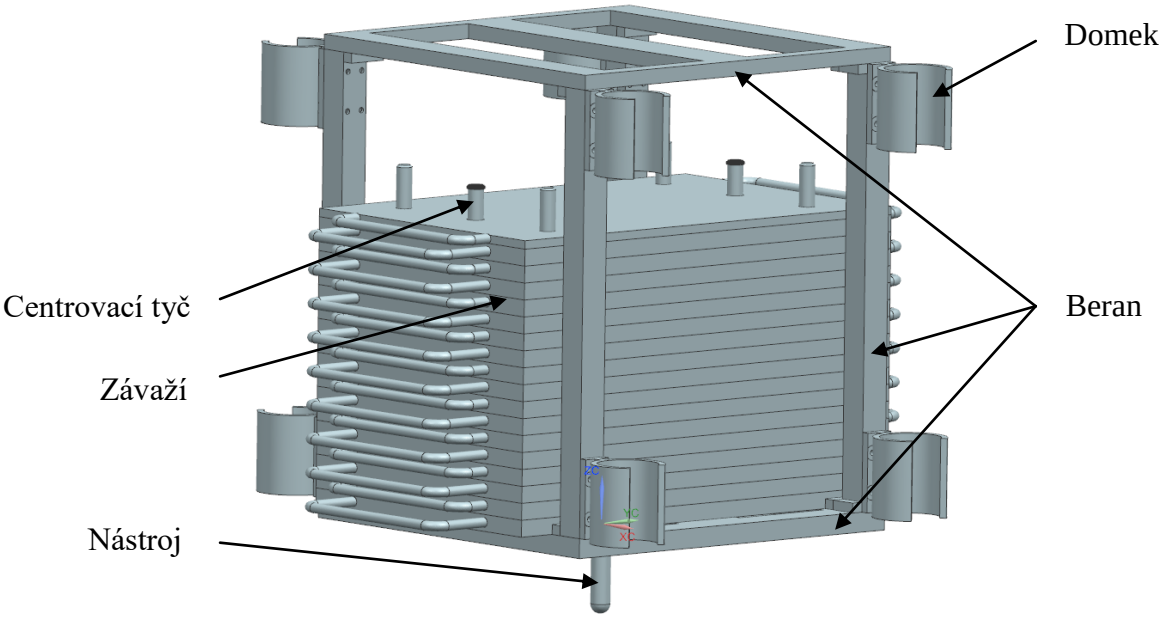
Výpočtem byly zkoumány celkem čtyři zátěžné stavy beranu, a to zavěšení beranu a zatěžování pouze vlastní tíhou beranu a dále čtyři možné typy rázů – centrický ráz a tři necentrické rázy při vyosení zatěžovací síly o 100 mm, přičemž rameno dané síly se vždy otočilo o 45 stupňů.

4.15.1 Výpočetní model

Výpočetní model (viz obr. 53) se skládá z těchto 3D těles:

- Beran
- 8x Domek (pouzdra vedení)
- Nástroj
- 18x Závaží

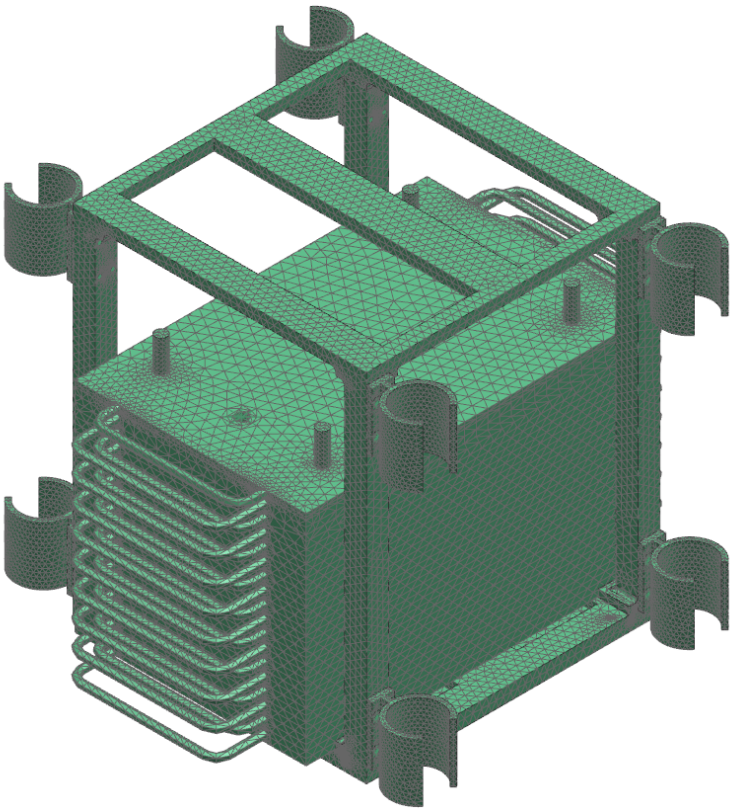
Centrovací tyče jsou nedílnou součástí beranu. Šroubové spoje jsou nahrazeny funkcí „Bolt Connection“ (bližší popis v kapitole Síťový model).



obr. 53 Výpočetní model Beranu

4.15.2 Síťový model

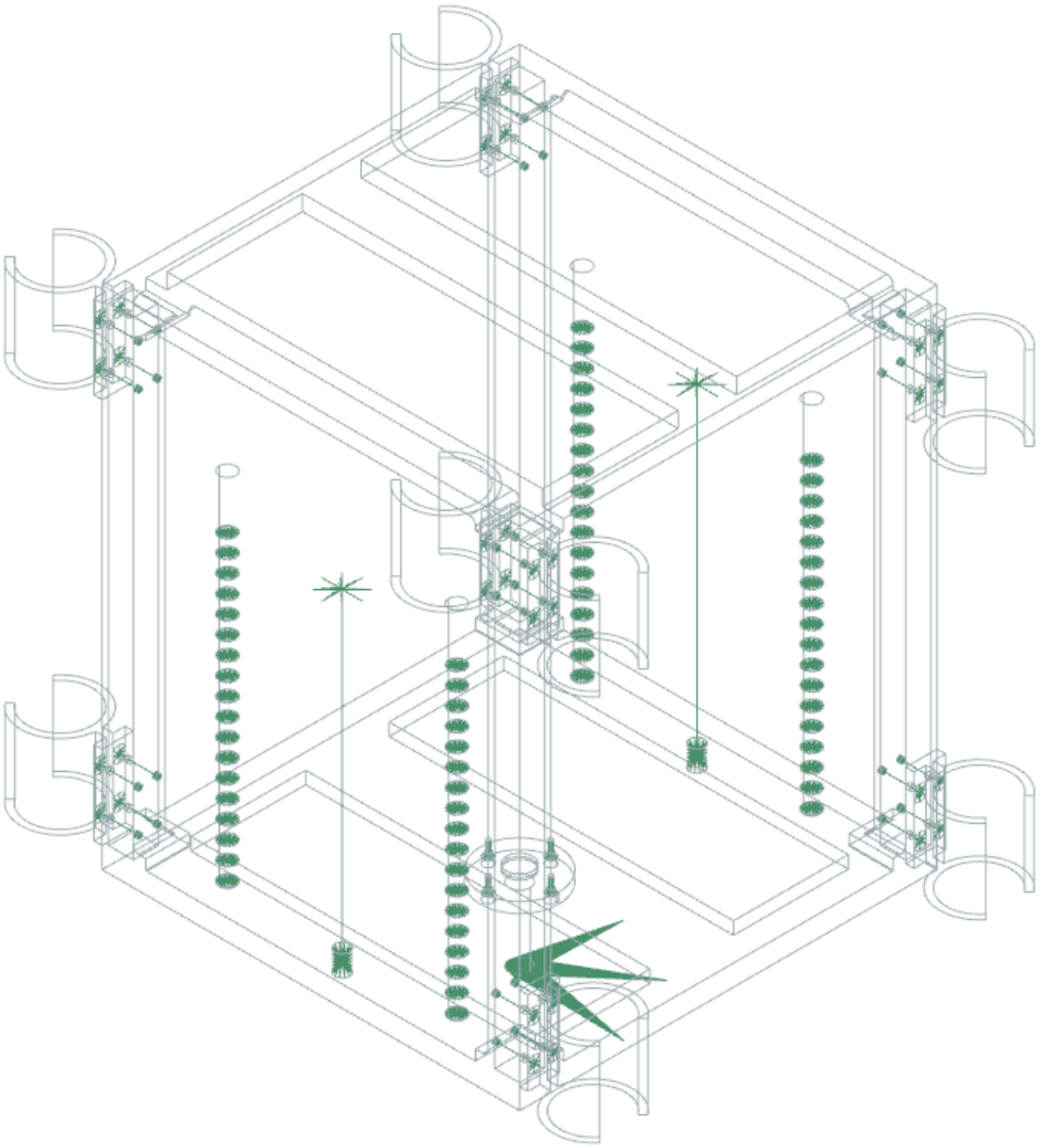
Všechna 3D tělesa jsou síťována s pomocí 3D Tetrahedral – CTETRA(10) síťě s vlastnostmi oceli (E = 2,07 x 10^{11} Pa, $\mu = 0{,}288$ a $\rho = 7\,829\ \mathrm{kg/m^3}$). Zadaná velikost elementu se pohybuje mezi 6 – 10 mm s tím, že je dle potřeby ručně zahuštěna a je definována jako minimálně dva elementy na tloušťku.



obr. 54 Zasíťovaný model beranu

Pro potřeby okrajových podmínek jsou definovány následující 1D sítě:

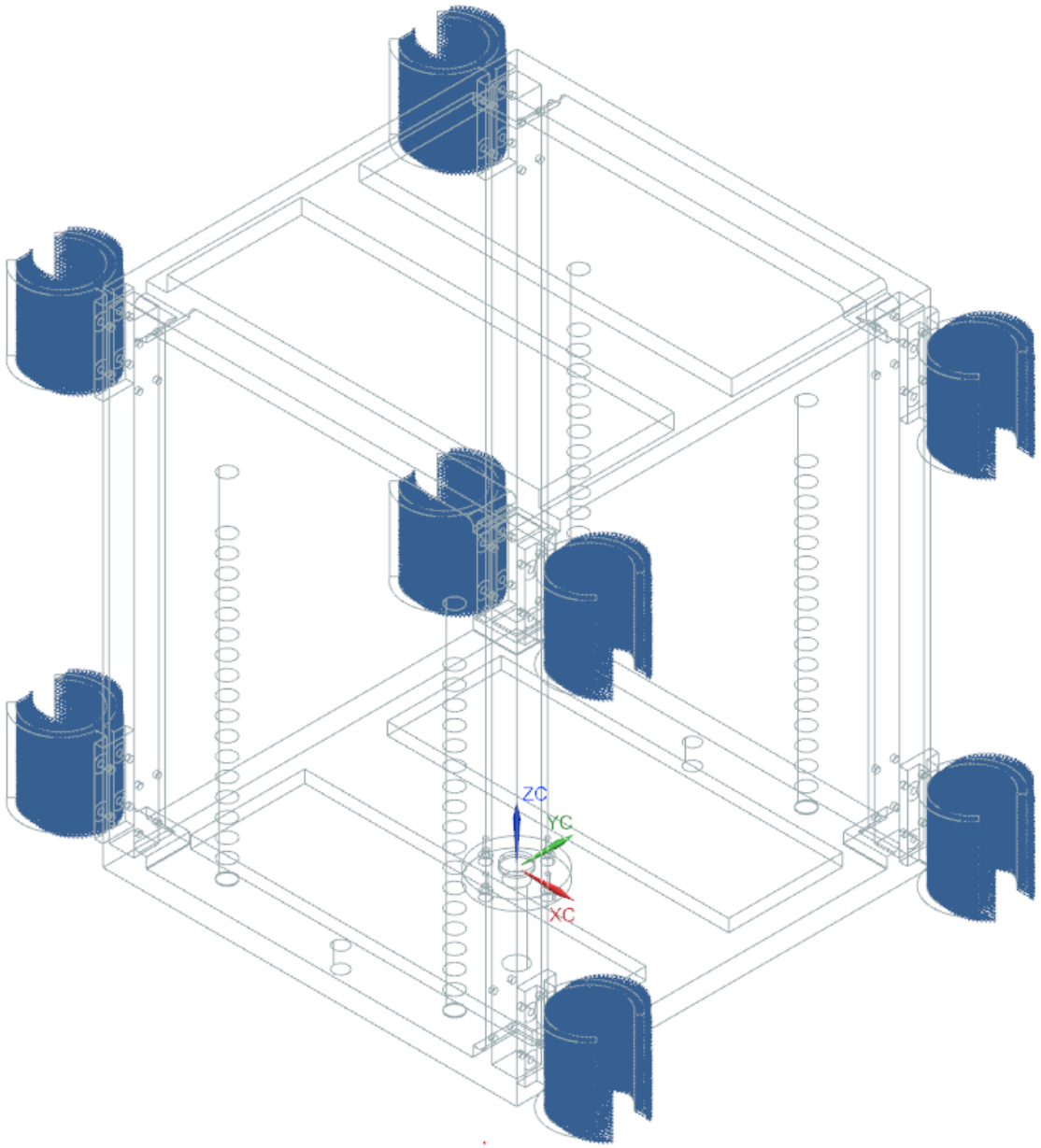
- 32x Bolt Connection – 1D náhrada šroubu M6 spojujícího Domek s Beranem
- 4x Bolt Connection – 1D náhrada šroubu M6 spojujícího Nástroj s Beranem
- 2x Bolt Connection – 1D náhrada šroubu M16 spojujícího Závaží s Beranem
- 4x rigidová růžice – 1D definice místa okrajové podmínky na Nástroji
- 72x rigidová růžice – 1D definice polohy Centrovací tyče vůči poloze otvoru v Závaží
- 72x rigidová růžice – 1D definice polohy otvoru v Závaží vůči poloze Centrovací tyče



obr. 55 1D sítě beranu

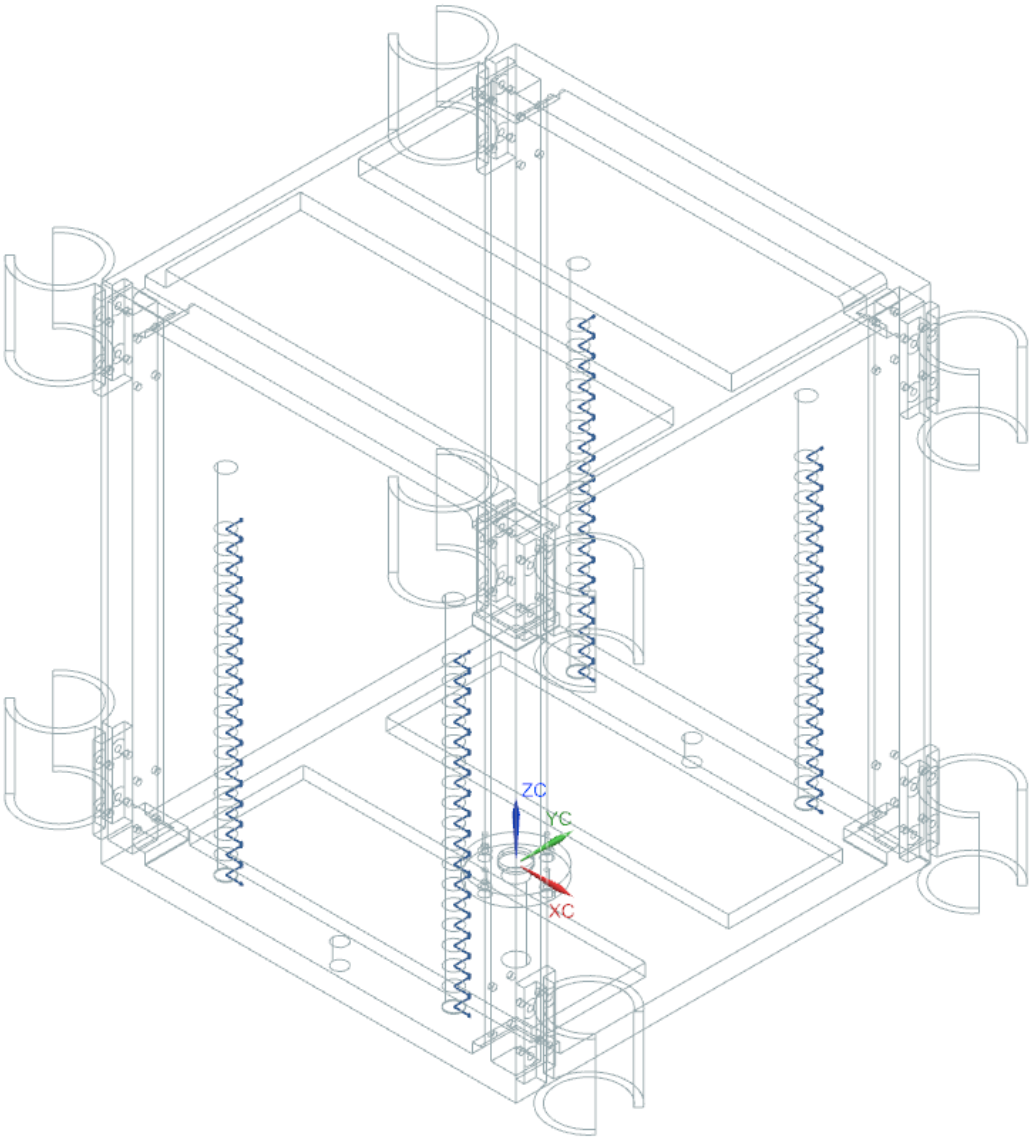
4.15.3 Okrajové podmínky

Skutečný beran je veden Domky po Vedeních, která ale nejsou v modelu obsažena. Proto je na domky aplikována okrajová podmínka umožňující jejich pohyb ve svislém směru osy z.

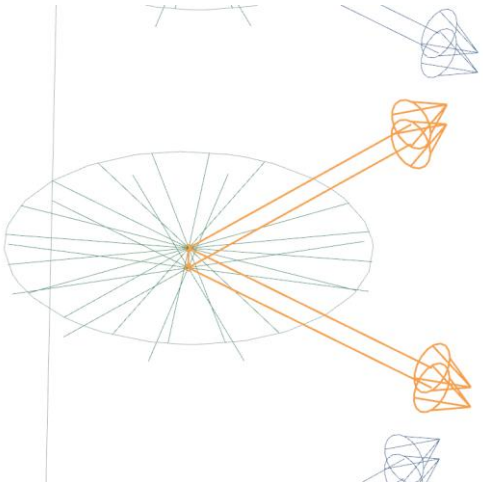


obr. 56 Okrajové podmínky na Domcích

Pro usnadnění výpočtu je poloha Centrovací tyče vůči otvoru v Závaží svázána s využitím Manual Coupling definovanému mezi rigidovou růžicí definovanou jak pro Centrovací tyč, tak pro Závaží. V Manual Coupling jsou zakázány vzájemné posuvy ve směru os x a y.



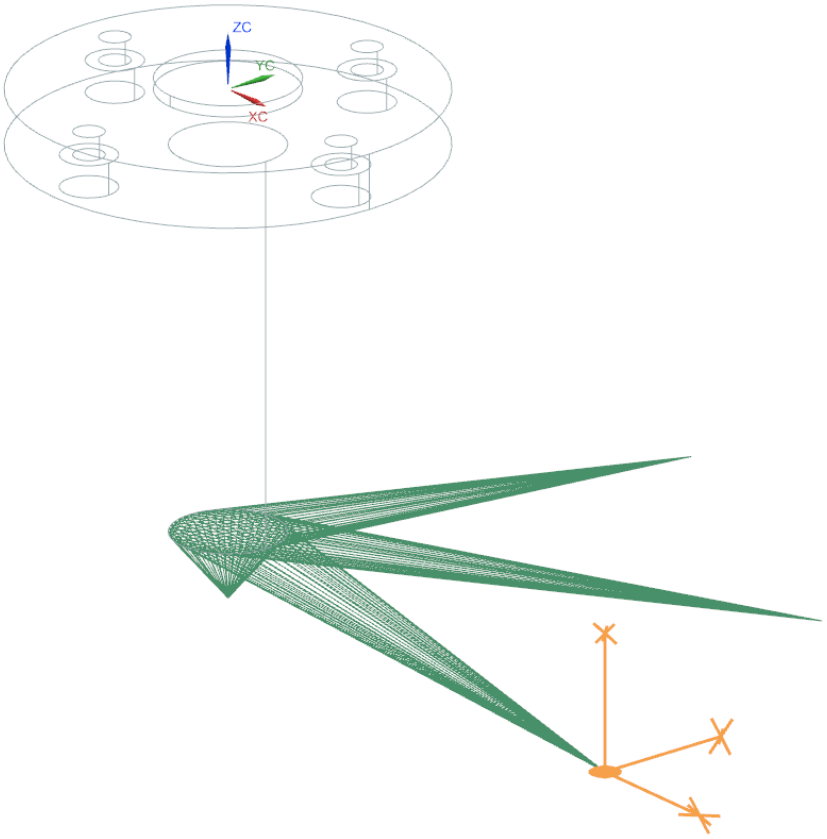
obr. 57 Aplikace Manual Coupling



obr. 58 Detail Manual Coupling

Pro zachycení reakční síly od zrychleného pohybu beranu jsou definována místa okrajové podmínky na Nástroji, kde je vložena podmínka – zákaz posunutí ve směru osy z. Jsou definovány celkem 4 umístění okrajové podmínky pro následující případy nárazu beranu:

- Centrický ráz
- Mimocentrický ráz 1 (100 mm v ose x)
- Mimocentrický ráz 2 (rameno 100 mm a 45° mezi osami x a y)
- Mimocentrický ráz 3 (100 mm v ose y)



obr. 59 Okrajové podmínky na Nástroji

Předepínací síla v náhradách šroubu je definována:

- Šroub M16 67 kN
- Šroub M6 8,3 kN

Při nárazu nástroje do testovaného kusu je vyvozena síla, která byla stanovena v kapitole na 30 295,6 N. Ta je způsobena zpomalením celé sestavy beranu. Dopočtené zpomalení je aplikováno jako zatížení beranu.

$$F = m * a$$

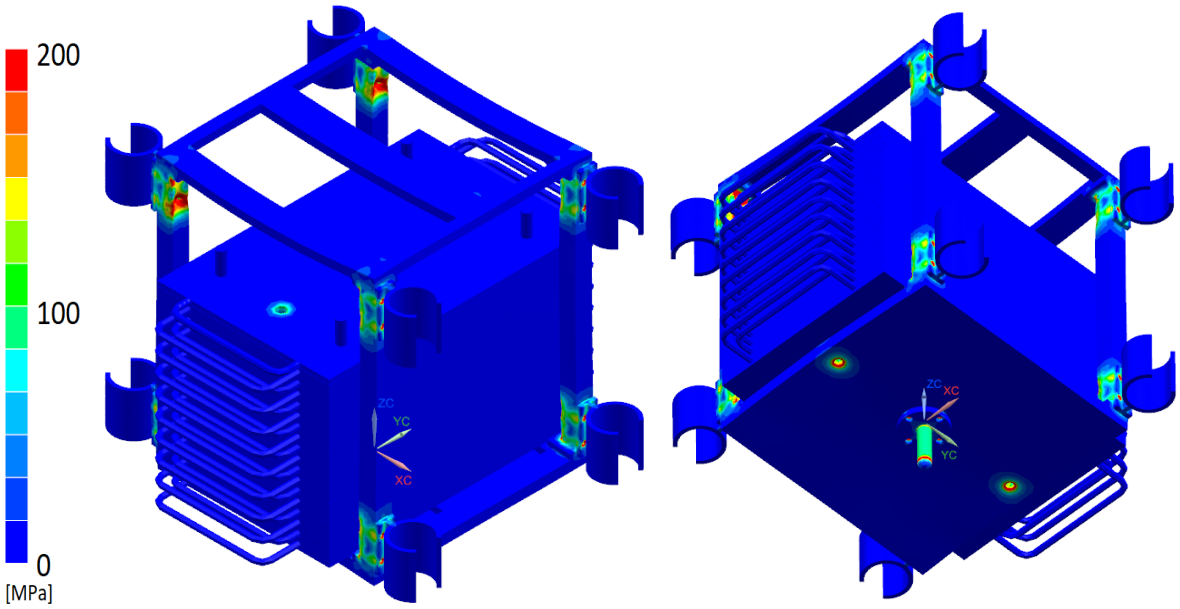
$$a = \frac{F}{m}$$

$$a = -\frac{30\,295{,}6\ \mathrm{N}}{400\ kg} = -75{,}74\ ms^{-2}$$

Pro plochy dotyku mezi Beranem a Domky, Nástrojem a Beranem a dále mezi jednotlivými závažími byla definována funkce Face Contact, přičemž součinitel smykového tření byl nastaven na hodnotu 0,3.

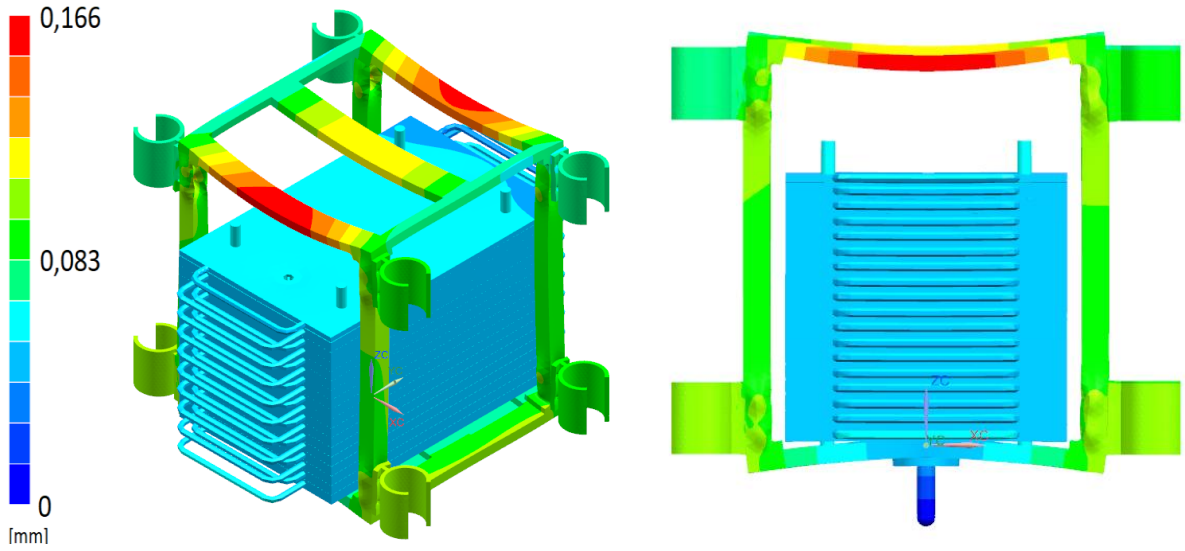
4.15.4 Výsledky simulace zatížení - Centrický ráz

První variantou zatížení beranu byl Centrický ráz, kdy síla působí v ose nástroje. Zatížení beranu bylo definováno pomocí zpomalení pohybu beranu při rázu, přičemž zpomalení bylo uvažováno konstantní a je definováno v kapitole Okrajové podmínky. Stupnice hodnota byla ohraničena hodnotami 0 – 200 MPa, a to z důvodu velkého napětí (v řádu tisíců MPa), které se hromadilo v oblasti hrany díry pro šrouby Domků. Tyto hodnoty ovšem nejsou příliš důvěryhodné, jelikož v těchto místech byly hodnoty napětí sousedních uzlů velmi odlišné.



obr. 60 Výsledky analýzi pro Centrický ráz z hlediska napětí

Napětí je u této varianty zatížení rozloženo, podle očekávání, symetricky. Nejvíce namáhanými částmi beranu jsou Nástroj a části stojin pod Domky. U Nástroje napětí dosahuje hodnot 250 MPa, kdežto na stojinách se špičky napětí pohybují v hodnotách 150 – 170 MPa.



obr. 61 Výsledky analýzi pro Centrický ráz z hlediska posunutí

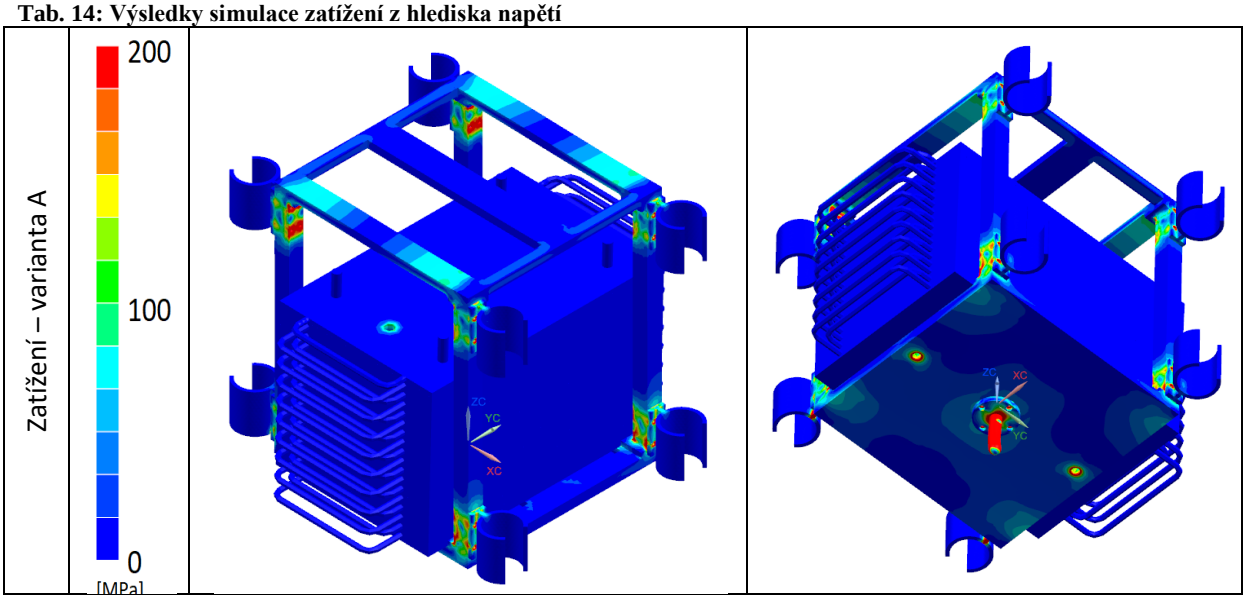
Co se týče posunutí, tak zde byla největší hodnota -0.166 v oblasti horní desky. Lze zde jasně vidět symetrické rozložení posunutí, které vzniklo vlivem centrického působení zatěžující síly. Dále si lze všimnout velmi malého posunutí závaží, což je dáno vlivem předepnutí šroubů, které bylo ve výpočtu zohledněno.

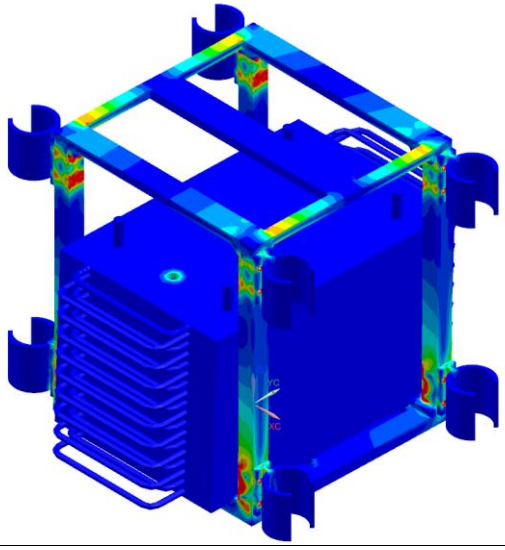
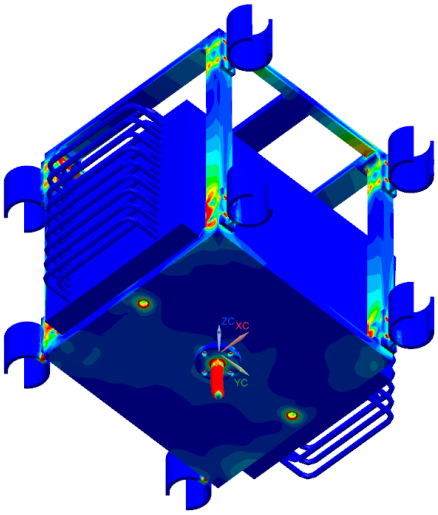
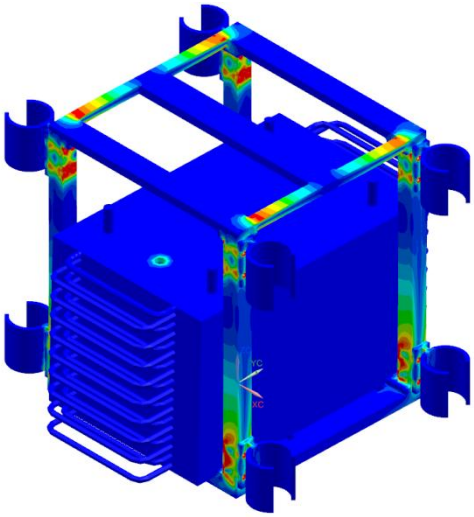
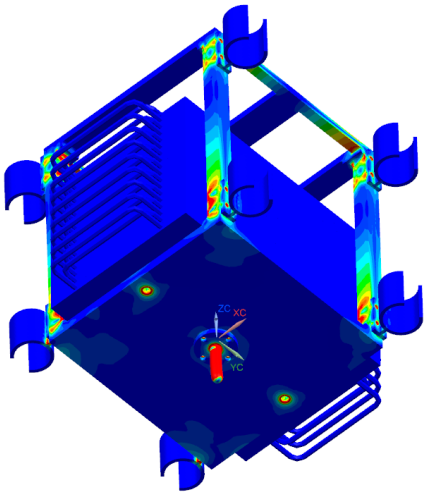
4.15.5 Výsledky simulace zatížení - Necentrický ráz

Varianty necentrického rázu byly uvažovány následovně:

- Varianta A – vyosení síly o 100 mm v ose x
- Varianta B – pootočení ramena síly o 45° vzhledem k ose x a y
- Varianta C – vyosení síly o 100 mm v ose y

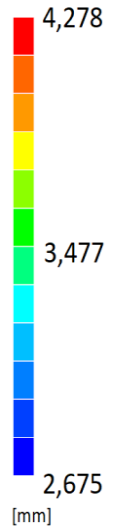
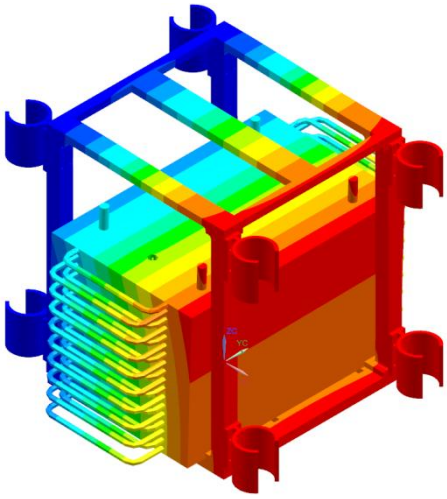
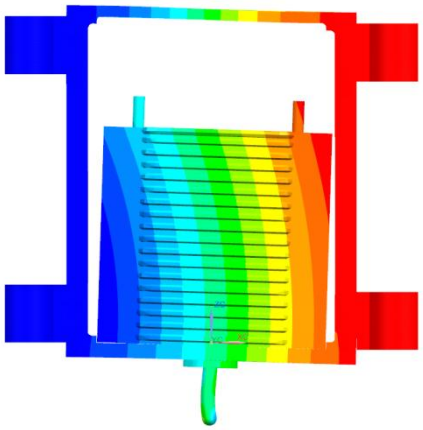
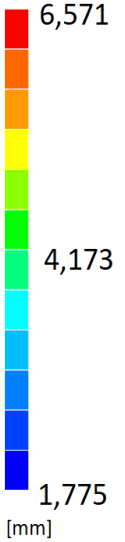
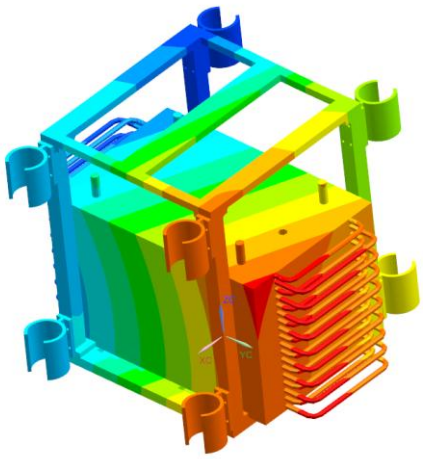
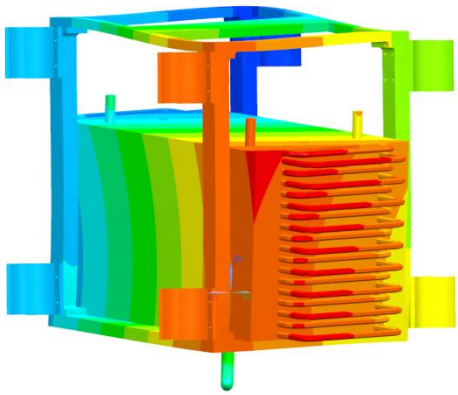
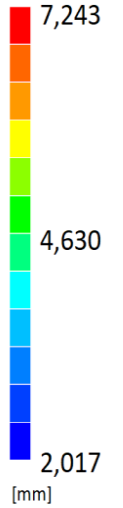
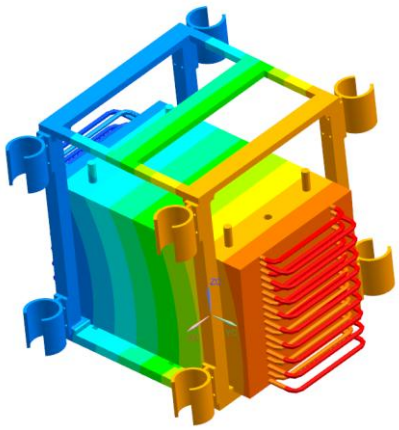
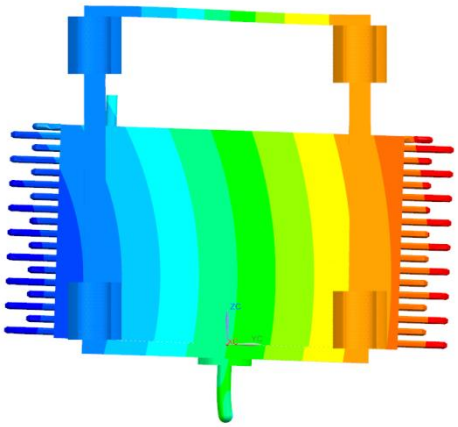
Tab. 14: Výsledky simulace zatížení z hlediska napětí



Zatížení – varianta B			
Zatížení – varianta C			

Dle výsledků pevnostní analýzy lze vidět značné zvýšení napětí na spodní i horní desce beranu oproti centrickému rázu. Z pohledu napětí je pro beran nejhorší zatížení při Variantě B, tedy když je rameno síly pootočeno o 45° vzhledem k osám x a y. Zde je nejvyšší napětí opět pod Domky, a to více než 200 MPa. Dále lze konstatovat, že např. horní deska je nejvíce namáhaná při Variantě C, kdy nejvyšší hodnota napětí je 193 MPa.

Tab. 15: Výsledky simulace zatížení z hlediska posunutí

Posunutí – Varianta A			
Posunutí – Varianta B			
Posunutí – Varianta C			

Z obrázků výše lze vyhodnotit, že z pohledu posunutí je pro beran nejvíce nepříznivá Varianta C. U této varianta nastane posunutí o 7,243 mm.

4.15.6 Zhodnocení výsledků pevnostní analýzy

Vlivem použití konstrukční oceli třídy 11 vznikají v beranu příliš vysoké hodnoty napětí a deformací. Z uvedených variant namáhání nejlépe dopadla varianta s centrickým namáháním beranu. I u této ovšem vznikaly vysoké špičky napětí v oblastech vrubů. Tím pádem je potřeba navrhnout konstrukční cesty ke zmenšení špiček napětí.

První variantou by bylo použití jakostnější oceli. Vzhledem k rozměrům konstrukce beranu ovšem tato varianta není vhodná.

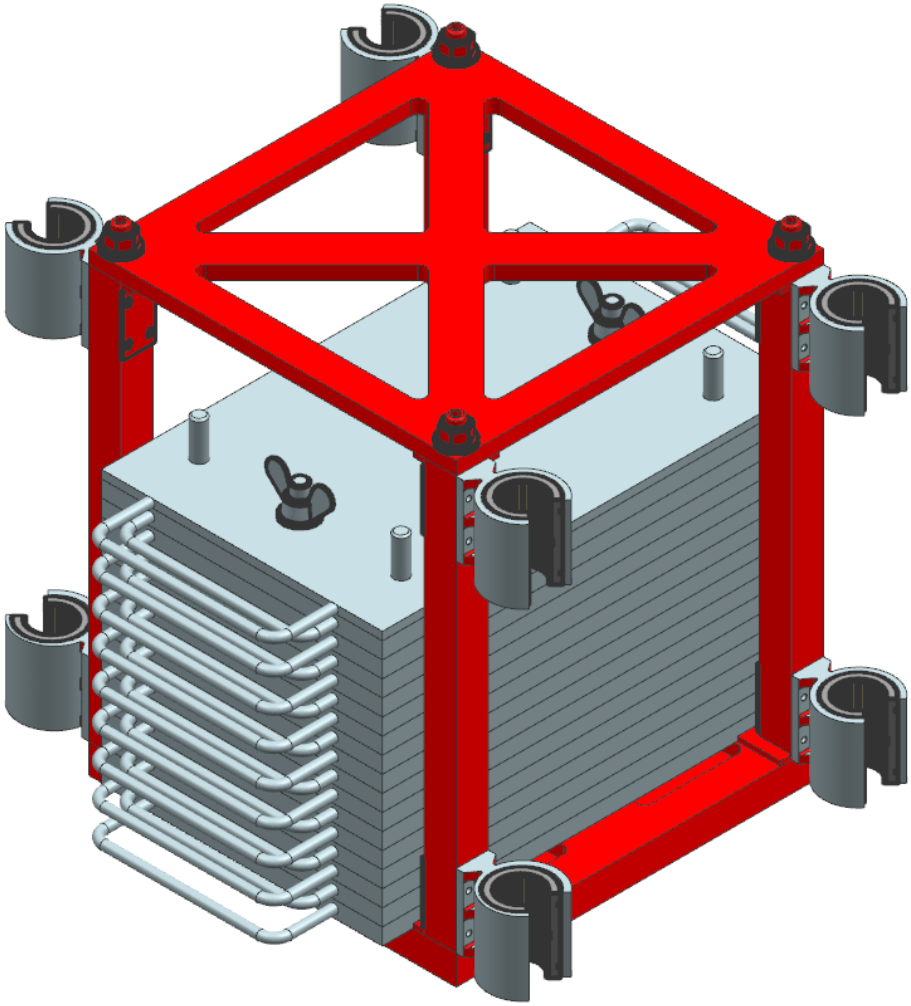
Dále se nabízí zmenšení dovolené excentricity namáhání beranu. Nově je tedy předepsána maximální povolená excentricita na 30 mm.

Ovšem nejefektivnější cesta ke zmenšení namáhání beranu je navržení konstrukčních úprav k vyztužení. Záměr je především vyztužení spodní a horní desky a dále stojin a domků pro kluzná pouzdra vedení.

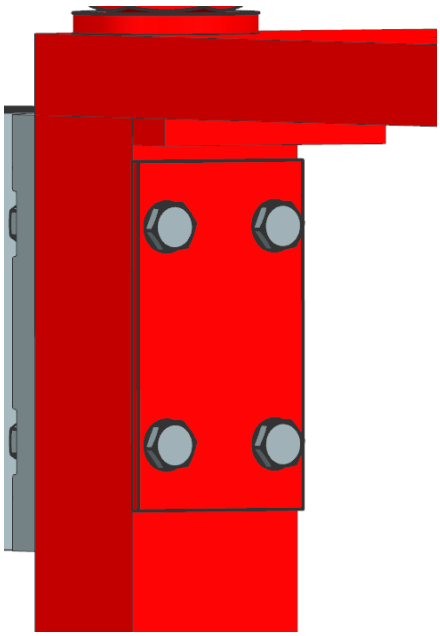
4.15.7 Konstrukční úpravy beranu pro zvýšení tuhosti

Jelikož navržená konstrukce beranu nevyhovovala z pohledu velikosti napětí a deformací je třeba udělat konstrukční úpravy pro zvýšení tuhosti beranu. Všechny části beranu, kterých se dotkla úprava, jsou v obr. 62 zvýrazněny červenou barvou. Konkrétně jsou to následující úpravy:

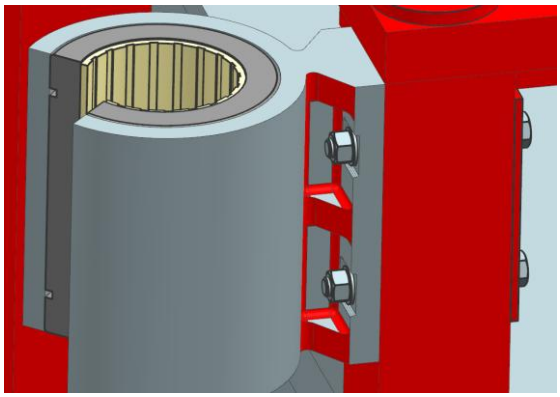
- Spodní deska – zvýšení tloušťky desky z 20 mm na 32 mm
- Stojiny – velikost průřezu použitého jeklu se zvětšila, a to z rozměru 30x30x3 mm na 35x35x3 mm
- Domky – podepření Domku žebry tak, aby stále byla možná montáž Domku
- Technologie výroby konstrukce – namísto celosvařované konstrukce se bude horní deska Beranu šroubovat pomocí závrtných šroubů. Takto bude moci případně horní deska lehce odlehnout od stojin, což sníží její namáhání
- Horní deska – namísto vyfrézovaných obdélníků budou mít díry tvar trojúhelníků, což povede k příznivějšímu namáhání. Dále je Horní deska vyztužena na spodní straně žebry
- Podložení hlav šroubů – pod hlavy šroubů, spojující Stojiny s Domky, jsou namontovány podložky. Tato úprava zapříčiní rozložení napětí do větší plochy



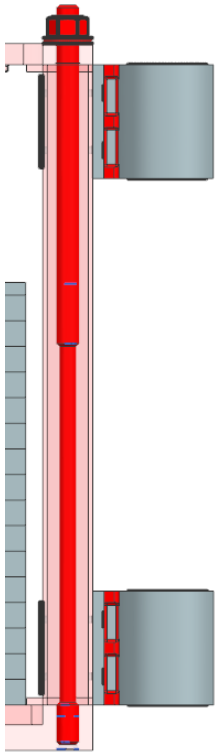
obr. 62 Konstrukční úpravy Beranu



obr. 63 Podložka pod hlavy šroubů



obr. 64 Úprava Domku



obr. 65 Sešroubovaný Beran

4.16 Řešení zdvihání beranu

Pro zdvihání beranu do potřebné výšky bude použito zdvihání pomocí lana o průměru 6,3 mm, které má únosnost 590 kg. S ohledem na maximální hmotnost beranu (400 kg) a hmotnost zbylé konstrukce je průměr lana dostačující.

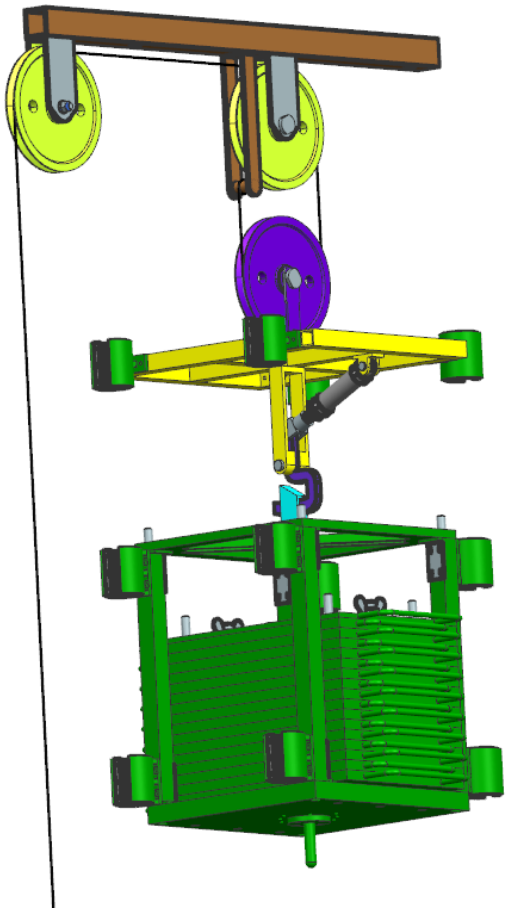
Zdvihání může být řešeno dvěma způsoby:

- Elektromotor s kladkostrojem je umístěn nad horní pozicí beranu
- Elektromotor je umístěn na úrovni šaboty a lano je vedeno přes dvě kladky k beranu

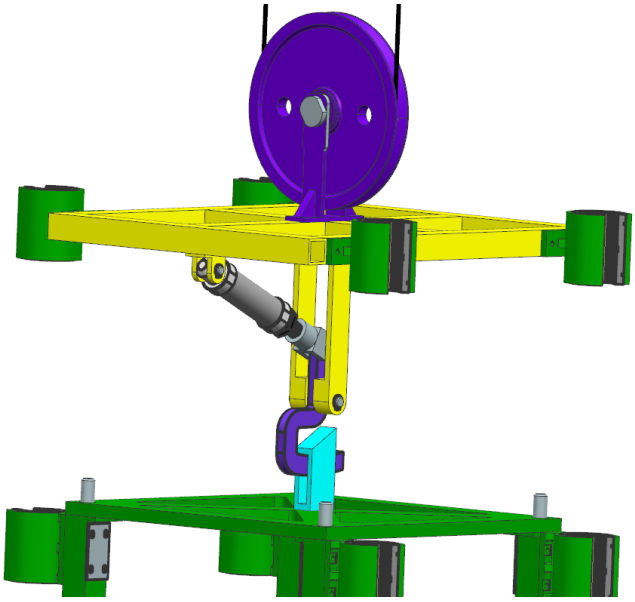
Jelikož umístění elektromotoru nad beranem s sebou přináší zvětšení celkové výšky bucharu a snížení stability zařízení, je pro další postup vybrána varianta s elektromotorem na úrovni šaboty. Samozřejmě i tato varianta má své nedostatky, např. potřeba delšího lana pro zdvihání. I přes tuto skutečnost je tato varianta výhodnější.

4.17 Řešení spuštění beranu ze stacionární polohy

Pro puštění beranu je navrženo zařízení s pneumatickým jednočinným válcem. Objímka válce je spojena s hákem pomocí čepu a hák je otočně uchycen ke konstrukci zařízení. Při plnění válce vzduchem je uvnitř válce stlačována tlačná pružina a hák uvolní beran ze stacionární polohy. Spouštěcí zařízení je spojeno se zdvihacím ústrojím přes kladku. Zařízení je vedeno (stejně jako samotný beran) přes čtyři kluzná pouzdra, která jsou sešroubována s jeklovou konstrukcí.



obr. 66 Řešení zdvihání a spouštění beranu

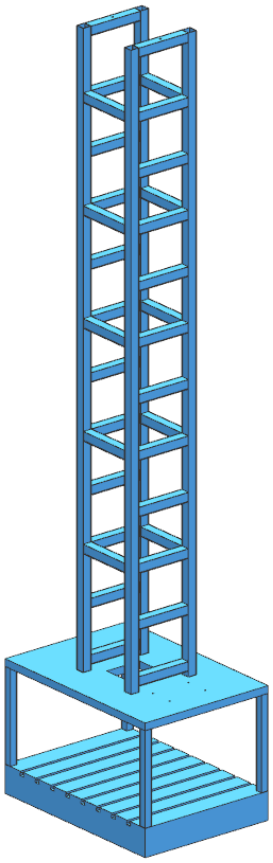


obr. 67 Detail způsobu spouštění beranu

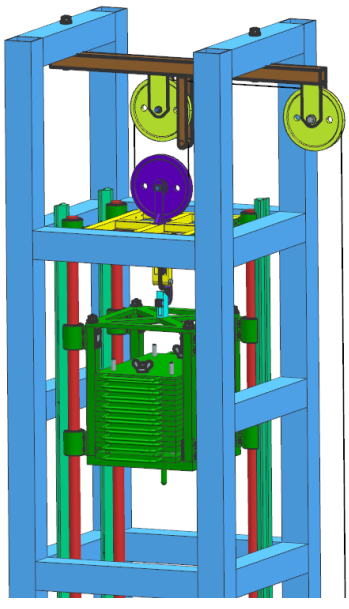
4.18 Řešení rámu konstrukce

Konstrukce rámu je navržena jako svařenec z jeklů o rozměrech 100x100x5 mm. Pro zvýšení tuhosti konstrukce je rám vyztužen příčnými žebry. Rám je poté svařen s konstrukcí šaboty.

Pomocí jeklů je řešena i konstrukce zakrytování motoru a bubnu. Toto zakrytování slouží nejen jako bezpečnostní prvek, ale zároveň je to další vyztužení rámu bucharu. Z tohoto důvodu mají navržené jekly stejné rozměry jako zbytek rámu.



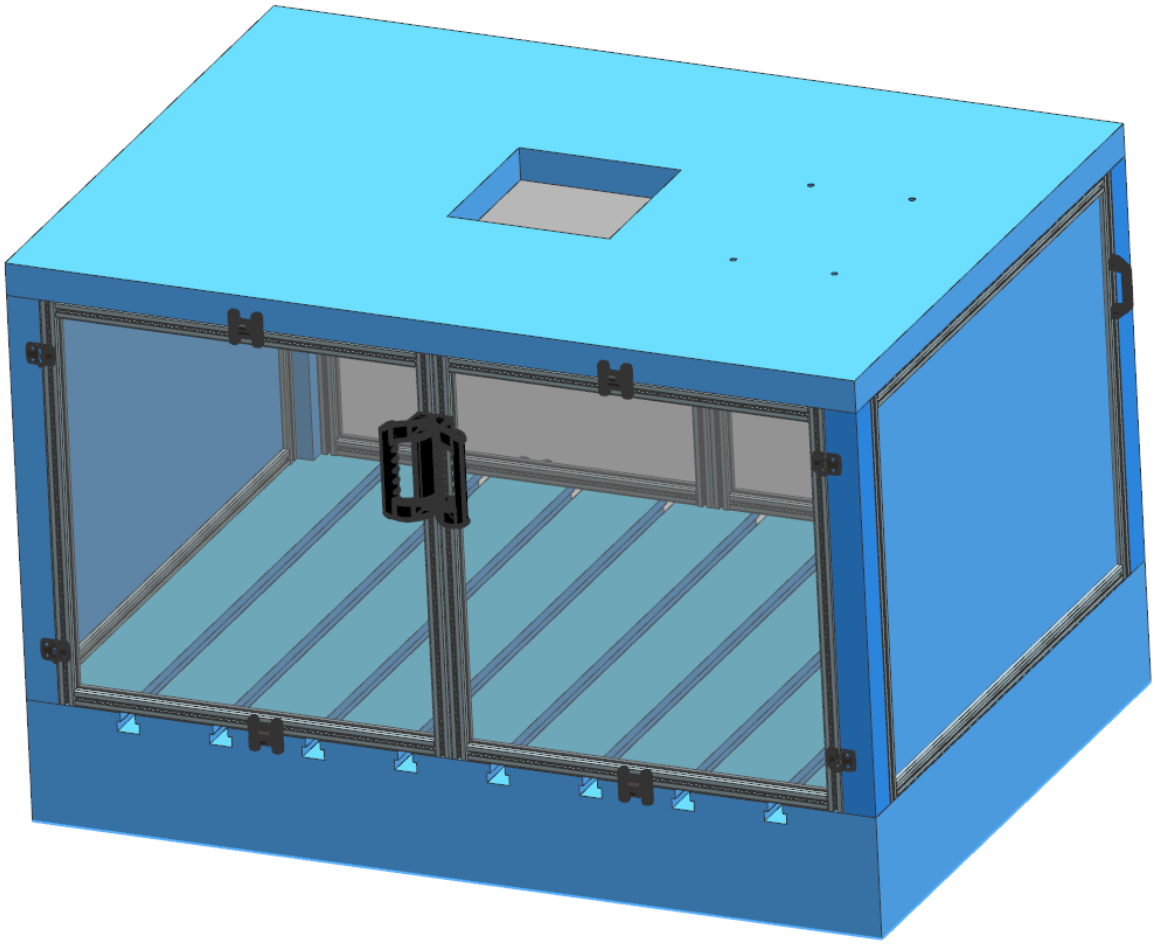
obr. 68 Rám bucharu



obr. 69 Detail rámu

4.19 Šabota

Pro zvýšení stability stroje jsou rozměry šaboty větší než rozměry komínu bucharu. Ve spodní části šaboty jsou vyfrézovány T-drážky pro upnutí přípravku s tvářenou součástí. Pro snadnou obsluhu a větší variabilitu jsou dvířka šaboty otevírací ze všech stran. Otevírání je zabezpečeno pomocí stavebnicové konstrukce od firmy ASKMT. Obsluha pouze zatáhne za přišroubované madlo a překoná tak odpor pružiny v kuličkovém úchytu. Spodní část šaboty má z důvodu minimalizace šabotových ztrát (viz 2.8.2 Účinnost rázu) značnou tloušťku, a to konkrétně 300 mm s tím, že 200 mm bude tato spodní část zabetonována pod úrovní podlahy.

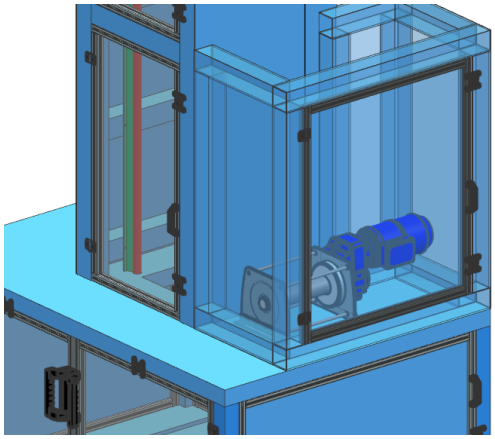


obr. 70 Zakrytovaná šabota bucharu

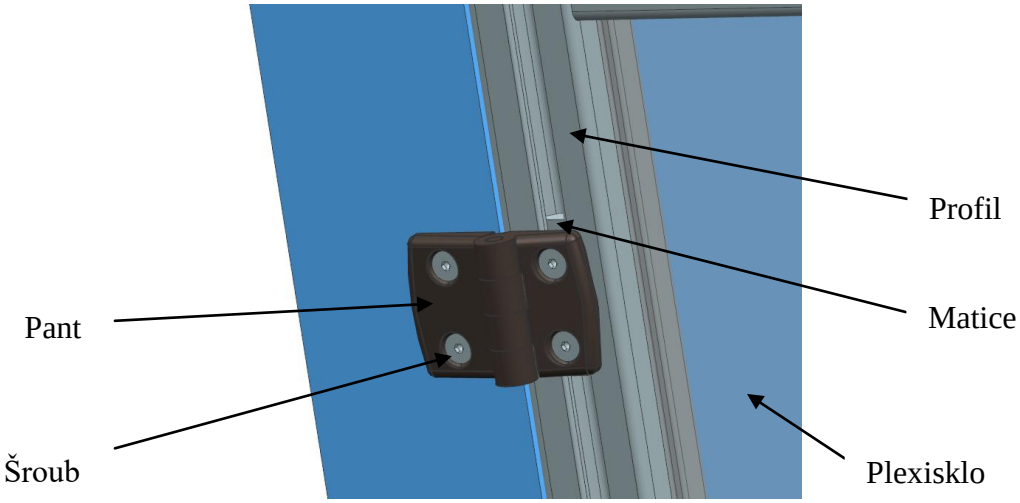
4.20 Krytování bucharu

Pro krytování bucharu byla zvolena stavebnicová konstrukce od firmy ASKMT. Do této konstrukce je vždy vmontován bezpečnostní kryt z plexiskla, popřípadě z hliníku. Předností tohoto řešení je nízká hmotnost konstrukce a snadné sestavení a rozebrání konstrukce. Pro otevírání a zavírání bezpečnostních krytů slouží madla a kuličkové úchyty, kdy se pro otevření daného krytu musí překonat odpor pružiny uvnitř krytu. Jelikož po stranách beranu není třeba snadné a rychlé otevírání krytů, jsou zde kryty přivařeny rovnou ke konstrukci rámu bucharu.

obr. 71 Kuličkový úchyt dveří šaboty



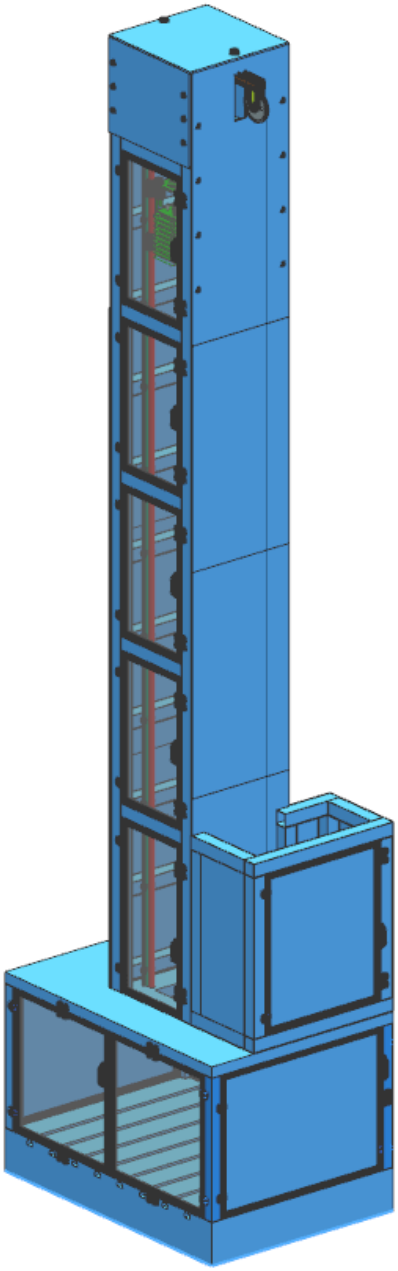
obr. 72 Krytování elektromotoru



obr. 73 Pant dveří šaboty

4.21 Sestava bucharu

Sestava bucharu se tedy skládá ze svařovaného rámu komínu a šaboty, které jsou zakrytovány pomocí sešroubované hliníkové konstrukce, do níž je vloženo plexisklo nebo ocelový plech (otevírací část) resp. ocelovým plechem, který je přivařen ke konstrukci rámu (stacionární část). Dále je zde vedení bucharu v podobě kruhového kluzného vedení, které je opřené o kolejnice. Hlavní část poté tvoří buchar a zdvihací resp. spouštěcí zařízení beranu. Ke konstrukci šaboty je pomocí šroubů upevněn elektromotor, který pohání lano, vedené přes soustavu tří kladek.



obr. 74 Sestava bucharu

5 Závěr

Cílem této bakalářské práce byl návrh a konstrukce padacího bucharu pro laboratorní využití. V úvodu práce byla provedena rešerše, která se týkala historie výroby bucharů a dále známých konceptů bucharů a padostrojů a v dnešní době vyráběných strojů od různých firem.

V další fázi bylo nutné specifikovat zadání práce. Byly tedy specifikovány požadavky na dopadovou rychlost beranu, kinetickou energii, s níž buchar bude pracovat a na rozměry pracovního prostoru. Další parametry, jako například rozměry stroje, rozměry prostoru pro upnutí přípravku nebo způsob zdvihání beranu předem specifikovány nebyly, a tudíž tyto parametry vyplynuly z dalšího postupu práce.

Nejdůležitější částí této práce je bezesporu praktická část. Ta začala stanovením potřebných parametrů, jako jsou hmotnost a výška pádu beranu. Dále bylo nutné stanovit sílu, zatěžující beran. Síla byla stanovena z předpokládané lineární závislosti síly a deformace materiálu. Tento výpočet vycházel z již provedeného experimentu, který je volně dostupný (viz zdroj [13]).

Poté se práce zaměřuje na výběr vhodného druhu vedení. Nejdříve byly navrženy různé způsoby vedení (ať už kluzné nebo valivé), poté byly tyto způsoby slovně a číselně ohodnoceny, porovnány mezi sebou a nakonec bylo jako suboptimální řešení vedení vybráno kluzné otevřené pouzdro s podporou v podobě kolejnice, které jsou přišroubovány k rámu bucharu.

Po vybrání vhodného typu vedení beranu se práce přesunula k návrhu samotného beranu. Nejdříve bylo navrženo upevnění kluzných pouzder v konstrukci beranu. Byly uvažovány dvě varianty. První varianta počítala s upevněním kluzných pouzder přímo v konstrukci beranu. Druhá pak s přišroubováním ocelových domků s nalisovanými pouzdry ke konstrukci beranu. Po krátkém vyhodnocení obou variant byla vybrána druhá varianta s domky.

Podobně jako výběr typu vedení beranu, byl proveden i výběr suboptimálního typu pojištění závaží v beranu a poté i druhu matice pro rychlé upnutí závaží.

Po dokončení návrhu všech podstatných částí beranu byla provedena výpočetní analýza konstrukce beranu pomocí MKP výpočtů. Kontrolovány byly čtyři zátěžné stavy, a to centrický ráz a tři druhy rázu necentrického. Zhodnoceny byly jak hodnoty napětí, tak i posunutí. Jelikož v některých místech beranu byly tyto hodnoty příliš vysoké, byly v další části navrženy úpravy beranu ke snížení špiček napětí a zvýšení tuhosti konstrukce.

V poslední části bakalářské práce byla navržena zbylá konstrukce bucharu. Navrženo bylo zdvihání beranu pomocí lana a soustavy tří kladek. Dále spouštění beranu ze stacionární polohy pomocí jednočinného pneumatického válce. Poté byl navržen rám jako svařovaná konstrukce z jeklů o rozměrech 100x100x5 mm. A nakonec byl rám zakrytován hliníkovou konstrukcí od firmy ASKMT.

Práce je tedy zaměřena hlavně na návrh beranu, který je v práci hlavní položkou zájmu. Určitě by stálo za diskuzi, jestli navržené úpravy konstrukce beranu vyhovují z hlediska napětí a jestli není zapotřebí dalších úprav. Pro ověření nové konstrukce by se musela vytvořit nová výpočtová simulace, která v práci již obsažena není. Další otázkou je, zda síla, která působí na beran, je vyhodnocena dostatečně přesně, jelikož ve skutečnosti zde závislost mezi sílou a deformací lineární není. I proto se zde použilo lehce předimenzované kluzné pouzdro.

6 Seznam použitých zdrojů

[1] KOČÍ, Tomáš. *Návrh padostroje* [online]. Plzeň, 2021 [cit. 2022-04-21]. Dostupné z: https://dspace5.zcu.cz/handle/11025/44391. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni, Katedra konstruování strojů. Vedoucí práce Václav Kubec.

[2] TANČIN, Milan. *Konstrukční řešení bucharů a jejich možné technologické využití* [online]. Plzeň, 2012 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: https://otik.zcu.cz/bitstream/11025/3015/1/KONSTRUKCNI%20RESENI%20BUCHARU%20A%20JEJICH%20MOZNE%20TECHNOLOGICKE%20VYUZITI.pdf. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni. Vedoucí práce Jiří Staněk.

[3] STANĚK, Jiří. BUCHARY - ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ. *CourseWARE* [online]. [cit. 2022-0425].Dostupnéz:https://courseware.zcu.cz/portal/studium/courseware/kks/zsvs/prednasky.html

[4] AUTOR NEUVEDEN. James Nasmyth. *Wikipedia: the free encyclopedia*. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-. Dostupné také z: https://en.wikipedia.org/wiki/James_Nasmyth#/media/File:James_Nasmyth's_patent_steam_hammer.jpg

[5] RUDOLF, Bedřich a Miloslav KOPECKÝ. *Tvářecí stroje: Základy stavby a využití*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1985.

[6] KVAPIL, Jan. *Stroje využívané ve tváření* [online]. Brno, 2011 [cit. 2022-04-21]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=39786. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Kamil Podaný.

[7] KAMELANDER, Ivan. *Tvářecí stroje I*. Brno: VUT, 1989. ISBN 80-214-1037-10.

[8] VIMMR, Jan. Elementární teorie rázu hmotných těles. *Katedra mechaniky - Fakulta aplikovaných věd* [online]. [cit. 2022-05-21]. Dostupné z: https://www.kme.zcu.cz/download/predmety/567-razy-teorie+priklady.pdf

[9] KŘEN, Jiří. Energie ztracená rázem těles. *Katedra mechaniky - Fakulta aplikovaných věd* [online]. [cit. 2022-05-21]. Dostupné z: https://www.kme.zcu.cz/download/predmety/604-energie-ztracena-razem-teles.pdf

[10] AUTOR NEUVEDEN. Padostroje pro rázové zkoušky řada DP.2 - DPFest do 3000J. *LaborTech* [online]. [cit. 2022-04-26]. Dostupné z: https://www.labortech.cz/wp-content/uploads/2020/05/Labtest-DP.2-do-3000J-CZ-v1.2.2020.pdf

[11] AUTOR NEUVEDEN. IM10 RANGE. *Imatek System Limited* [online]. [cit. 2022-04-26]. Dostupné z: https://imatek-systems.co.uk/products/im10-range/

[12] AUTOR NEUVEDEN. Drop Weight Testers for Tests on Components. *Zwick Roell* [online]. [cit. 2022-04-26]. Dostupné z: https://www.zwickroell.com/products/products-for-impact-testing/drop-weight-testers-for-tests-on-components/

[13] ZHANG, Xiaoyan, Yunrong LUO a Qingyuan WANG. Experimental Study on Drop-Weight Impact Response of Basalt Fiber Aluminum Laminates (BFMLs). *Advances in Materials Science and Engineering* [online]. 2018, 1-13 [cit. 2022-04-21]. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1155/2018/1478951

[14] AUTOR NEUVEDEN. KULIČKOVÁ POUZDRA KH UZAVŘENÁ. *T.E.A Technik s.r.o.: Lineární vedení a pohony* [online]. [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: https://www.teatechnik.cz/kulickova-pouzdra-kh-uzavrena/

[15] AUTOR NEUVEDEN. KULIČKOVÁ POUZDRA UB-OP OTEVŘENÁ. *T.E.A Technik s.r.o.: Lineární vedení a pohony* [online]. [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: https://www.teatechnik.cz/kulickova-pouzdra-ub-op-otevrena/

[16] AUTOR NEUVEDEN. Kolejnicové vedení s kuličkovými vozíky, Hliník, Standard. *Www.chambrelan.com* [online]. [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: https://www.chambrelan.cz/d409-al40/#tab-OPT_TIT

[17] AUTOR NEUVEDEN. Válečkové lineární vedení. *VK LOŽISKA* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: https://www.vkloziska.cz/valeckove-linearni-vedeni

[18] AUTOR NEUVEDEN. PŘÍRUBOVÉ ROLNY HPJ_. *T.E.A. TECHNIK s.r.o.: Lineární vedení a pohony* [online]. [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: https://www.teatechnik.cz/prirubove-rolny/

[19] AUTOR NEUVEDEN. VODÍCÍ ROLNY HPV_. *T.E.A. TECHNIK s.r.o: Lineární vedení a pohony* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: https://www.teatechnik.cz/vodici-rolny/

[20] AUTOR NEUVEDEN. LINEÁRNÍ KLUZNÁ VEDENÍ: DRYLIN R. *HENNLICH s.r.o.* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: https://lin-tech.hennlich.cz/produkty/linearni-kluzna-vedeni-drylin-r-632/jum-11.html

[21] LINEÁRNÍ KLUZNÁ VEDENÍ: DRYLIN R. *HENNLICH s.r.o.* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: https://lin-tech.hennlich.cz/produkty/linearni-kluzna-vedeni-drylin-r-632/jum-11.html

[22] AUTOR NEUVEDEN. Rybinová vedení saní. *Norelem* [online]. [cit. 2022-04-26]. Dostupné z: https://www.norelem.com/cz/cs/Produkty/P%C5%99ehled-v%C3%BDrobk%C5%AF/Syst%C3%A9my-a-komponenty-pro-v%C3%BDrobu-stroj%C5%AF-a-za%C5%99%C3%ADzen%C3%AD/21000-Veden%C3%AD-san%C3%AD-Vodic%C3%AD-kolejnice-Polohovac%C3%AD-stoly-Miniaturn%C3%AD-kluzn%C3%A1-veden%C3%AD-Ukazatele-polohy/Veden%C3%AD-san%C3%AD/21030-Rybinov%C3%A1-veden%C3%AD-san%C3%AD.html

[23] AUTOR NEUVEDEN. Drylin® R Lineární kluzná vedení. *HENNLICH s.r.o.* [online]. [cit. 2022-04-21]. Dostupné z: https://lin-tech.hennlich.cz/fileadmin/_migrated/DryLin_R.pdf

[24] AUTOR NEUVEDEN. Matice M22 šestihranná přesná DIN 934. *Landsmann.cz* [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: https://www.landsmann.cz/matice-m22-sestihranna-presna-din-934-ocel-tr-8-8-povrch-zinek-bily-100ks-_d16612.html

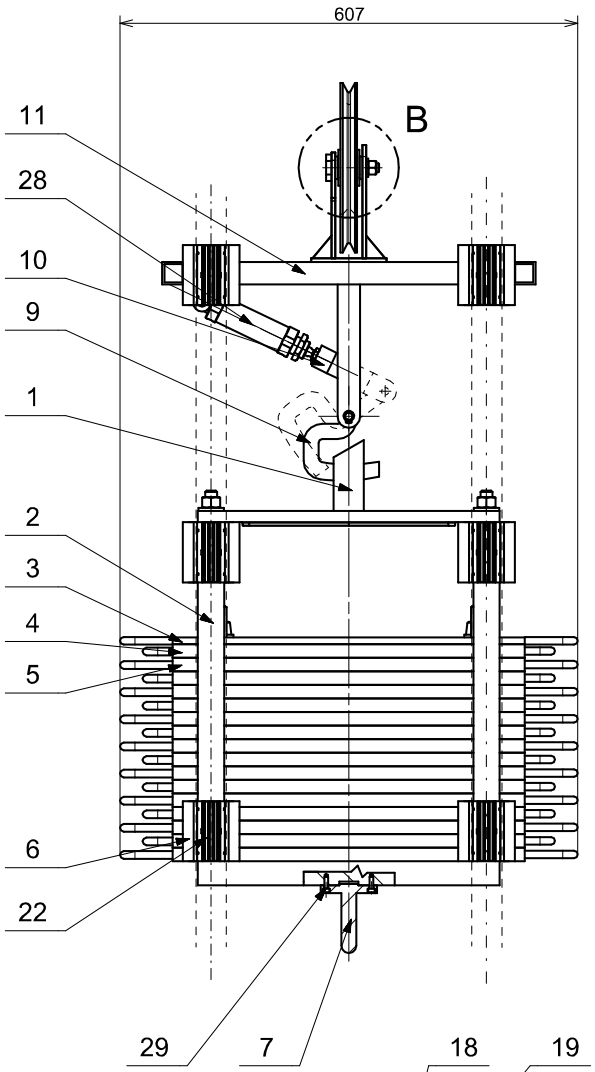
[25] AUTOR NEUVEDEN. Matice M16 křídlová. *Vapp.cz* [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: https://www.vapp.cz/produkt/matice-m16-kridlova-315-gt-zn

[26] AUTOR NEUVEDEN. GN 6303.1 Schnellspann-Rändelmuttern. *Ganter norm.com* [online]. [cit. 2022-04-21]. Dostupné z: https://www.ganternorm.com/de/produkte/2.2-Spannen-Klemmen-mit-Griffen/Schnellspanngriffe/GN-6303.1-Schnellspann-Raendelmuttern-Stahl

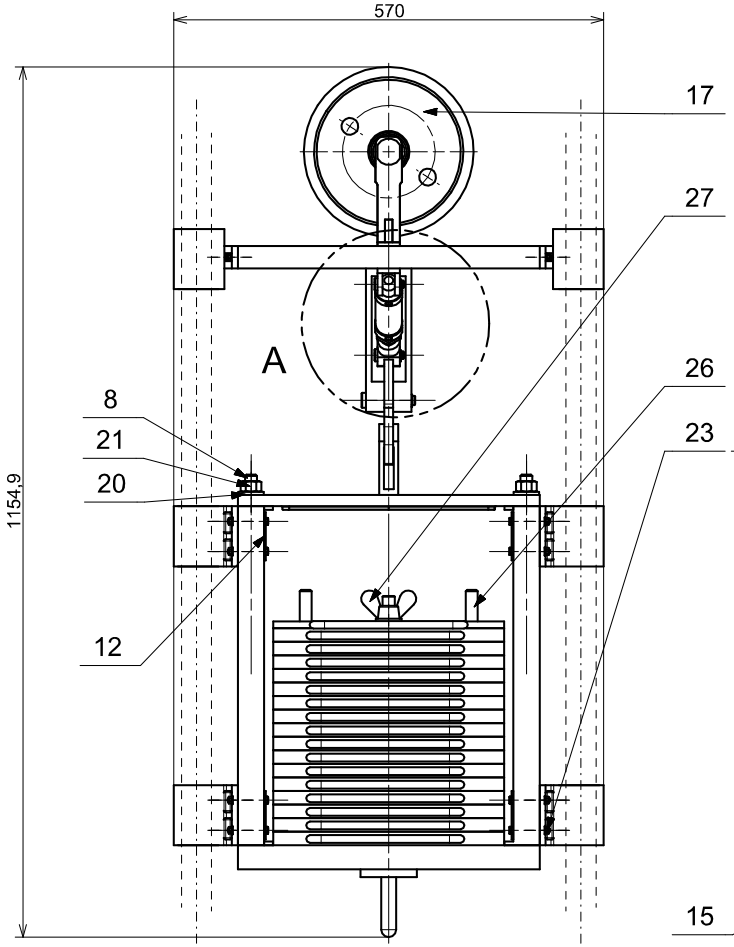
[27] AUTOR NEUVEDEN. RYCHLOUPÍNACÍ MATICE BEZ NÁKRUŽKU 6332S - M10 (88559). *E-naradinastroje.cz* [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: https://www.enaradinastroje.cz/rychloupinaci-matice-bez-nakruzku-6332s-m10--88559-/

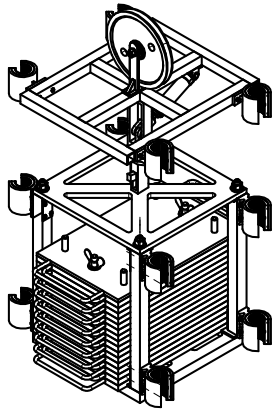
PŘÍLOHA č. 1

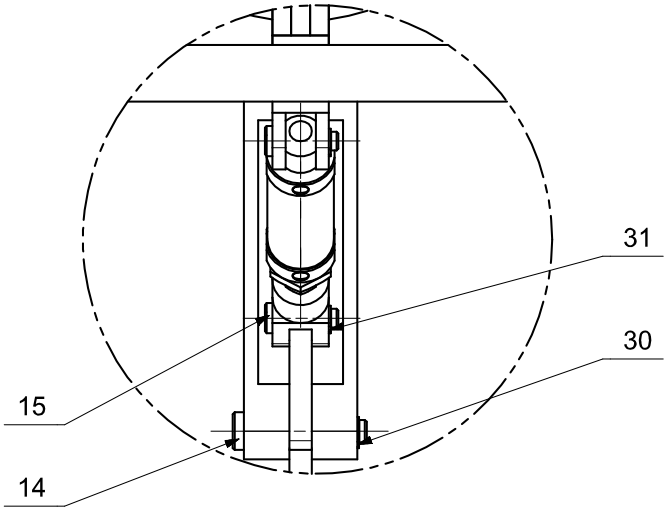
Výkres sestavy beranu se zdvihacím mechanismem



DETAIL B
M 1:2







DETAIL A
M 1:2

PŘEDEPÍNACÍ SÍLA PRO ŠROUB 07030-16350 JE 67 kN
PŘEDEPÍNACÍ SÍLA PRO ŠROUB M5x50 ISO 4017 JE 8,3 kN

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name			
Kresil / Drawn by	13. 5. 2022	JAN KOZÁK			
Prezkousel / Checked by	–	–			
Schválil / Approved by	–	–			
Index zmeny	Popis zmeny / change description	SchvaL / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	
–	–	–	–	–	
–	–	–	–	–	

FAKULTA STROJNI
ZAPADOCESKE
UNIVERZITY
V PLZNI

Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved

Poznamka / Note: –

Tolerance / Tolerovani
ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK

Soubor-model / ASM-file: vykres_sestava_beran
Soubor-vykres / DRW-file: vykres_sestava_beran

Projekt / Project: ---
C.sestavy / Assembly No. ---
C.hmot.sestavy 415,78

Merítko / Scale: 1:5

Nazev / Title: SESTAVA BERANU

Rev. 1

Cislo vykresu / Drawing No.: BP - ASM

Format: A2

List / sheet no. 1 Pocet listu / sheets 6

PŘÍLOHA č. 2

Kusovník výkresu sestavy 1

POZ.	NÁZEV-ROZMĚR	VÝKRES-NORMA	HMOT. [kg]	MNOŽ.
17	KLADKA	REAFO200	4,66	1
16	ČEP 12x63	BP-16	0,23	1
15	ČEP 10x35	BP-15	0,027	2
14	ČEP 12x65	BP-14	0,072	1
13	ROZPĚRNÝ KROUŽEK	BP-13	0,02	2
12	DESTIČKA PRO ŠROUBY	BP-12	0,03	8
11	HORNÍ DESKA	BP-11	8,12	1
10	OBJÍMKA	BP-10	0,27	1
9	HÁK	BP-09	0,49	1
8	ZÁVITOVÁ TYČ M16x520	BP-08	0,64	4
7	NÁSTROJ	BP-07	0,52	1
6	DOMEK PRO POUZDRO	BP-06	0,93	12
5	ZÁVAŽÍ 20 KRATŠÍ	BP-05	20	8
4	ZÁVAŽÍ 20 KRATŠÍ	BP-04	20	8
3	ZÁVAŽÍ 10 DELŠÍ	BP-03	10	1
2	BERAN	BP-02	47,91	1
1	OKO	BP-01	0,42	1

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name
Kreslil / Drawn by	13. 5. 2022	JAN KOZÁK
Prezkousel / Checked by	---	---
Schvalil / Approved by	---	---

FAKULTA STROJNI
ZAPADOCESKE
UNIVERZITY
V PLZNI

Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature
---	---	---	---	---
---	---	---	---	---

Poznamka / Note: ---

Tolerance / Tolerovani
ISO 128
ISO 8015
ISO 2768mK

Soubor-model / ASM-file: vykres_sestava_beran

Soubor-vykres / DRW-file: vykres_sestava_beran

Projekt / Project: ---

C.sestavy / Assembly No.: ---

C.hmot.sestavy: 415,78

Meritko / Scale: 1:5

Nazev / Title: SESTAVA BERANU
1:5

Rev.: 1

Cislo vykresu / Drawing No.: BP - ASM

List / sheet no. 3 Pocet listu / sheets 6

Format: A4

PŘÍLOHA č. 3

Kusovník výkresu sestavy 2

POZ.	NÁZEV-ROZMĚR	VÝKRES-NORMA	HMOT. [kg]	ks
31	POJISTNÝ KROUŽEK 10	DIN 471	0,001	1
30	POJISTNÝ KROUŽEK 12	DIN 471	0,001	1
29	ŠROUB M5x0,8-16	DIN 912	0,01	4
28	JEDNOČINNÝ VÁLEC	10Y-1D-32N50	1,12	1
27	MATICE M16	DIN 315	0,07	2
26	KOLÍK 16	BP-26	0,58	4
25	MATICE M5	ISO 403	0,01	48
24	PODLOŽKA M5	ISO 7089	0,001	48
23	ŠROUB M5x50	ISO 4017	0,02	48
22	KLUZNÉ POUZDRO 40	OJUM-01-40	0,29	12
21	MATICE M16	ISO 4032	0,022	4
20	PODLOŽKA M16	ISO 7089	0,009	5
19	MATICE M12	ISO 4032	0,016	1
18	PODLOŽKA M12	ISO 7089	0,006	1

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name
Kreslil / Drawn by	13. 5. 2022	JAN KOZÁK
Prezkousel / Checked by	---	---
Schvalil / Approved by	---	---

FAKULTA STROJNI
ZAPADOCESKE
UNIVERZITY
V PLZNI

Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature
---	---	---	---	---
---	---	---	---	---

Poznamka / Note: ---

Tolerance / Tolerovani
ISO 128
ISO 8015
ISO 2768mK

Soubor-model / ASM-file: vykres_sestava_beran

Soubor-vykres / DRW-file: vykres_sestava_beran

Projekt / Project: ---

C.sestavy / Assembly No.: ---

C.hmot.sestavy: 415,78

Meritko / Scale: 1:5

Nazev / Title: SESTAVA BERANU

Rev.: 1

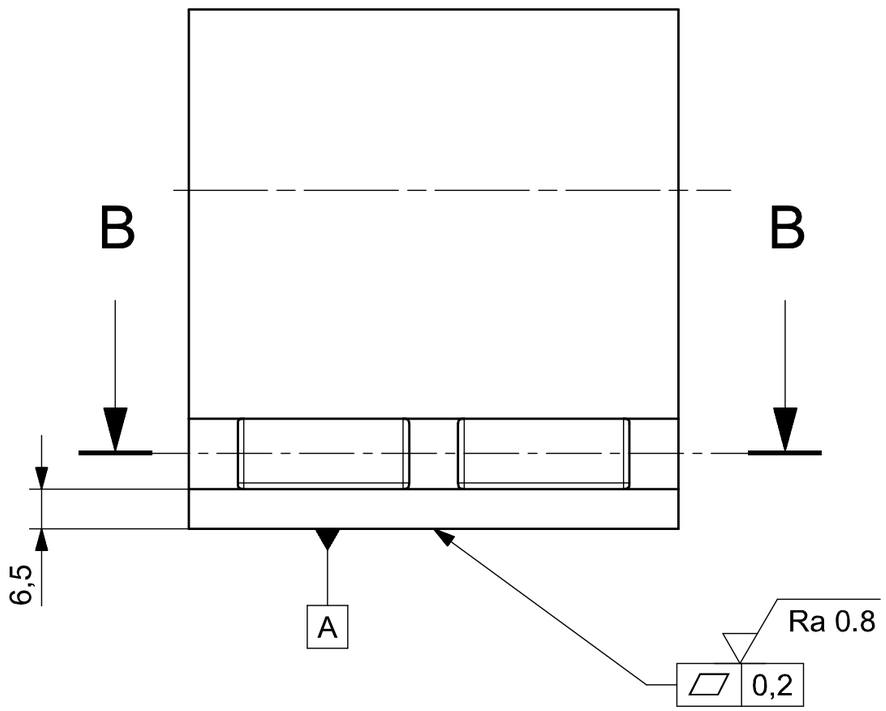
Cislo vykresu / Drawing No.: BP - ASM

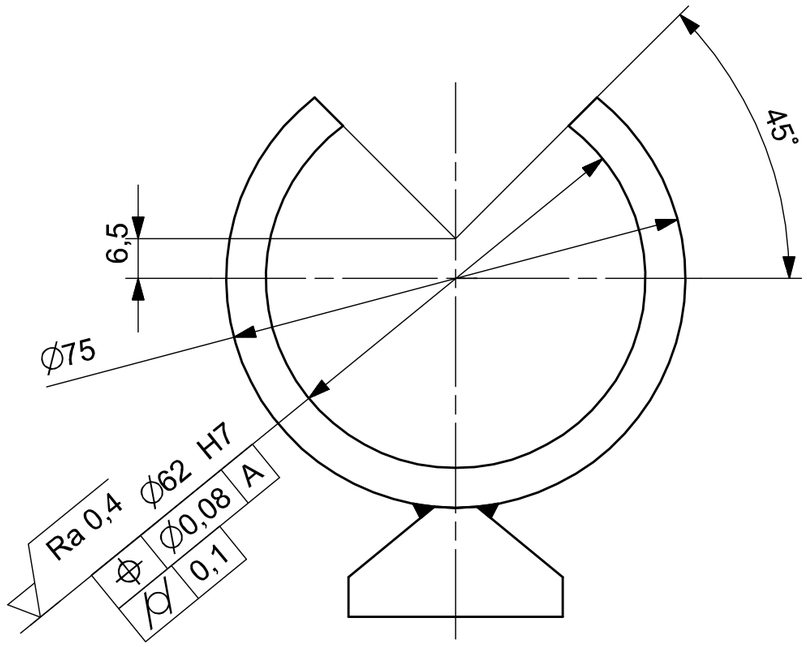
List / sheet no. 5 Pocet listu / sheets 6

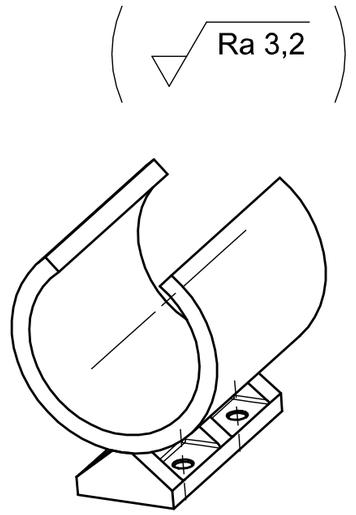
Format: A4

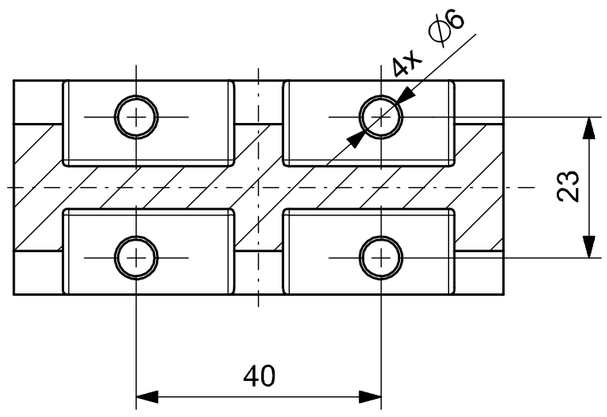
PŘÍLOHA č. 4

Výrobní výkres domku pro pouzdro









SECTION B-B

NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ HRAN U DĚR ∅6 JE 0,5

		SVAŘENEC	11 373/11 373		0,930		BP - ASM	-
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name
Kreslil / Drawn by	13. 5. 2022	Jan Kozák
Prezkousel / Checked by		
Schvalil / Approved by		

FAKULTA STROJNI
ZAPADOCESKE
UNIVERZITY
V PLZNI

Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature

Poznamka / Note:

Tolerance / Tolerovani
ISO 8015
ISO 2768mK
ISO 128

Soubor-model / ASM-file: domek_pro_pouzdro_vykres

Soubor-vykres / DRW-file: domek_pro_pouzdro_vykres

Projekt / Project:

C.sestavy / Assembly No.: BP - ASM

Meritko / Scale: 1:1

Nazev / Title: DOMEK PRO POUZDRO

Rev.

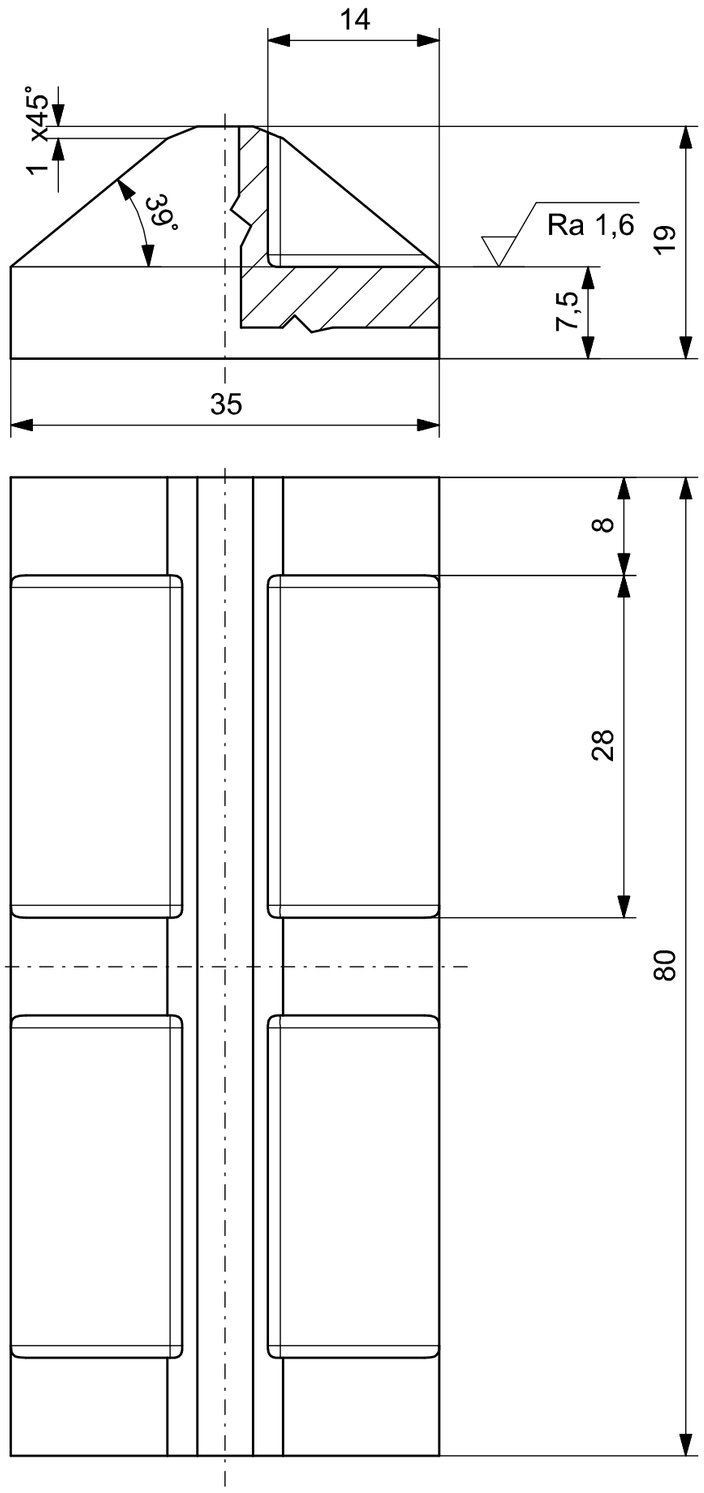
Cislo vykresu / Drawing No.: BP - 06

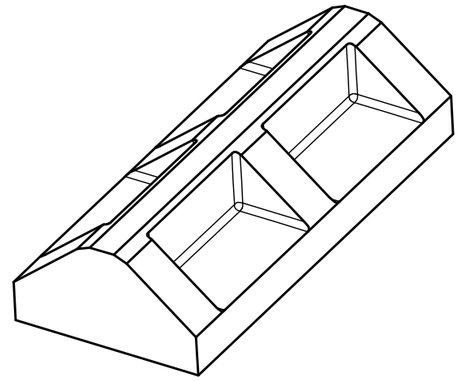
List / sheet no. 2 Pocet listu / sheets 2

Format: A3

PŘÍLOHA č. 5

Výrobní výkres spodního dílu domku pro pouzdro





NEKÓTOVANÉ RADIUSY R1

		PLO36x20-82	11 373/11 373		0,240	0,9	BP - ASM	-
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name
Kreslil / Drawn by	13. 5. 2022	JAN KOZÁK
Prezkousel / Checked by		
Schvalil / Approved by		

FAKULTA STROJNI
ZAPADOCESKE
UNIVERZITY
V PLZNI

Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature

Poznamka / Note:

Tolerance / Tolerovani
ISO 128
ISO 8015
ISO 2768mK

Soubor-model / ASM-file: domek_pro_pouzdro_vykres_2

Soubor-vykres / DRW-file: domek_pro_pouzdro_vykres_2

Projekt / Project:

C.sestavy / Assembly No.: BP - ASM

Meritko / Scale: 2:1

Nazev / Title

SPODNÍ DÍL DOMKU

Rev.

Cislo vykresu / Drawing No.

BP - 06/01

List / sheet no. 3 Pocet listu / sheets 3

Format: A3