

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Elektricky poháněný manipulační vozík vybavený zdvižnou plošinou

Autor: **Bc. Jan PETROVITZ**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**

Akademický rok 2018/2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan PETROVITZ**
Osobní číslo: **S17N0034P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Elektricky poháněný manipulační vozík vybavený zdvižnou plošinou**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Manipulace s materiálem, její význam ve výrobě a základní rozdělení. Manipulační vozíky a zdvižné plošiny, jejich popis a zařazení do oblasti manipulační techniky. Údaje o zadavateli projektu, popis pracoviště, pro které je navrhovaný vozík určen. Úloha vozíku na pracovišti a specifikace požadavků na vozík. Rešerše možných řešení jednotlivých konstrukčních celků dopravních a manipulačních vozíků a zdvižných plošin. Obdobná zařízení dostupná na trhu. Postup návrhu vozíku. Popis výsledného konstrukčního návrhu.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Úvod
2. Teoretické zpracování problematiky manipulace s materiálem
3. Rešerše, specifikace požadavků
4. Vlastní konstrukční návrh
5. Zhodnocení návrhu, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 1.* Brno: Computer Press, 1999

DRAŽAN, F., JEŘÁBEK, K. *Manipulace s materiálem.* Praha: SNTL, 1979

HLAVENKA, B. *Systémy a prostředky manipulace s materiálem.* Brno: VUT , 2008

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**

Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Jiří Václav**

KOVA Engineering s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2019**



L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

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

V Plzni dne 16. října 2018

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Petrovitz	Jméno Jan	
STUDIJNÍ OBOR	N2301 - Dopravní a manipulační technika		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Elektricky poháněný manipulační vozík vybavený zdvižnou plošinou		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	196	TEXTOVÁ ČÁST	142	GRAFICKÁ ČÁST	54
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Tato diplomová práce se zabývá návrhem průmyslového manipulačního vozíku s nákladovým prostorem v podobě zdvižné plošiny. V úvodní části práce jsou shromážděny obecné poznatky o manipulaci s materiálem, dále je zde proveden průzkum trhu a rešerše běžných technických řešení manipulačních vozíků a zdvižných plošin. Následující část práce shrnuje informace o projektu, v rámci kterého je zmíněný vozík navrhován, a dále se pak zabývá stanovením požadavků na jeho konstrukci. Z těchto požadavků následně vychází další část práce, která podrobně popisuje návrh konstrukce vozíku a zdvižného mechanismu. Tato část je dále doplněna návrhovými výpočty a obrázky 3D modelu navržené konstrukce. V poslední části práce je popsána pevnostní a tuhostní MKP analýza provedená u dvou hlavních svařovaných součástí navrženého vozíku.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA	<p>manipulace s materiálem, manipulační vozík, nůžková zdvihací plošina, konstrukční návrh, návrhový výpočet, IT4I, CAD, MKP analýza</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Petrovitz	Name Jan
FIELD OF STUDY	N2301 - Transport Vehicles and Handling Machinery	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.	Name Ladislav
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR
TITLE OF THE WORK	Electric powered industrial truck equipped with a lifting platform	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	196	TEXT PART	142	GRAPHICAL PART	54
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This diploma thesis is focusing on the design of industrial handling truck with cargo space in the form of a lifting platform. In the first part of the thesis are collected general information about material handling, there is also a market research and search of common technical solutions for handling trucks and lifting platforms. Next part summarizes the project information in which the truck is designed and then deals with the design requirements for the truck. From those requirements is the following part of this thesis based on. This part describes the design of the truck construction and the lifting mechanism. This part is supplemented with design calculations and images from the 3D model of the designed construction. The last part of this work describes strength and stiffness of FEM analysis implemented on two main welded parts of the designed construction.</p>
KEY WORDS	<p>material handling, industrial truck, scissors lifting platform, design, design computation, IT4I, CAD, FEM analysis</p>

OBSAH




DŮLEŽITÉ ZKRATKY A SYMBOLY	4
ÚVOD.....	5
1 MANIPULACE S MATERIÁLEM	6
1.1 VÝZNAM MANIPULACE	6
1.2 ROZDĚLENÍ MANIPULACE S MATERIÁLEM	8
1.3 DRUHY MANIPULAČNÍCH PROSTŘEDKŮ	10
1.4 PŘEPRAVOVANÝ MATERIÁL.....	12
2 NAVRHOVANÉ ZAŘÍZENÍ V RÁMCI OBLASTI MANIPULACE S MATERIÁLEM ..	15
2.1 MANIPULAČNÍ VOZÍKY	15
2.2 ZDVIŽNÉ PLOŠINY	16
3 PODOBNÁ ZAŘÍZENÍ DOSTUPNÁ NA TRHU	17
4 STANDARDNÍ PROVEDENÍ DOPRAVNÍCH A MANIPULAČNÍCH VOZÍKŮ	18
4.1 BEZMOTOROVÉ DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ VOZÍKY	18
4.1.1 <i>Ruční dvoukolové vozíky</i>	18
4.1.2 <i>Ruční plošinové vozíky</i>	19
4.1.3 <i>Ruční paletové vozíky</i>	19
4.1.4 <i>Ruční vysokozdvížené vozíky</i>	20
4.1.5 <i>Ruční dilenské jeřáby</i>	20
4.2 MOTOROVÉ DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ VOZÍKY	21
4.2.1 <i>Vozíky poháněné spalovacím motorem</i>	22
4.2.2 <i>Akumulátorové vozíky</i>	24
4.2.3 <i>Vysokofrekvenční vozíky</i>	24
4.2.4 <i>Tahače</i>	25
4.2.5 <i>Plošinové vozíky</i>	26
4.2.6 <i>Nízkozdvížené vozíky</i>	26
4.2.7 <i>Vysokozdvížené vozíky</i>	27
4.2.8 <i>Automaticky řízené vozíky</i>	29
5 STANDARDNÍ PROVEDENÍ ZDVIŽNÝCH PLOŠIN	31
5.1 PÍSTOVÉ ZVEDÁKY	31
5.2 PLOŠINOVÉ VERTIKÁLNÍ ZVEDÁKY.....	31
5.3 PARALELOGRAMOVÉ ZVEDÁKY	32
5.4 SLOUPOVÉ ZDVIŽNÉ PLOŠINY	32
5.5 NŮŽKOVÉ PLOŠINY	33
5.6 POHONY ZDVIŽNÝCH PLOŠIN	34
5.6.1 <i>Hydraulický pohon</i>	35
5.6.2 <i>Pneumatický pohon</i>	35
5.6.3 <i>Pohon pomocí pohybového šroubu a matice</i>	36
5.6.4 <i>Pohon pomocí tlačných/tažných řetězů</i>	36
6 INFORMACE O PROJEKTU.....	37
6.1 ZADAVATEL PROJEKTU.....	37
6.2 DODAVATEL PROJEKTU	38
6.2.1 <i>Automatizace výroby</i>	38
6.2.2 <i>Robotika</i>	38
6.2.3 <i>Lisovací nástroje</i>	39

6.3	INFORMACE O NAVRHOVANÉM PRACOVÍŠTI	40
6.3.1	<i>Současný stav</i>	40
6.3.2	<i>Důvod realizace projektu robotizovaného pracoviště</i>	41
6.3.3	<i>Popis nově navrženého pracoviště</i>	43
7	STANOVENÍ POŽADAVKŮ NA NAVRHOVANÉ ZAŘÍZENÍ	45
7.1	TRANSFORMAČNÍ PROCES.....	45
7.2	ROZPRACOVÁNÍ ZADÁNÍ.....	46
7.2.1	<i>Rozměry a hmotnost</i>	46
7.2.2	<i>Pohyb a jeho ovládání</i>	47
7.2.3	<i>Pohony a zdroje energie</i>	48
7.2.4	<i>Bezpečnostní krytování</i>	49
7.3	SPECIFIKACE POŽADAVKŮ.....	50
8	NÁVRH ZDVIŽNÉHO MECHANISMU	54
8.1	PARAMETRY ZDVIŽNÉ PLOŠINY	55
8.2	STATICÁ ANALÝZA NŮŽKOVÉHO MECHANISMU	56
8.2.1	<i>Určení počtu stupňů volnosti</i>	56
8.2.2	<i>Volba zatížení plošiny</i>	57
8.2.3	<i>Sestavení podmínek rovnováhy pro jednotlivá tělesa</i>	60
8.2.4	<i>Velikost působících reakčních účinků v jednotlivých uzlech</i>	65
8.3	DIMENZOVÁNÍ RAMEN NŮŽKOVÉHO MECHANISMU	66
8.3.1	<i>IT4Innovations</i>	66
8.3.2	<i>Software pro modelování zdvihacích plošin</i>	67
8.3.3	<i>Definice výpočtu</i>	68
8.3.4	<i>Výsledky výpočtu</i>	70
8.3.5	<i>Výsledná podoba ramen</i>	72
8.4	KONSTRUKČNÍ NÁVRH NŮŽKOVÉHO MECHANISMU	72
8.5	KONTROLNÍ VÝPOČET HLAVNÍCH ČEPŮ	77
8.5.1	<i>Čep A</i>	78
8.5.2	<i>Čep B</i>	80
8.5.3	<i>Čep E</i>	81
8.5.4	<i>Čep F</i>	82
8.5.5	<i>Čep G</i>	83
8.6	NÁVRHOVÉ VÝPOČTY POHONU ZDVIŽNÉHO MECHANISMU	85
8.6.1	<i>Kontrolní výpočet pohybového šroubu</i>	85
8.6.2	<i>Návrhový výpočet motoru a převodovky</i>	91
8.6.3	<i>Volba ložiska pro uložení pohybového šroubu</i>	95
8.7	KONSTRUKČNÍ NÁVRH POHONU ZDVIŽNÉHO MECHANISMU	97
8.7.1	<i>Pohon pohybového šroubu</i>	97
8.7.2	<i>Pohybová matice</i>	99
8.8	ZDVIHACÍ MECHANISMUS V KRAJNÍCH POLOHÁCH.....	100
9	NÁVRH PODVOZKU VOZÍKU.....	101
9.1	PŮVODNÍ VARIANTY KONSTRUKCE PODVOZKU	101
9.2	POPIS REALIZOVANÉHO NÁVRHU PODVOZKU	103
9.3	SESTAVA PODVOZKU A ZDVIŽNÉHO MECHANISMU	107
10	NÁVRH OPLECHOVÁNÍ A DALŠÍCH SOUČÁSTÍ VOZÍKU	107
10.1	NOSNÝ RÁM OPLECHOVÁNÍ.....	108
10.2	PLECHOVÉ KRYTY VOZÍKU	109
10.3	OVLÁDACÍ PRVKY VOZÍKU	113
10.4	KOMPLETNÍ MODEL NAVRŽENÉHO VOZÍKU	113

11 PEVNOSTNÍ A TUHOSTNÍ ANALÝZA.....	115
11.1 ANALÝZA PLOŠINY.....	115
11.1.1 Výpočtový model.....	115
11.1.2 Tvorba sítě.....	117
11.1.3 Definice okrajových podmínek.....	118
11.1.4 Výsledky pevnostní analýzy.....	119
11.1.5 Výsledky tuhostní analýzy.....	121
11.2 ANALÝZA RÁMU.....	122
11.2.1 Výpočtový model.....	122
11.2.2 Tvorba sítě.....	123
11.2.3 Definice okrajových podmínek.....	124
11.2.4 Výsledky pevnostní analýzy.....	125
11.2.5 Výsledky tuhostní analýzy.....	127
ZÁVĚR	129
PODĚKOVÁNÍ.....	130
ZDROJE A POUŽITÁ LITERATURA	131
Zdroje převzatých textů.....	131
Zdroje obrázků.....	131
Použitý software	134
Použitá literatura.....	135
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	136
SEZNAM TABULEK	141
SEZNAM PŘÍLOH.....	142
Vevázané přílohy	142
Volně vložené přílohy	142

Důležité zkratky a symboly

Zkratka:	Původ (význam):	Český překlad (význam):
MKP	Metoda Konečných Prvků	-
IT	Information Technology	informační technologie
LPG	Liquefied Petroleum Gas	zkapalněný ropný plyn (propan-butan)
CNG	Compressed Natural Gas	stlačený zemní plyn
LNG	Liquefied Natural Gas	zkapalněný zemní plyn
VZV	VysokoZdvižný Vozík	-
AGV	Automatic Guided Vehicle	automaticky řízené vozidlo (vozík)
LIDAR	LIght Detection And Ranging	dálkové měření vzdálenosti za pomoci laserového paprsku
EDSM	Engineering Design Science and Methodology	systémový přístup ke konstruování
BOZP	Bezpečnost a Ochrana Zdraví při Práci	-
Li-Ion	Lithium-Iontový (akumulátor)	-
RAL	ReichsAusschuss für Lieferbedingungen	celosvětový standard pro stupnici barevných odstínů
E-STOP	Emergency Stop	nouzové zastavení
IT4I	IT4 Innovations	národní superpočítačové centrum
VŠB-TUO	Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava	-
PRACE	Partnership for Advanced Computing in Europe	celoevropská výzkumná infrastruktura
ETP4HPC	European Technology Platform in the area of High-Performance Computing	Evropská technologická platforma pro oblast vysoce výkonného počítání
GUI	Graphical User Interface	grafické uživatelské rozhraní
DC	Direct Current	stejnoseměrný proud
POM	PolyOxyMethylen	-
TIG	Tungsten Inert Gas	metoda svařování wolframovou elektrodou v ochranné atmosféře inertního plynu
Inc.	Incorporated	veřejná obchodní společnost

Symbolika použitá v rámci transformačního procesu dle teorie EDSM prof. Hosnedla	
Symbol:	Význam:
	transformační proces (proces přeměny vstupů na požadované výstupy)
	vstup/výstup transformačního procesu
	účinek (vliv na průběh transformačního procesu)

Úvod

Hlavním cílem předložené diplomové práce je návrh konstrukce průmyslového manipulačního vozíku s nákladovým prostorem v podobě zdvižné plošiny. Tento vozík je určen pro odvoz rozpracovaných výrobků z automatizovaného manipulačního pracoviště, jehož vývojem a realizací se zabývá společnost KOVA Engineering s.r.o., která je zároveň zadavatelem této práce. Veškeré informace, týkající se projektu společnosti KOVA Engineering s.r.o., uvedené v tomto dokumentu, byly poskytnuty autorovi pouze za účelem zpracování této diplomové práce.

Pro efektivní konstrukční návrh je vždy nezbytné získání širších teoretických znalostí z oboru, do kterého navrhované zařízení spadá. Proto jsou v první kapitole práce nejprve shromážděny obecné poznatky o manipulaci s materiálem (význam a členění manipulace s materiálem, druhy dopravních a manipulačních prostředků, dělení přepravovaných materiálů). Na základě výše uvedených poznatků je dále navrhované zařízení zařazeno v rámci této oblasti techniky. V následující kapitole je realizován průzkum trhu, jehož účelem bylo získání informací o dostupnosti zařízení s podobnými vlastnostmi, jaké jsou vyžadovány od navrhovaného vozíku. Pro zmapování základních konstrukčních principů, využívaných u standardních dopravních a manipulačních vozíků a zdvižných plošin, je v závěru první části práce provedena jejich rešerše.

Úvod druhé části práce je věnován informacím o projektu robotického manipulačního pracoviště, v rámci kterého je návrh vozíku realizován. Jsou zde uvedeny základní údaje o zadavateli a dodavateli projektu, popis původní a nové podoby pracoviště, ale také vlastní důvod automatizace této části výrobního procesu. Na základě znalostí požadované funkce vozíku v rámci nového pracoviště je dále provedeno rozpracování zadání a stanovení základních požadavků na jeho konstrukci. Z těchto požadavků (které jsou na závěr kapitoly pro přehlednost shrnuty v několika tabulkách) následně vychází vlastní návrh konstrukce vozíku. Podrobný popis jednotlivých částí konstrukce, včetně návrhových výpočtů a obrázků zpracovaného 3D modelu pak tvoří hlavní část této diplomové práce.

Poslední kapitola práce je zaměřena na pevnostní a tuhostní analýzu, která byla provedena pomocí metody konečných prvků (MKP) u dvou hlavních svařovaných součástí navrženého vozíku. Část výkresové dokumentace navržené konstrukce, jejíž tvorba byla taktéž součástí této diplomové práce, je prezentována v rámci volně vložených příloh.

1 Manipulace s materiálem

1.1 Význam manipulace

Na počátku této diplomové práce je nutné definovat pojem, který je velmi úzce spojen s jejím tématem. Jde o pojem „manipulace s materiálem“. Tento výraz má několik možných definic, stejně jako je tomu i u jiných, často používaných výrazů. V literatuře je nejčastěji uvedeno: „*Manipulace s materiálem je souhrn operací skládajících se převážně z nakládky, přepravy, vykládky a překládky, tedy z dopravy materiálu, polotovarů, z technologických manipulací, dále z dopravy výrobků, z jejich skladování, vážení, balení, třídění, dávkování, měření a počítání kvality a z manipulace s odpadem.*“ [1]

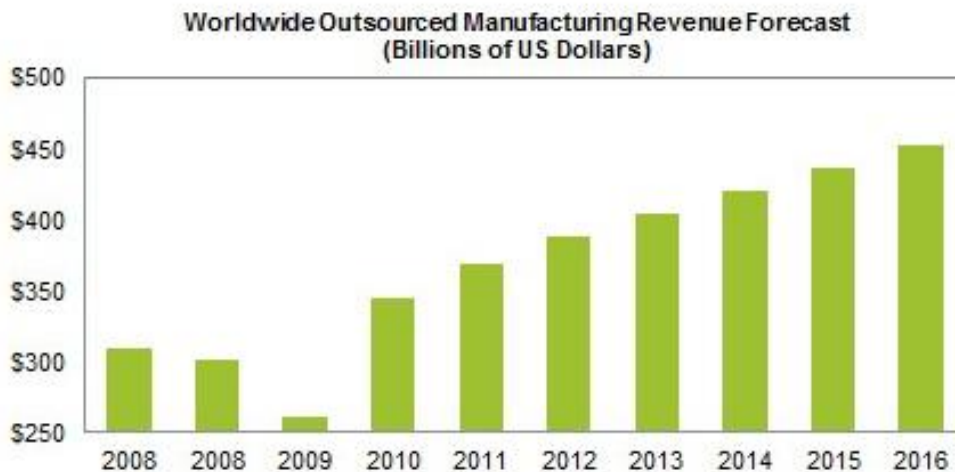
Doprava materiálu a manipulace s ním je nepochybně velmi významnou součástí každé výroby. I když to není na první pohled vždy patrné, ve většině případů tvoří manipulace převážnou část výrobního procesu. Ve studiích, které se týkají manipulace s materiálem, se uvádí, že z celkového průběžného času výroby připadá 20 – 90 % na manipulaci s materiálem. Konkrétní hodnota závisí samozřejmě na charakteru a typu výrobního procesu, ale již z uvedeného rozsahu hodnot lze soudit, že se v žádném případě nejedná o zanedbatelná čísla.

Již starší publikace (z roku 1979) uvádí informace podtrhující význam manipulačních činností: „*Například z celkového počtu pracovníků v průmyslu v celém našem hospodářství připadá plných 40 až 45 % na pracovníky zabývající se manipulací s materiálem, a to různými formami. Náklady na manipulaci s materiálem jsou např. ve strojírenském průmyslu asi 20 % z celkových nákladů na zpracování. Na výrobu 1 tuny hotových výrobků připadá 100 až 185 tun přepravovaného materiálu.*“ [2]

V současné době je však manipulace a doprava materiálu ještě významnějším tématem z důvodu častého přemísťování rozpracovaných výrobků. Zhruba od sedmdesátých let se u významných mezinárodních koncernů začal rozvíjet tzv. „outsourcing“. Jde o situaci, kdy určitá firma svěří některé činnosti spojené s jejím chodem jiné smluvně zavázané společnosti tzv. „subkontraktorovi“. V prvopočátcích se jednalo převážně o outsourcing činností spojených s IT (správa sítě apod.), později úklidem prostor, stravováním atd. V současné době je však tento trend velmi výrazný i v průmyslové výrobě. Outsourcing výroby lze obecně rozdělit na dva základní typy:

1. Outsourcing výrobních operací – jde o situaci, kdy subdodavatel zajišťuje pro daný výrobní podnik část výrobního procesu (např. tepelné zpracování, lakování apod.)
2. Outsourcing polotovarů a komponentů – tzn., že výrobní podnik od svého subdodavatele, nejčastěji jiného výrobního podniku, nakupuje polotovary pro výrobu, případně hotové komponenty určené k montáži na finální produkt

Rozvoj outsourcingu výroby v posledních letech potvrzuje i graf zobrazený na Obr. 1-1, který prezentuje odhad celosvětových příjmů vzniklých „zprostředkovanou“ (outsourcingovou) výrobou na počátku 21. století.



Source: IHS iSuppli Research, February 2013

*Obr. 1-1 Celosvětový odhad příjmů vzniklých outsourcingem výroby z roku 2013
(příjmy uvedeny v miliardách amerických dolarů) [3]*

Outsourcing způsobil, že zatímco v minulosti bylo běžné, když v rámci jednoho podniku probíhaly všechny fáze výroby (od zpracování surového materiálu až po montáž finálního produktu), v současné době je tento proces nejčastěji rozmělněn mezi velké množství podniků. To vede, mimo jiné, ke zvýšení koncentrace manipulačních operací ve výrobním procesu (zejména jde o manipulaci s rozpracovanými výrobky). V současné době se odhaduje, že každá technologická operace (obrábění, vrtání, tepelné zpracování atd.) je doprovázena dvěma až osmi operacemi manipulačními (přemístění polotovaru, usazení polotovaru pro provedení technologické operace, manipulace s hotovým výrobkem, případně manipulace a doprava v rámci přesunu rozpracované výroby k subkontraktorovi atd.).

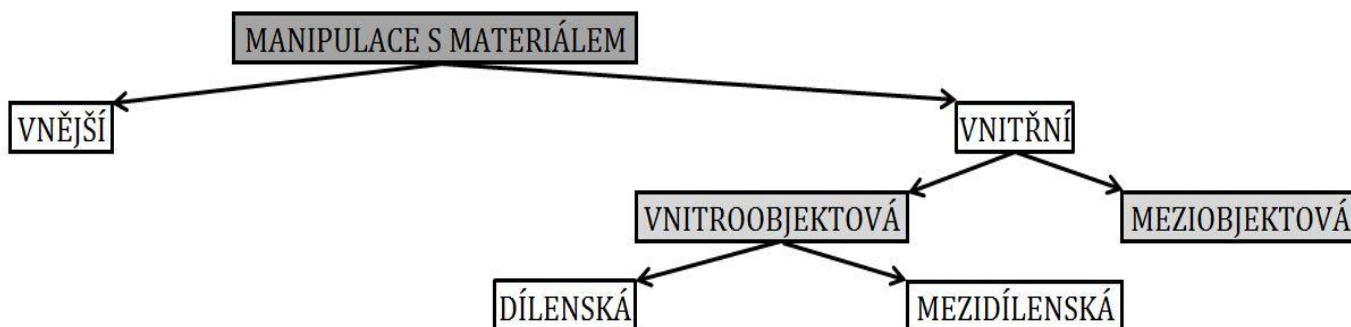
Větší množství manipulačních operací způsobuje samozřejmě zvýšení nákladů na výrobu. Přesto zůstává outsourcing pro výrobce výhodný, jelikož umožňuje větší specializaci jednotlivých průmyslových podniků, a tím i zvýšení produktivity a kvality výroby. Využitím outsourcingu jsou tak celkové náklady na výrobu snižovány. Z toho vyplývá, že manipulace s materiálem zůstane pravděpodobně i nadále nejen nutnou, ale také velmi významnou součástí výrobního procesu. Proto je potřeba, aby její provádění bylo co možná nejefektivnější.

Pokud se podaří manipulační operace navrhnout a realizovat „správně“, dochází k zefektivnění výroby v několika zásadních ohledech:

- zvýšení produktivity práce
- zvýšení možného objemu výroby
- uvolnění plochy pro výrobu bez nutnosti stavebních úprav výrobních prostor
- snížení ztrátových časů strojních zařízení (časy potřebné pro odebrání hotových výrobků, upínání polotovarů atd.)
- zmírnění namáhavosti práce obsluhy výrobních zařízení
- zmenšení potřebných skladových ploch
- zkrácení průběžného času výroby
- snížení vlastních výrobních nákladů

1.2 Rozdělení manipulace s materiálem

Základním kritériem pro členění manipulace s materiálem je skutečnost, mezi jakými objekty daná manipulace probíhá. Na základě toho lze manipulaci rozdělit způsobem, který je prezentován na následujícím obrázku (Obr. 1-2).



Obr. 1-2 Základní členění manipulace s materiálem

Z výše uvedeného obrázku lze vyčíst, že manipulaci s materiálem můžeme primárně rozdělit na vnější a vnitřní. Vnitřní manipulace, dříve označovaná jako vnitrozávodová manipulace nebo doprava, je chápána jako souhrn manipulačních operací, které probíhají na území jednoho závodu. Taková manipulace začíná obvykle vyložením materiálu (popř. polotovarů) ve skladu výrobního závodu a končí vyskladněním hotových výrobků na území téhož závodu.

Vnější manipulace naopak zahrnuje dopravu materiálu mimo hranice závodu. Může se tedy jednat např. o dopravu polotovarů nebo převoz rozpracovaných výrobků do smluvně zavázané firmy, která zprostředkovává část výrobního postupu (outsourcing).

Vnitřní manipulace je pak dále rozdělena na meziobjektovou a vnitroobjektovou. Jak již z názvů těchto dvou skupin vyplývá, u meziobjektové manipulace jde o přepravu mezi jednotlivými objekty na území jednoho podniku (např. přeprava materiálu mezi budovou skladu a výrobní halou v rámci areálu jedné společnosti).

U vnitroobjektové manipulace se jedná pouze o přepravu v rámci jednoho objektu, nejčastěji jedné budovy. Tato skupina se pak dále dělí do dalších dvou podskupin: mezidíleňská manipulace a díleňská manipulace. Díleňská manipulace je realizována pouze na území jedné dílny. Nejčastěji se jedná o přesun rozpracovaných výrobků mezi jednotlivými pracovišti, jejich ustavování a upínání pro další operace výrobního postupu apod.

O mezidíleňské manipulaci nebo dopravě můžeme hovořit pouze tehdy, pokud je objekt závodu rozdělen na více různých dílen mezi kterými je materiál přepravován (např. dílna svařování, dílna opracování, dílna montáže atd.).

Skupinu vnitřní manipulace s materiálem lze rozdělit do dvou skupin také z hlediska změny vlastností přepravovaného materiálu:

- technologická manipulace s materiálem - zahrnuje pohyby materiálu, při kterých se mění jeho vlastnosti
- mezioperační (nettechnologická) manipulace – do této skupiny patří přemísťování materiálu, během něhož se jeho vlastnosti nemění

Operace, patřící do skupiny technologické manipulace, jsou vždy přímo spjaté s určitou technologií výroby. Jejich hlavním cílem tedy není, na rozdíl od mezioperační manipulace, pouze přemístění materiálu, ale především realizace části výrobního postupu. Typické příklady technologické manipulace můžeme nalézt např. v keramickém průmyslu (např. magnetická separace, kdy během pohybu namleté keramické směsi po pásovém dopravníku mezi dvěma pracovišti dochází, za pomoci silných elektromagnetů, k odloučení kovových částí, jež by v dalším výrobním procesu způsobovaly nežádoucí zabarvení keramického výrobku).

Další způsob, jakým lze manipulační, popř. dopravní operace členit, souvisí s tzv. technologickým stupněm realizace těchto činností. Toto členění zohledňuje, do jaké míry se do manipulace a dopravy zapojuje člověk. Z výše uvedeného hlediska rozlišujeme dopravu a manipulaci:

- a) ruční
- b) s částečnou mechanizací
- c) s plnou mechanizací
- d) s částečnou automatizací
- e) s úplnou automatizací

S ruční manipulací se v současné době setkáváme nejčastěji pouze u operací, kde nelze žádným technickým zařízením nahradit schopnosti člověka-pracovníka (jeho zručnost, rozumové schopnosti apod.). Pod pojmem ruční manipulace se tedy rozumí vždy taková část manipulačního procesu, ve které se nevyskytuje žádné dopravní ani řídicí zařízení. Jako příklad ruční manipulace lze uvést např. situaci, kdy obsluha vyjímá z výrobního stroje hotové výrobky, kontroluje jejich kvalitu a následně je ukládá do předem připravených nádob.

Dalším technologickým stupněm je pak částečně mechanizovaná manipulace. Na tomto stupni je již pro manipulaci, popř. dopravu využito určitého dopravního zařízení, tzv. pasivního dopravního prostředku. Jedná se o prostředky, které obsluze usnadňují její práci, ale nemohou tuto práci zcela nahradit. Příkladem pasivních dopravních prostředků jsou např. ruční paletové vozíky, válečkové tratě bez pohonu válečků nebo rudly. Důležitým znakem částečně mechanizované manipulace je to, že se na tomto stupni nevyskytuje žádné řídicí zařízení (stejně jako u ruční manipulace).

Pokud je práce obsluhy zcela nahrazena dopravním zařízením a člověk má pouze funkci řídicího subjektu, jde o třetí technologický stupeň, kterým je plně mechanizovaná manipulace. V tomto případě již obsluha pouze ovládá tzv. aktivní dopravní prostředky, které zajišťují veškerou mechanickou práci. Mezi aktivní dopravní prostředky se řadí např. motorové vozíky, většina dopravníků (pásové, článkové, řetězové, korečkové,...) nebo jeřáby s motorovým pohonem. Jak již bylo uvedeno výše, v dopravním zařízení v tomto případě opět není instalováno žádné řídicí zařízení a řízení je tak realizováno lidskou obsluhou za pomoci různých řídicích prostředků (obslužných panelů, kontrolních přístrojů, ukazatelů stavu,...).

Následujícím stupněm je částečně automatizovaná manipulace. Jde o první stupeň, ve kterém je již využito řídicí zařízení, které umožňuje provádění některých manipulačních úkonů automaticky, tedy bez zásahu člověka. Nejde ovšem o automatizaci celého manipulačního procesu, nýbrž pouze některých jeho částí. Může se jednat např. o automatický dojezd manipulačního vozíku na určené místo apod. Ve většině případů taková automatizace vyžaduje také úpravy dopravních zařízení, která jsou využívána. Jedná se nejčastěji o instalaci čidel, automatických uchopovacích prostředků atd. Nicméně kromě těchto úprav se často jedná o podobná dopravní zařízení, jaká jsou využívána v případě plné mechanizace.

Posledním a zároveň nejvyšším technologickým stupněm je zcela automatizovaná manipulace. V takovém případě je celý manipulační proces prováděn automaticky. Řídící zařízení plně ovládá a řídí veškeré funkce spojené s dopravou a manipulací. Člověk má tak funkci pouze jako dozor a kontrola těchto zařízení. Pro dopravu jsou využívány často velmi specifické prostředky, které jsou vybaveny speciálními prvky, umožňujícími automatizaci (snímače, řídicí jednotky, ...). Pro nakládání, vykládání, překládání, popř. zakládání břemen do stroje se často využívá průmyslových robotů, které jsou vybaveny systémy automatického upínání a uvolňování břemene. Tyto systémy mohou být čistě mechanické, nicméně pro určité druhy přenášených břemen (plechy, desky,...) jsou vhodnější prostředky pracující na magnetickém, popř. pneumatickém (podtlakovém) principu.

Je zřejmé, že rozsah automatizace (případně i mechanizace) manipulačních procesů ve výrobě velmi úzce souvisí s typem výroby, zejména pak s objemem produkce. Z hlediska objemu produkce rozlišujeme 3 základní typy výroby:

- a) kusová výroba
- b) sériová výroba
- c) hromadná výroba

Charakteristickým znakem kusové výroby je neopakovatelnost totožného výrobního postupu. Výroba se tak stále obměňuje a spolu s ní se mění i manipulační operace. Proto většinou není výhodné využití většího stupně automatizace jak výrobních, tak i manipulačních operací v rámci kusové výroby.

Naopak u sériové, případně hromadné výroby dochází k produkci velkého počtu výrobků stejného druhu. V takovém případě se výrobní i manipulační operace stále opakují a vyplatí se proto často značná míra automatizace. V sériových a hromadných výrobach se tak typicky vyskytují velmi sofistikovaná řešení manipulace s materiálem.

1.3 Druhy manipulačních prostředků

Manipulační prostředky lze, stejně jako manipulaci samotnou, rozdělit podle několika různých hledisek, které vycházejí z normy ČSN 26 0002. Jde o státní normu zabývající se manipulací s materiálem a jejím názvoslovím.

Jedním ze základních hledisek pro třídění manipulačních a dopravních prostředků je to, zda jsou tyto prostředky vázané na určitou předem stanovenou dráhu nebo nikoliv. Podle tohoto hlediska rozlišujeme prostředky:

- s pohybem po volné dráze – směr pohybu těchto prostředků je řízen až během samotného pohybu, nejde tedy o stálý pohyb po jedné (během pohybu neměnné) trati
- s pohybem po vázané dráze – jde o zařízení, pomocí kterých se materiál pohybuje po pevně stanovené dráze, kterou nelze v průběhu pohybu měnit
- prostředky nezávislé na dráze - tato skupina zahrnuje prostředky, které se z hlediska názvosloví taktéž řadí mezi manipulační techniku, ale jejich primárním cílem není přeprava materiálu, a proto je jejich vztah k dráze bezvýznamný

Konkrétní příklady manipulačních prostředků, spadajících do jednotlivých kategorií, jsou uvedeny na následujícím obrázku (Obr. 1-3).



Obr. 1-3 Rozdělení manipulačních prostředků podle vazby k dráze [4]

Další způsob rozdělení manipulační techniky zohledňuje časovou spojitost přepravy materiálu. Rozlišujeme tak dvě skupiny manipulačních zařízení:

- kontinuálně a periodicky pracující manipulační zařízení - do této skupiny spadá technika schopná přepravovat materiál nepřetržitě
- cyklicky pracující manipulační zařízení – jedná se o zařízení, která, na rozdíl od předchozích, zajišťují pohyb materiálu v určitých pracovních cyklech (přetržitě)

Zástupce první zmíněné skupiny zařízení lze nalézt např. u montážních linek. Typické je zde využití dopravníků, popř. válečkových tratí. Co se týče dopravníků, existuje velké množství různých typů a modifikací, nicméně většinu z nich spojuje plynulý nebo taktovaný tok materiálu, který je základním znakem skupiny kontinuálně a periodicky pracujících manipulačních zařízení. Naopak zařízení spadající do druhé zmíněné skupiny pracují v cyklech, které závisí na různých požadavcích výrobního nebo montážního procesu (materiál tedy není přepravován plynule). Do této skupiny lze zařadit přepravní vozíky, jeřáby, manipulátory atd.

Podstatnou informací z hlediska členění manipulační techniky je také to, jaké síly působí během manipulace na přepravovaný materiál. Na základě toho rozlišujeme techniku:

- a) pracující na principu působení gravitace
- b) pracující za pomoci vnějšího silového působení (vnějšího zdroje energie)
- c) pracující na principu přesunu materiálu v pomocném médiu

Za typického zástupce zařízení pracujících na principu gravitace lze označit dopravní skluzy. Tyto dopravníky zajišťují skluz přepravovaného materiálu po nakloněné rovině, která bývá nejčastěji, z důvodu úspory prostoru, stočena do šroubovice okolo nosného sloupu. Velkou výhodou těchto dopravníků je právě to, že zde není nutné externě dodávat energii pro jejich pohon (urychlení materiálu zajišťuje složka tíhové síly působící rovnoběžně s povrchem skluzu). Přeprava materiálu pomocí skluzů je tedy ekonomicky velmi výhodná. Využití těchto dopravníků je však značně omezeno úzkým spektrem materiálů, které lze takto přepravovat. Další nevýhodou je také nutný výškový rozdíl mezi místem naložení a vyložení materiálu.

Pro provoz prostředků spadajících do druhé zmíněné skupiny (b), jak již z názvu skupiny vyplývá, je nutný určitý vnější zdroj energie (vnější silové působení). Tímto zdrojem může být motor, tlakový vzduch (pneumatický princip), tlaková kapalina (hydraulický princip) nebo lidská síla (vnější silové působení obsluhy). Vnější silové působení v podobě lidské síly se i v současné době mechanizace a automatizace vyskytuje poměrně často, např. u ručních dopravních vozíků (paletové, plošinové apod.), válečkových tratí bez pohonu válečků, malých ručních jeřábů atd.

Zcela odlišné silové působení na materiál reprezentuje manipulační technika fungující na principu přesunu materiálu v pomocném médiu. Jde o stroje, u kterých, na rozdíl od předchozího typu, není nutná mechanická vazba mezi dopravníkem a přepravovaným materiálem pro přenos pohybu. Tuto vazbu zprostředkovává dopravní médium, ve kterém je materiál rozptýlen. Nejčastěji je jako médium využíván stlačený vzduch, jde tedy o pneumatické dopravníky. Někdy může být jako dopravní médium využita také voda, nicméně v takových případech je po manipulaci nutné přepravovaný materiál vysušit. Obecně se přeprava v médiu používá nejčastěji u sypkých materiálů. Jako příklad využití těchto systémů lze uvést přepravu stavebního materiálu (písku, šterku, cementu apod.), nebo manipulaci s plodinami v zemědělství (obilniny, rýže, kávová zrna apod.).

Dalším důležitým hlediskem pro rozdělení dopravní a manipulační techniky je konzistence přepravovaného materiálu. Ta bezpochyby velmi významně ovlivňuje základní konstrukci prostředků, které s daným materiálem manipulují. Podle této specifikace rozlišujeme:

- a) zařízení na přepravu sypkých materiálů
- b) zařízení na přepravu sypkých a kusových materiálů
- c) zařízení na přepravu kusových materiálů
- d) zařízení na přepravu kapalin a plynů

1.4 Přepravovaný materiál

Hlavním faktorem, jenž ovlivňuje volbu způsobu dopravy a také základní vlastnosti využívaných dopravních a manipulačních zařízení, je přepravovaný materiál. Znalost vlastností materiálu, který je potřeba přemísťovat, je základním předpokladem pro správný návrh dopravního popř. manipulačního zařízení. Tuto skutečnost potvrzují i starší publikace na téma „Manipulace s materiálem“. Např.: „*Sběr informací a rozbor vlastností manipulovaného materiálu je jednou z prvních prací navrhování nové manipulační situace.*“ [5]

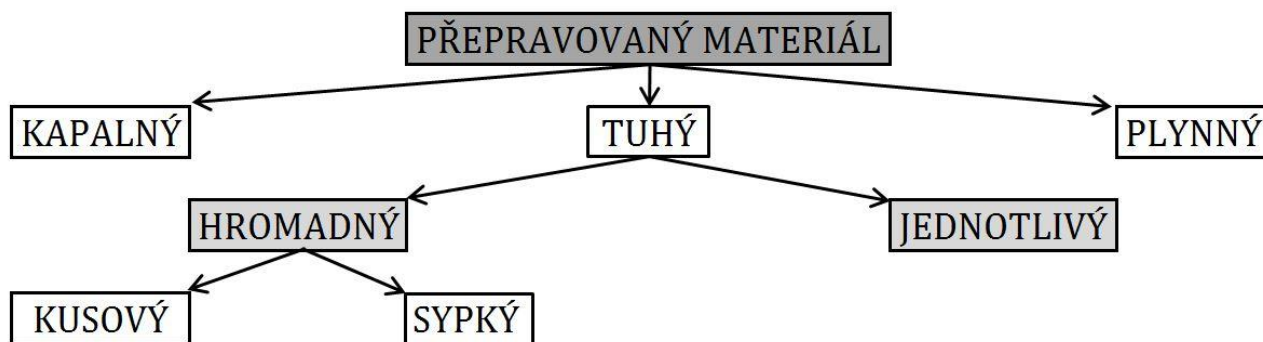
K dostatečnému popisu materiálu je důležitá znalost poměrně velkého množství charakteristik. Jelikož u různých typů materiálů jsou pro správnou volbu způsobu dopravy významné jiné vlastnosti, bylo zavedeno rozdělení materiálů do několika skupin.

Základním kritériem pro rozdělení je skupenství (stav) materiálu. Podle tohoto kritéria rozlišujeme standardně materiály:

- a) tuhé
- b) kapalné
- c) plynné

Přeprava plynných a kapalných materiálů se v mnohých ohledech velmi podobá, nicméně ve strojírenství je častější manipulace s materiály tuhými, která se od předchozích zmíněných značně odlišuje.

Tuhé materiály lze dále rozdělit na materiály hromadné a jednotlivé. Jako jednotlivé tuhé materiály označujeme takové, které jsou tvořeny jednotlivými kusy různých tvarů, velikostí a hmotností, zatímco hromadné materiály jsou naopak charakteristické obsahem většího množství kusů stejných tvarů, velikostí a hmotností. Podle možnosti překládání sypáním rozlišujeme hromadné materiály sypké (lze s nimi manipulovat sypáním) a kusové (nelze s nimi manipulovat sypáním). Kompletní rozdělení materiálů dle jejich stavu je shrnuto na níže uvedeném obrázku (Obr. 1-4).



Obr. 1-4 Dělení materiálů podle stavu

Jak již bylo uvedeno výše, ve strojírenství je nejčastějším tématem manipulace s tuhými materiály. Příklad rozboru vlastností tuhého materiálu určeného pro manipulaci je uveden na následujícím obrázku (Obr. 1-5).

Údaje o manipulovaném materiálu		Závod:
Pořad. číslo seznamu materiálu :	36	Vypracoval :
Zařazen do skupiny představitele:	Tabulový materiál	Dne :
Dopravován z pracoviště :	lisování	
na pracoviště :	svazkování	
<p>1. Název : Dřevotřísková deska</p> <p>2. Rozměrový náčrt :</p> <div style="text-align: center;"> </div> <p>3. Hmot. jednoho kusu : 27,4 kg</p> <p>4. Objemová hmot. : 0,95</p> <p>5. Umístění těžiště : střed</p> <p>6. Tvarová charakteristika : tabulový materiál</p> <p>Mechanické vlastnosti</p> <p>7. Odolný proti plošnému tlaku</p> <p>8. Citlivý náběhnutí a tlak hran</p> <p>9. Pružný - nutno při manipulaci zavěsit nebo podepřít tak, aby nebyl překročen dovolený průhyb</p> <p>10. Při skladování uložit na rovné plné podložce</p> <p>11. Třecí úhel : 35°</p> <p>Vlastnosti mající vliv na provedení manipulačního zařízení a manipulace</p> <p>12. Chránit před nadměrnou vlhkostí a postříkáním vodou</p> <p>13. Chránit před znečištěním olejem, mastnotou, špínou a pod.</p> <p>14. Chránit před působením teploty vyšší nežli 80°C</p>		

Obr. 1-5 Příklad protokolu, jakožto výstupu z rozboru vlastností tuhého kusového materiálu určeného k manipulaci [6]


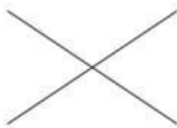
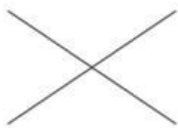






Kromě základních vlastností materiálu, je pro návrh dopravního, popř. manipulačního systému také důležité, v jaké formě bude materiál přepravován. Z tohoto hlediska rozlišujeme:

1. přepravu jednotlivých kusů materiálu
2. přepravu materiálu shromážděného v manipulačních jednotkách
3. přepravu volně loženého materiálu

Obecně lze konstatovat, že při návrhu dopravy a manipulace se vždy snažíme o přesun co možná největšího množství kusů najednou, abychom minimalizovali čas manipulačních operací. U některých materiálů toto z určitých důvodů nemusí být možné (např. z důvodu velkých rozměrů jednotlivých kusů, vysoké hmotnosti,...). U takových materiálů je pak nutný první typ přepravy, tedy přeprava jednotlivých kusů.

Druhý zmíněný způsob je velmi často využíván zejména v případech manipulace s větším množstvím kusů menších rozměrů. Jde o přepravu materiálu za pomoci manipulačních jednotek, které umožňují shromáždění a přesun většího množství kusů najednou. Z pohledu konstrukce dopravní a manipulační techniky jsou v takovém případě nespornou výhodou normalizované velikosti těchto „přepravních obalů“, což umožňuje přizpůsobení nákladových prostor, popř. manipulačních zařízení přesně na požadované rozměry. Manipulačních jednotek existuje poměrně velké množství. Mezi nejvyužívanější řadíme např. palety, kontejnery, gitterboxy, přepravky aj.

Třetím způsobem je pak přeprava volně loženého materiálu. S tímto způsobem se setkáváme především u plyných, kapalných nebo tuhých sypkých materiálů. Jde o přepravu těchto materiálů volně (tzn., že nejsou během manipulace uzavřeny v určité nádobě nebo obalu).

Druh / Skupina	Pevný materiál	Kapalný materiál	Plynný materiál
Jednotlivé kusy			
Přepravní jednotky			
Volně ložený materiál			

Obr. 1-6 Znázornění výše uvedených forem přepravovaných materiálů [7]

2 Navrhované zařízení v rámci oblasti manipulace s materiálem

Hlavním cílem této diplomové práce je návrh manipulačního vozíku, jehož pohon bude realizován pomocí elektromotoru. Hlavní funkcí tohoto vozíku nebude pouze doprava materiálu, ale také manipulace s ním. Právě proto se nejedná o vozík čistě dopravní, nýbrž manipulační. Navrhované zařízení totiž bude vybaveno zdvižnou plošinou a půjde tak prakticky o kombinaci dvou různých prostředků v jednom. Před vlastním návrhem je potřeba si nejprve ujasnit, do jaké oblasti manipulace s materiálem vozíky a zdvižné plošiny spadají a jaká podobná konstrukční řešení jsou na trhu běžně dostupná. Touto problematikou se zabývají následující dvě kapitoly (č. 2 a 3).

2.1 Manipulační vozíky

V rámci základního rozdělení manipulace s materiálem se bude, v případě dopravních a manipulačních vozíků, s výjimkou vozíků technicky způsobilých provozu na pozemních komunikacích, vždy jednat o manipulaci vnitřní. To, zda bude vozík určen pro manipulaci meziobjektovou či vnitroobjektovou, pak závisí na konstrukci konkrétního zařízení a také na struktuře daného podniku. Vzhledem k tomu, že při manipulaci s materiálem a jeho přepravě pomocí manipulačního vozíku nedochází ke změnám vlastností přepravovaného materiálu, jde o manipulaci mezioperační, tedy netechnologickou. Dalším kritériem pro dělení manipulace s materiálem je tzv. technologický stupeň. Tato charakteristika závisí na konkrétním vybavení vozíku. V případě zařízení navrhovaného v této práci lze hovořit o třetím technologickém stupni, neboť jeho kompletní pohon je realizován, jak již bylo zmíněno výše, pomocí elektromotoru a jeho ovládání lidskou obsluhou.

Z hlediska členění manipulační techniky se v případě dopravních a manipulačních vozíků jedná o manipulační prostředky s pohybem materiálu po volné dráze. Dalším, často využívaným hlediskem pro rozdělení podobných zařízení, je kritérium časové spojitosti přepravy. Z tohoto hlediska jde o přetržitě (cyklicky) pracující stroje, neboť zde v určitých pracovních cyklech probíhá postupně nakládka, přeprava a vykládka přepravovaného materiálu. Co se týče principu přepravy, vozíky spadají do skupiny zařízení pracujících za pomoci vnějšího silového působení. S ohledem na přepravovaný materiál je tato technika nejčastěji řazena do skupiny zařízení sloužících pro přepravu kusového materiálu, nicméně si lze představit využití vozíků také při přepravě sypkých, popř. plyných nebo kapalných materiálů, samozřejmě pod podmínkou vhodné konstrukce nákladového prostoru.



Obr. 2-1 Příklad motorového dopravního vozíku pro přepravu sypkých materiálů [8]

2.2 Zdvizné plošiny

V případě standardních zdvižných plošin, pokud nejsou vybaveny pojízdným podvozkem, se jedná výhradně o manipulaci vnitroobjektovou dílenskou. Tato zařízení jsou nejčastěji využívána pro zdvihání materiálu v rámci jednoho pracoviště. Během pohybu materiálu na plošině nedochází ke změnám jeho vlastností, proto je tato manipulace řazena do skupiny mezioperačních (netechnologických) operací. Technologický stupeň manipulace nelze u plošin, stejně jako v případě vozíků, obecně určit, jelikož je tato vlastnost přímo závislá na konstrukci a vybavení konkrétního prostředku. V případě zdvižné plošiny navrhované v této práci se opět jedná o třetí technologický stupeň, tedy zařízení s plnou mechanizací (zdvižná plošina bude, stejně jako vozík, poháněna elektromotorem).

Z pohledu členění manipulačních prostředků se zdvižné plošiny, na rozdíl od dopravních a manipulačních vozíků, řadí do skupiny prostředků s pohybem po vázané dráze, neboť jsou ukotveny nejčastěji pevně v rámci jednoho pracoviště. V případě kombinovaného zařízení navrhovaného v rámci této diplomové práce se však jedná o pohyb po volné dráze, neboť v tomto případě je plošina vybavena pojízdným podvozkem, který tento pohyb umožňuje. Z hlediska časové spojitosti přepravy lze tyto prostředky řadit mezi přetržitě (cyklicky) pracující. Zajímavý může být v případě zdvižných plošin princip silového působení na materiál. Při zdvihání břemen na plošině je principem vždy vnější silové působení, zatímco v případě pohybu materiálu dolů se může jednat jak o vnější silové působení, tak i o princip gravitačního působení, popř. kombinaci obojího. Podle přepravovaných materiálů se zdvižné plošiny řadí mezi zařízení na přepravu kusových materiálů. Lze si opět představit i konstrukční úpravu plošiny pro manipulaci se sypkými, kapalnými nebo plynými materiály, nicméně není příliš aplikací, kde by bylo možné taková zařízení využívat.



Obr. 2-2 Příklad manipulační plošiny pevně ukotvené (vlevo) a s pojízdným podvozkem (vpravo) [9]

3 Podobná zařízení dostupná na trhu

Při průzkumu trhu bylo zjištěno, že se zde běžně nevyskytují zařízení s funkcemi totožnými navrhovanému vozíku. Jde totiž o vozík určený primárně pro odvoz dílů z robotického pracoviště, jehož sekundární funkcí je zajištění vertikálního pohybu plošiny s přepravovaným materiálem, umožňující jeho naložení a vyložení (viz popis pracoviště – kapitola 6.3). V případě takovýchto zařízení se specifickými funkcemi jde nejčastěji o konstrukci navrženou přímo pro konkrétní aplikaci (konkrétní pracoviště). Proto nejsou podobné prostředky na trhu standardně dostupné.

Prostředky standardně na trhu dostupné s částečnou podobností navrhovanému zařízení lze pak rozdělit do dvou skupin:

- 1) Mobilní zdvižné plošiny
- 2) Vozíky vybavené zdvihacím zařízením

Pod pojmem „mobilní zdvižná plošina“ se skrývá zařízení, které se od běžných zdvihacích plošin liší pouze tím, že jeho spodní rám není pevně ukotven v podlaze, nýbrž jsou na něm upevněna kolečka. Tato kolečka pak umožňují přesun zdvižných plošin, a tím jejich využití na více místech v hale (viz výše uvedený obrázek – Obr. 2-2). Nicméně je potřeba podotknout, že se, na rozdíl od navrhovaného vozíku, nejedná o zařízení určené pro převoz materiálu mezi pracovišti, nýbrž o jednoúčelový stroj umožňující vertikální pohyb (zdvih) břemen v rámci jednoho pracoviště. Navíc se v drtivé většině případů těchto mobilních plošin při přesunu jedná o pojezd s ručním pohonem (tlačení), zatímco v případě navrhovaného zařízení jde o pohon pomocí elektromotru.

Zařízení spadající do druhé uvedené skupiny jsou již svou primární funkcí blíže navrhovanému zařízení. Jde o vozíky vybavené zdvihacím zařízením, tedy především o nízkozdvižné a vysokozdvižné vozíky. Jejich hlavním účelem je přeprava materiálů mezi pracovišti, případně v rámci skladu apod. Zdvihací zařízení těchto vozíků umožňuje zmíněnou přepravu nadzdvihnutím manipulační jednotky s materiálem, případně může sloužit např. pro zakládání materiálu do regálů, nakládání a vykládání materiálu z nákladních automobilů (vysokozdvižné vozíky) apod.

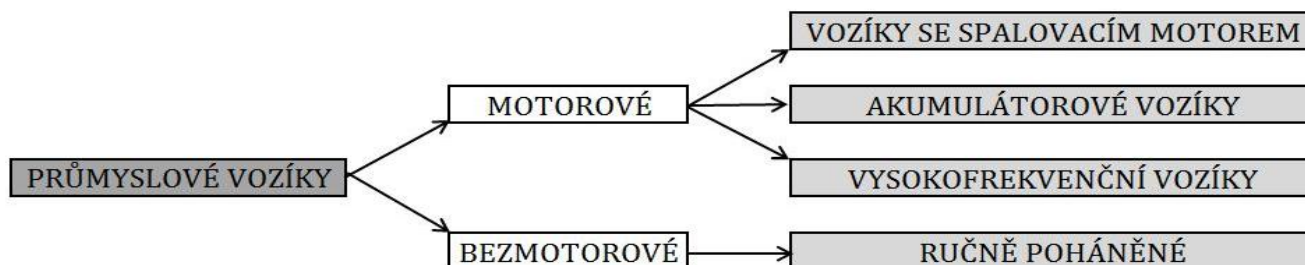
Na rozdíl od navrhovaného vozíku jde ovšem nejčastěji o přepravu materiálu shromážděného na manipulačních jednotkách (paletách). Vozíky tak nejsou vybaveny plošinou, na kterou by bylo možné jednotlivé kusy skládat, ale pouze vidlicemi určenými pro uchopení palety, bedny nebo gitterboxu. Dále tyto standardně dostupné vozíky neumožňují žádnou interakci zdvihacího zařízení se zařízením realizujícím nakládání jednotlivých kusů, která je u navrhovaného zařízení požadována.

Jelikož na trhu nebyla nalezena žádná zařízení srovnatelná s navrhovaným, byla následně provedena rešerše standardně dostupných řešení odděleně pro jednotlivé konstrukční celky: dopravní a manipulační vozíky a zdvižné plošiny. Z poznatků nabytých při zpracování této rešerše pak bylo čerpáno při návrhu vlastního manipulačního prostředku.

4 Standardní provedení dopravních a manipulačních vozíků

Průmyslové dopravní a manipulační vozíky jsou v současné době součástí prakticky každé výroby. Svou činností ve výrobním procesu umožňují zkrácení času manipulačních operací, což znamená vzhledem k vysokému podílu těchto operací ve výrobě významnou úsporu časovou i finanční. Mimo to tyto prostředky velmi ulehčují práci obsluhy výrobních strojů a zařízení, případně umožňují úplnou automatizaci manipulace, která pak může probíhat téměř bez lidské obsluhy (obsluha pouze ve formě lidského dohledu). Obecně lze průmyslové dopravní a manipulační vozíky definovat jako vozidla s motorovým pohonem, případně bez něho, která jsou určena pro dopravní, popř. dopravně-manipulační, ložné a skladovací operace. Existuje nepřeberné množství různých druhů vozíků, ať už sériově vyráběných, nebo navrhovaných přímo pro konkrétní výrobní proces.

Rozdělení dopravních a manipulačních vozíků je realizováno dle normy podle několika různých hledisek, např. podle jejich konstrukce, která může umožňovat zdvih materiálu nebo nikoliv. Hlavním a nejčastěji využívaným kritériem pro členění je ovšem způsob pohonu vozíku. Z tohoto pohledu rozlišujeme dva základní typy: vozíky motorové a bezmotorové (s ručním pohonem). Vozíky motorové lze pak dále dělit podle typu pohonu (zdroje energie), jak lze vidět na níže uvedeném obrázku (Obr. 4-1).



Obr. 4-1 Rozdělení dopravních a manipulačních vozíků podle druhu pohonu

4.1 Bezmotorové dopravní a manipulační vozíky

S bezmotorovými, ručně poháněnými vozíky se v současné průmyslové výrobě, kde zaznamenáváme velký rozmach mechanizace a automatizace výrobních manipulačních procesů, setkáváme stále méně. Přesto se jedná o významnou skupinu manipulační techniky, která nachází poměrně časté využití např. v oblasti skladování, logistice apod.

4.1.1 Ruční dvoukolové vozíky

Jedním z nejčastěji využívaných typů ručních manipulačních vozíků jsou např. rudly neboli dvoukolové vozíky. Jde o velmi jednoduchou konstrukci, jejíž hlavní částí je ocelový nebo hliníkový rám. Na horní straně rámu se nacházejí dvě madla určená pro ovládání rudlu, na spodní straně pak konstrukce pro zavěšení kol a krátká plošina, na které spočívá přepravovaný materiál. Na dvoukolových vozících jsou nejčastěji využívána malá nafukovací kola nebo kola pryžová, popř. polyuretanová s plným běhounem. Únosnost rudlů se v závislosti na konstrukci, materiálu rámu a použitých kolech pohybuje cca od 100 do 500 kg. Spektrum využití těchto prostředků je poměrně široké (přeprava sudů, beden, tlakových lahví, pytlů, přepravků, kartonů atd.). Jde ovšem vždy o manipulaci na krátké vzdálenosti (desítky metrů).



Obr. 4-2 Standardní rudla s ocelovým rámem a nafukovacími koly [10]

4.1.2 Ruční plošinové vozíky

Dalšími prostředky ze skupiny ručně ovládaných manipulačních vozíků jsou vozíky plošinové. S těmito prostředky se můžeme setkat v širokém spektru odvětví od skladování až po vozíky určené pro pohodlnější přepravu zavazadel v rámci letištních terminálů. Z hlediska konstrukce se tyto vozíky řadí jednoznačně mezi konstrukčně nejjednodušší. Základem je rám tvořený dvěma hlavními, vzájemně propojenými celky: 1. držadlem, popř. ojí, které jsou určeny pro tažení/tlačení a zároveň řízení vozíku; 2. plošinou, popř. několika plošinami nad sebou, na kterých spočívá přepravovaný materiál. Konstrukční odlišnosti jednotlivých typů pak spočívají nejčastěji v odlišném provedení rámu a volbě jeho materiálu nebo např. v počtu koleček umístěných pod plošinou. Z tohoto pohledu rozlišujeme vozíky na tříkolové, případně čtyřkolové. Lišit se může u různých provedení také počet otočných kol, což je charakteristika, která ovlivňuje zejména vlastnosti řízení.



Obr. 4-3 Plošinový vozík [11]

Oba výše zmíněné typy vozíků lze z hlediska schopnosti zdvihu přepravovaného materiálu zařadit do skupiny vozíků bez zdvihu, zatímco následující tři typy již tento vertikální pohyb materiálu umožňují a lze je tedy řadit do skupiny vozíků se zdvihem.

4.1.3 Ruční paletové vozíky

Zřejmě nejznámějším a nejčastěji využívaným typem ručně poháněných vozíků jsou bezesporu ruční paletové vozíky. Jde o vozíky tvořené rámem se dvěma vidlicemi, jejichž rozteč odpovídá rozteči otvorů v paletách, pro jejichž přepravu jsou určeny. V přední části se pak nachází madlo sloužící k ovládnutí vozíku. To je spojeno se dvěma koly, uloženými otočně okolo svislé osy, a zdvihacím mechanismem. Díky tomu lze pomocí tohoto madla řídit nejen směr pohybu vozíku, ale také zdvihání vidlic přes hydraulický válec. Další výhodou tohoto způsobu řízení pohybu vozíku je velmi dobrá manévrovatelnost, neboť přední kolečka se mohou natáčet okolo svislé osy o více jak 180°. Na druhé straně vidlic jsou pak zapuštěna kolečka o menším průměru.

Nosná kolečka mohou být vyrobeny z různých materiálů. Materiál koleček ovlivňuje zejména únosnost vozíku, ale také jeho hlučnost během pohybu, velikost valivého odporu a v neposlední řadě odolnost proti opotřebení. Nejčastěji jsou využívána kola plná polyamidová (minimální valivý odpor, více hlučná), případně polyuretanová (mírný valivý odpor, méně hlučná). Únosnost vozíku lze zvýšit např. využitím tandemových koleček namísto jednoduchých, případně volbou materiálu rámu (ve většině případů hliníkový nebo ocelový). Běžně se únosnosti ručních paletových vozíků pohybují okolo 2 tun. Na rozdíl od výše zmíněných dvoukolových vozíků mají tyto omezenější spektrum použití z hlediska přepravovaných manipulačních jednotek, neboť jsou určeny pouze pro přepravu palet.

Na trhu nalezneme také paletové vozíky s různými konstrukčními úpravami. Zdvih standardních ručních paletových vozíků se pohybuje pouze v řádech několika centimetrů, neboť jejich jediným účelem je umožnit pohyb palety ve vodorovném směru (zamezit kontaktu mezi paletou a podlahou), nikoliv měnit její polohu ve směru svislém. Nicméně existují také speciální paletové vozíky s nůžkovým zdvihacím mechanismem, které umožňují vysunout vidlice s paletou až do výšky 1 m (viz níže uvedený obrázek). Další možné úpravy těchto prostředků spočívají např. v prodloužení vidlic na 2500 mm, což při normalizované délce europalety 1200 mm umožňuje manipulaci se dvěma paletami najednou.



Obr. 4-4 Běžný ruční paletový vozík (vlevo) a paletový vozík vybavený nůžkovým mechanismem pro manipulaci s paletou ve vodorovném i svislém směru [12]

Vysvětlivky: 1 – naváděcí hrana vidlice, 2 – příčník, 3 – hydraulický válec, 4 – torzní tyč, 5 – vidlice, 6 – zdvih nosných koleček, 7 – nosná kolečka, 8 – řídicí kola, 9 – oje, 10 – čep, 11 – píst, 12 – vratná pružina, 13 – ovládací páka, 14 – uvolňovací ventil

4.1.4 Ruční vysokozdvížné vozíky

Stejně jako výše zmíněné ruční paletové vozíky se i tyto řadí do skupiny vozíků vybavených zdvihem. Přestože se v tomto případě jedná o zdvihy výrazně vyšší, principiálně vychází konstrukce ručních vysokozdvížných vozíků právě ze stavební struktury nízkozdvížných paletových vozíků. Vysokých zdvihů je zde dosahováno díky vnějšímu tzv. zvedacímu rámu.

Na středu tohoto rámu je umístěn hydraulický válec, ovládaný pomocí nožní páky, umístěné v oblasti řídicího madla. Na horním konci tohoto válce se nachází jedna nebo dvě kladky. Přes kladky je natažen řetěz. Ten je pak jedním koncem připevněn k již zmíněnému zvedacímu rámu a druhým koncem k desce s vidlicemi, určené pro vlastní zdvih palety. Pumpováním pomocí páky dochází k natlakování oleje v hydraulickém válci a tím k vysouvání pístnice s kladkami. Přes řetěz se pak tento pohyb přenáší na vidlice zdvihající paletu. Nosný rám s vidlicemi je zároveň veden ve vertikálním směru pomocí drážek v rámu vnějším. Existují také vozíky, u kterých lze vysouvat navíc celý vnitřní (zvedací) rám, čímž lze dosáhnout většího zdvihu.

Běžně se velikost zdvihu těchto zařízení pohybuje okolo 2500 mm při únosnosti cca 1 000 kg. V současné době jsou tyto ručně ovládané vysokozdvížné vozíky prakticky zcela vytlačeny vozíky s motorovým zdvihem, jejichž nasazením se manipulační operace výrazně urychlují. Velkou výhodou ručně ovládaných vozíků však zůstává fakt, že pro jejich řízení není, na rozdíl od motorových, vyžadováno žádné oprávnění.

4.1.5 Ruční dílenské jeřáby

Jedním z hojně využívaných ručních vozíků, které jsou určeny především pro zdvihání materiálu, jsou tzv. ruční dílenské jeřáby, někdy nazývané také jako jeřábové vozíky. Na rozdíl od ostatních zmíněných vozíků, v případě těchto zařízení je primární funkcí změna polohy materiálu ve vertikálním směru, tedy jeho zdvihání. Mohou tak být použity např. pro nakládání těžkých břemen na palety, na kterých pak probíhá další přeprava např. pomocí ručních paletových vozíků.

Obvykle se dílenský jeřáb skládá z podvozku, na kterém jsou umístěna kolečka, které ovšem slouží primárně k umožnění snadné mobility konstrukce jeřábu, nikoliv k přepravě materiálu, který je na něm při manipulaci zavěšen. K podvozku je pevně připojeno stojné rameno, v jehož horní části je uloženo rameno pohyblivé (sklopné). Na toto rameno je, pomocí připevněného háku, zavěšen přepravovaný materiál. Zdvih je pak umožněn, stejně jako u ostatních ručních vozíků se zdvihem, díky hydraulickému válci, který je v tomto případě ovládán nejčastěji pomocí ruční páky.

Únosnost dílenských jeřábů se obvykle pohybuje do 3 000 kg. Konkrétní hodnota závisí (mimo vlastní konstrukci) také na aktuálním vysunutí sklopného ramena. Čím více je toto rameno vysunuto, tím se zvětšuje vzdálenost mezi zdvihacím bodem a stojným ramenem (lze zdvihat větší břemena), ale klesá jeho nosnost (zvětšuje se ohybový moment zatěžující rameno). Výška zdvihu pak závisí zejména na použitém hydraulickém válci, standardně ale nepřesahuje 2 500 mm.



Obr. 4-5 Ruční vysokozdvihný vozík (vlevo) a dílenský jeřáb (vpravo) [13]

4.2 Motorové dopravní a manipulační vozíky

Dopravní a manipulační vozíky s vlastním pohonem jsou již v současné době nepostradatelným vybavením mnoha společností, včetně výrobních podniků, kde jsou využívány pro ložné a skladovací operace, případně pro přepravu materiálu na krátké vzdálenosti. Motorové vozíky z trhu postupně vytlačují vozíky ručně poháněné, neboť umožňují mnohonásobně rychlejší a efektivnější manipulaci. Snad jedinou nevýhodou (kromě vyšších pořizovacích a provozních nákladů) zůstává nutnost školení jejich obsluhy.

Vlastní pohon vozíku může být v zásadě realizován pomocí spalovacího motoru nebo elektromotoru. V případě využití elektromotoru lze dále rozlišit vozíky podle způsobu napájení na akumulátorové a vysokofrekvenční. Pohon vozíků může být využíván nejen pro jejich pojezd, ale může sloužit také jako zdroj energie pro zdvihací zařízení, pokud je na vozíku aplikováno a není poháněno ručně.

4.2.1 Vozíky poháněné spalovacím motorem

Pohon pomocí spalovacího motoru má ve srovnání s elektromotorem řadu výhod i nevýhod. Jednou z hlavních výhod je vyšší výkon, dále vyšší jízdní rychlosti a vyšší zdvihy (oproti ekvivalentním zařízením poháněným elektromotorem). Další výhodou je bezesporu to, že jejich provoz není omezen ani časově (kapacitou akumulátoru), ani místně (polohou vysokofrekvenčního kabelu).

Velkou nevýhodou spalovacích motorů je ovšem produkce výfukových zplodin. Přestože v současné době aplikace filtrů a katalyzátorů výfukových plynů ve spalovacích motorech umožňuje částečnou eliminaci zdraví škodlivých látek ve zplodinách, nedoporučuje se využívat takto poháněné vozíky v uzavřených prostorech. Jsou tedy určeny pouze pro venkovní aplikace, popř. otevřené haly (s výjimkou vozíků se zážehovými motory na LPG, CNG nebo LNG).

Využívány jsou motory jak zážehové, tak i vznětové (dieselové). Co se týče motorů zážehových, jsou zde běžně využívány čtyři druhy paliv:

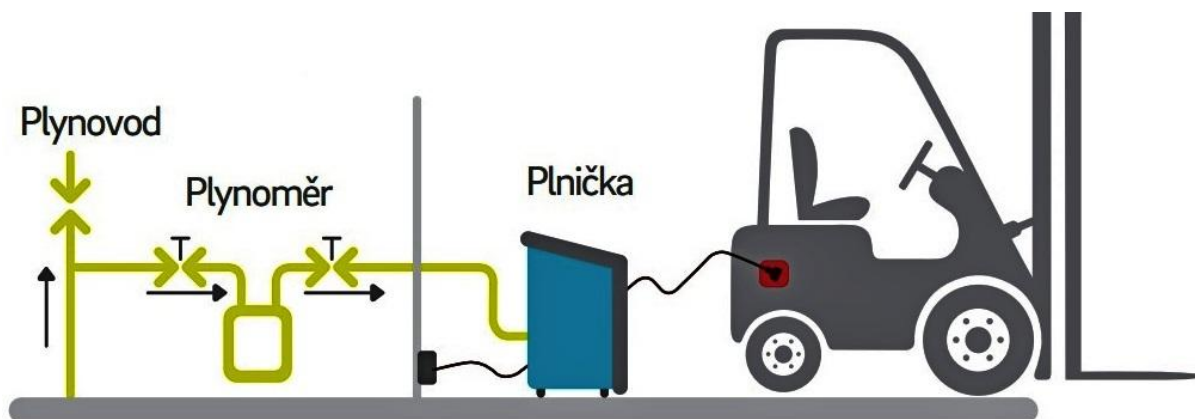
- Benzin
- LPG
- CNG
- LNG

Zážehové motory spalující benzin se již v současné době v oblasti průmyslových vozíků téměř nevyužívají. Tyto typy pohonů nalezneme zejména u starší techniky (např. starších vysokozdvizných vozíků). Naproti tomu pohony využívající LPG jsou dnes velmi oblíbené.

Zkratka LPG pochází z anglického Liquefied Petroleum Gas, což v překladu znamená zkapalněný ropný plyn. Již název tohoto paliva naznačuje jeho původ, neboť se jedná o vedlejší produkt vznikající při zpracování ropy. V případě využití LPG jako paliva pro pohon vozíku dochází k jeho uchování ve formě bezbarvé těkavé kapaliny v tlakové lahvi. Ta je po spotřebování plynu snadno vyjmuta z držáku na vozíku a vyměněna za plnou. Výhodou skladování kapalného plynu je zejména to, že jeho objem v této formě je oproti běžnému plynnému stavu 260krát menší.

Hlavní výhodou, díky níž jsou tyto pohony u manipulační techniky hojně využívány, je čistota výfukových plynů, které neobsahují částice sazí a jsou téměř bez zápachu. Díky nízkým emisím škodlivých látek ve zplodinách si toto palivo dokonce získalo přívlastek „ekologicky čisté palivo“. Využití vozíků s pohonem na LPG je proto možné i v uzavřených halách.

Další možnou alternativou pohonu zážehovým motorem je využití zemního plynu ve formě stlačené plynné (CNG – Compressed Natural Gas), nebo zkapalněné (LNG - Liquefied Natural Gas). V současnosti se ovšem tato paliva u manipulační techniky vyskytují pouze zřídka. Jde sice o paliva s ještě čistějšími výfukovými plyny než v případě LPG, nicméně v případě pohonu na CNG je nutné se potýkat se značně obtížnějším skladováním a plněním stlačeného plynu (viz níže uvedený obrázek – Obr. 4-6), zatímco v případě LNG je překážkou v jeho rozšíření především vysoká energetická náročnost technologie zkapalnění zemního plynu a z toho vyplývající jeho vysoká cena.



Obr. 4-6 Schéma plnění vozíků se spalovacím motorem na CNG [14]

Druhým využívaným typem spalovacích motorů je motor vznětový (diesellový). Tyto pohony jsou typické velkým krouticím momentem i při malých otáčkách motoru, což umožňuje zdvihání těžkých břemen při zachování nízkých otáček. Proto je diesellových pohonů využíváno především u vozíků s vyšší nosností. Obecně mají vznětové motory také vyšší výkon než výše uvedené spalovací. Výhodou může být také snadnější údržba diesellových pohonů ve srovnání s pohony na plyn, kde je nutné např. každý rok provádět autorizovanou kontrolu tlakových lahví, případně nádrží. Z výše uvedeného je zřejmé, že vznětové motory u tohoto druhu manipulačních zařízení zůstávají stále velmi oblíbeným a často využívaným řešením. Velkou nevýhodou je však, jak již bylo zmíněno výše, produkce škodlivých výfukových plynů, což předurčuje tyto pohony k využití pouze v rámci venkovních nebo otevřených prostor. Další nevýhodou jsou také značně vyšší náklady na provoz, způsobené vysokou cenou paliva (viz Obr. 4-7).

Palivo	Spotřeba dle zkušebního cyklu	Kč / na jednotku	Náklady / hod	Roční náklady při nájezdu 2000 mth / rok
Diesel	3,0 l / mth	36,60 Kč	109,80 Kč	219 600 Kč
LPG	2,7 kg / mth	28,00 Kč	75,60 Kč	151 200 Kč
CNG	3,3 m ³ / mth	14,00 Kč	46,20 Kč	92 400 Kč



Obr. 4-7 Srovnání tří druhů pohonu spalovacím motorem provedené na vozíku Linde H25 (392) při nájezdu 2000 mth/rok [15]

4.2.2 Akumulátorové vozíky

V současné době je jedním z nejčastěji využívaných druhů pohonu dopravních a manipulačních vozíků elektromotor, napájený zpravidla z akumulátoru umístěného ve vozíku. Ve srovnání se spalovacím motorem se tento pohon vyznačuje celou řadou výhod. Mezi hlavní výhody patří: tichý chod, absence škodlivých výfukových plynů, nebo jednoduchý přenos, rozdělování a regulace energie.

Na druhou stranu mezi hlavní nevýhody patří např. omezená kapacita akumulátorů, které je nutné poměrně zdlouhavě dobít. Běžná výdrž akumulátorů se pohybuje okolo 8 hodin (jde tedy přibližně o délku jedné směny). V případě vícesměnného provozu je proto nutné využít většího množství vozíků, případně akumulátorů. Další nevýhodou je umístění poměrně rozměrných a těžkých baterií ve vozíku, což má samozřejmě nepříznivý vliv na jízdní vlastnosti a spotřebu energie. Akumulátory jsou navíc poměrně citlivé na otřesy, proto se doporučuje využití akumulátorových vozíků pouze v případě dostatečně zpevněné a rovné podlahy, po které se vozík pohybuje. V případě využití těchto vozíků na nerovné podlaze dochází k zatěžování akumulátorů vibracemi, a tím ke snížení jejich životnosti.

Přes výše uvedené nevýhody jde v současné době o nejčastější pohon manipulačních a dopravních vozíků. Publikace vydané na počátku 21. stol. uvádějí, že využití elektromotoru napájeného akumulátorem je aplikováno u cca 60% nově vyrobených průmyslových vozíků (např. KOVÁČ, M., KLAPITA, V. *Manipulácia s materiálom v doprave*). Tato hodnota je pravděpodobně ovlivněna především tím, že jsou tato zařízení využívána zejména v uzavřených prostorách, kde má tento pohon zásadní výhodu v podobě absence výfukových plynů.



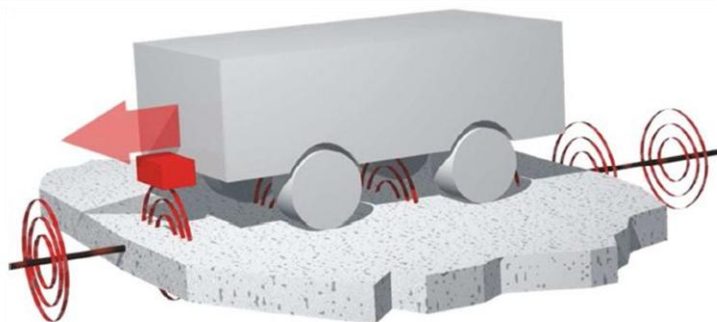
Obr. 4-8 Umístění akumulátoru ve vysokozdvizném vozíku [16]

4.2.3 Vysokofrekvenční vozíky

Stejně jako u předchozích akumulátorových vozíků je využití pohonu elektromotorem také u vozíků vysokofrekvenčních. Zásadní odlišnost je zde ovšem v dodávce elektrického proudu do motoru. V tomto případě se totiž nejedná o energii uloženou v akumulátoru, ale o energii předávanou pohonu pomocí elektromagnetické indukce.

Napájení elektromotoru zde funguje následovně: V podlaze haly jsou uloženy kabely, jimiž protéká elektrický proud o vysokém kmitočtu. Kolem tohoto kabelu tak vzniká elektromagnetické pole, které je zachycováno ve vozíku přijímačem ve formě cívky. V těchto cívkách se (vlivem působení magnetického pole) generuje elektrický proud, který je následně veden do elektromotoru. Často jsou tyto vozíky navíc vybaveny akumulátorem, který slouží jako zásoba energie pro pohyb mimo oblast působnosti elektromagnetického pole kabelu.

Tento způsob pohonu byl využíván zejména u starších, automaticky řízených manipulačních vozíků. Magnetické pole kabelu tak sloužilo nejen jako zdroj energie elektromotoru, ale také pro vedení vozíku po hale (aktivní indukční navigace). V současné době se již u automaticky řízených vozíků přechází na princip akumulátorového pohonu a navigace pomocí laserových snímačů. Výhodou takových vozíků (ve srovnání s vysokofrekvenčními) je především vysoká mobilita a flexibilita. Nevýhodou vysokofrekvenčních vozíků je zejména nízká pružnost přestavby tratě z důvodu nutné stavební úpravy (překládání kabelu). Nicméně princip předávání elektrické energie pomocí elektromagnetické indukce se využívá v současné době stále. Konkrétně je tato technologie použita u bezdrátového indukčního nabíjení, které může sloužit např. pro dobíjení akumulátorů manipulačních vozíků.



Obr. 4-9 Princip aktivní indukční navigace u vysokofrekvenčního vozíku [17]

Mimo výše uvedených způsobů pohonu je významným hlediskem pro členění motorových vozíků také jejich konstrukce. Ta vypovídá mimo jiné o tom, k jakému účelu jsou jednotlivé vozíky určeny. Stejně jako u ručně poháněných vozíků lze i u těchto motorových aplikovat základní rozdělení konstrukcí podle možnosti zdvihu:

1. Motorové vozíky bez zdvihu (tahače, plošinové vozíky,...)
2. Motorové vozíky se zdvihem (vysokozdvížné, nízkozdvížné,...)

4.2.4 Tahače

Jedním z méně často využívaných typů motorových vozíků jsou bezesporu tahače, tedy vozíky určené k tažení, popř. tlačení ostatních přepravních prostředků bez pohonu. Tato zařízení jsou řazena do skupiny motorových vozíků bez zdvihu. Jde o typ konstrukce, která nemá svou obdobu v podobě ručně poháněného vozíku, jelikož hlavním cílem tahačů je dodávání mechanické pohybové energie přivěsným vozíkům. V případě bezmotorových vozíků tuto funkci zastává člověk (obsluha). Konstrukce tahačů jsou si velmi podobné, nejčastěji se jedná o koncepci s hnací zadní nápravou a řídicí přední nápravou. Rozlišujeme tahače čtyřkolové a tříkolové. Tříkolová provedení jsou vhodná zejména při aplikacích, kdy je vyžadována větší manipulovatelnost, neboť jsou tyto vozíky obratnější v prostoru.

V některých případech lze pro tažení přípojných vozíků využít i vozíky plošinové, které taktéž bývají vybaveny tažným zařízením, nicméně tyto prostředky nejsou dimenzovány na příliš velké tažné síly. Naopak specializované tahače jsou běžně schopné tažení přípojných vozidel o celkové hmotnosti do 30 t.

4.2.5 Plošinové vozíky

Dalším typem vozíků bez zdvihacího zařízení jsou vozíky plošinové. Ty nejsou, na rozdíl od předchozích, primárně určeny k tažení přepravních přívesných vozíků, ale k přepravě materiálu přímo na plošině, která je součástí těchto prostředků. Podle schopnosti pohybu plošiny lze rozlišit:

- vozíky s pevnou plošinou – není umožněno výškové přestavení plošiny
- vozíky s výklopnou plošinou – lze nosnou část (plošinu) výškově přestavit

Konstrukcí se tato vozidla velmi podobají výše uvedeným tahačům. Rozdílem je, že nejsou tvořena pouze kabinou a tažným zařízením, ale navíc plošinou určenou pro přepravu materiálu. V porovnání s tahači jsou plošinové vozíky schopné vyvinout pouze malou tažnou sílu, jelikož jejich hlavním účelem je přeprava materiálu na plošině.



Obr. 4-10 Srovnání motorového tříkolového tahače (vlevo) a čtyřkolového plošinového vozíku (vpravo) [18]

4.2.6 Nízkozdvižné vozíky

Jedním z často využívaných typů vozíků, které jsou (na rozdíl od předchozích dvou) vybaveny zdvihacím zařízením, jsou vozíky nízkozdvižné. Pojem „nízkozdvižné“ odráží skutečnost, že zdvihací zařízení těchto vozíků umožňuje vertikální pohyb (zdvih) přepravovaného materiálu do maximální výšky cca 200 mm. Jde o zařízení podobné ručně poháněným paletovým vozíkům, navíc vybavené pohonem mechanismu pro vodorovný i vertikální pohyb. Hlavním využitím těchto vozíků je přeprava materiálu shromážděného na paletách ve vodorovném směru. Vertikální pohyb materiálu je v tomto případě minimální a pouze zamezuje kontaktu mezi podlahou a paletou (podobně jako u paletových vozíků). Zdvihací zařízení je nejčastěji poháněno elektromotorem, což umožňuje přepravu břemen o hmotnosti až 3000 kg.

Z hlediska konstrukce se nízkozdvižné vozíky rozlišují podle toho, zda jsou určeny pro stojící, sedící nebo kráčející obsluhu. Nejrozšířenějším typem je třetí zmíněná varianta, kdy obsluha vozíku kráčí před nebo za vozíkem a řídí jeho pohyb i zdvih vidlic pomocí oje a ovládacích prvků na ní umístěných (stejný princip jako u paletového vozíku).

4.2.7 Vysokozdvížené vozíky

Asi nejrozšířenějším typem manipulačních vozíků vůbec jsou motorové vozíky vysokozdvížené. Jde o vozíky se zdvihacím zařízením umožňujícím vysoký zdvih, tedy minimálně 1 200 mm. Tyto prostředky jsou určeny pro zdvihání, stohování, ložné operace i přemísťování materiálu, který bývá při přepravě nejčastěji uložen na paletě. Přepravní prostor je tak tvořen dvěma vidlicemi, jejichž rozteč je totožná s roztečí otvorů v paletách určených pro přemísťování, stejně jako je tomu u nízkozdvížených vozíků.



Obr. 4-11 Nízkozdvížený vozík pro stojící obsluhu (vlevo) a vysokozdvížený vozík pro kráčeující obsluhu (vpravo) [19]

Jelikož jde o nejrozšířenější typ manipulačních vozíků, existuje široké spektrum variant, které se vzájemně liší svou konstrukcí a funkcemi. Nelze proto v rámci této rešerše zmínit všechna konstrukční řešení. Mezi nejrozšířenější druhy konstrukcí patří:

- čelní vysokozdvížené vozíky
- boční vysokozdvížené vozíky
- skladové vysokozdvížené vozíky
- regálové zakladače

Nejčastěji využívaným typem vysokozdvíženého vozíku (dále jen VZV) je bezpochyby čelní VZV. Důvodem největšího rozšíření této konstrukce je především jeho univerzálnost a široké spektrum využití. Liší se, stejně jako u nízkozdvížených vozíků konstrukcí pro stojící, sedící nebo kráčeující obsluhu. Čelní VZV určený pro kráčeující obsluhu je vyobrazen na výše uvedeném obrázku (Obr. 4-11). Konstrukce VZV pro stojící obsluhu je velmi podobná, jen je vozík vybaven v zadní části plošinou, určenou pro stání obsluhy. Často se ovšem vyskytuje provedení vozíku pro sedícího řidiče. V takovém případě je vozík vybaven uprostřed umístěnou kabinou řidiče s ovládacími prvky, vpředu zdvihacím zařízením s vidlicemi, v zadní části pak motorem a protizávažím. Aplikace protizávaží je nutná, aby nedošlo k převrácení vozíku vlivem klopného momentu při nabírání palety s materiálem. V případě akumulátorového VZV může být jako protizávaží využit trakční akumulátor (díky jeho značné hmotnosti).

Stejně jako u většiny vozíků, i zde rozlišujeme tříkolová a čtyřkolová provedení. Tříkolové vozíky mají, jak již bylo několikrát zmíněno výše, větší obratnost a manipulovatelnost na malém prostoru, nicméně toto provedení nalezneme pouze u vozíků s nižší nosností, neboť absence čtvrtého kola má negativní vliv na stabilitu vozíku.

Pravidlem u těchto prostředků bývá koncepce s hnací přední nápravou a zadní nápravou řídicí. Toto uspořádání je aplikováno opět zejména pro zvýšení obratnosti.

Jelikož se jedná o nejrozšířenější typ vozíků vůbec, existuje široká škála nosností, výšek zdvihu i jezdových vlastností těchto vozíků a nemá tedy význam zmiňovat konkrétní hodnoty. VZV lze navíc dovybavit velkým množstvím přídatných zařízení, např. prodlouženými vidlicemi (zvětšujícími dosah vozíku), kleštinovými vidlicemi (umožňujícími držení materiálu sevřením za pomoci hydraulického válce), posuvným zařízením (umožňujícím boční posuv vidlic s paletou) apod.

Dalším typem VZV, který je využíván výrazně méně často než předchozí zmíněný, je boční VZV. Již samotný název vypovídá o tom, že jeho konstrukce se ve srovnání s čelním VZV liší. V případě bočního VZV jsou totiž vidlice, určené pro zdvih břemena, umístěny za kabinou řidiče a vysouvány do boku (ve směru kolmém ke směru jízdy vozíku). Konstrukce navíc obsahuje dvě plošiny pro odložení materiálu, přičemž jedna je umístěna před zdvihacím mechanismem a jedna za ním. Důvodem této konstrukce je umožnění přepravy dlouhých kusových materiálů (ocelové profily, dřevěné latě,...), které není možné přemísťovat na paletách, popř. jiných manipulačních jednotkách.



Obr. 4-12 Rozdíl mezi čelním dieselovým VZV (vlevo) a bočním akumulátorovým VZV (vpravo) [20]

Třetím zmíněným typem VZV s odlišnou funkcí je skladový VZV, jinak také známý pod pojmem „retrak“ nebo „vychystávací vozík“. Jde o vozíky, které jsou určeny primárně pro manipulaci s paletami ve skladech s vysokými regály a úzkými uličkami.

Požadavek na dobrou manipulovatelnost i v omezeném prostoru je zajištěn zejména tříkolovým provedením s natáčecím zadním kolem, případně dvojkolem. Stejně jako u čelních VZV je i zde kabina řidiče umístěna za zdvihacím zařízením, ale je nejčastěji natočena kolmo k podélné ose retraku. Díky tomu je celá konstrukce vozíku kratší a tím pádem také obratnější při manipulaci v omezeném prostoru. Nosnost těchto zařízení se běžně pohybuje do 2 000 kg, přičemž běžně disponují zdvihem až 12 m.

Podobnou funkcí jako retrak disponují také zástupci poslední zmíněné skupiny VZV. Jde o tzv. regálové zakladače. Jejich hlavním účelem je umožnit manipulaci s materiálem založeným v regálech ve velkých výškách.

Na podvozku zakladače je umístěna nosná konstrukce s kabinou pro obsluhu a nákladovým prostorem (vidlicemi). Na rozdíl od ostatních VZV se u regálových zakladačů zdvihá nejen nákladový prostor, ale také kabina s obsluhou. Důvodem je zachování výhledu obsluhy na manipulovaný materiál při zdvihách do výšek až 35 m. Nosná konstrukce je při zdvihání nejčastěji vedena v kolejničích, připevněných na horní hraně regálové konstrukce. Zakládání, popř. vykládání manipulačních jednotek probíhá posunutím vidlic ve směru kolmém ke směru pohybu.

Podvozek zakladače může být uzpůsoben pro volný pohyb po podlaze haly (přemísťování zařízení mezi jednotlivými uličkami), nebo je svázaný s pevně stanovenou dráhou zakladače (např. kolejnice podél regálu). V případě pevně stanovené dráhy je pak nutné pro každou uličku využívat speciální zakladač.



Obr. 4-13 Srovnání skladového VZV (vlevo) a regálového zakladače (vpravo) [21]

4.2.8 Automaticky řízené vozíky

V poslední době se v oblasti dopravy manipulace s materiálem velmi rozšířil trend využití zařízení, která umožňují automatizovanou dopravu, tedy dopravu, která probíhá v běžném režimu bez jakéhokoliv zásahu obsluhy. Jedním z nejrozšířenějších případů takové přepravy jsou automaticky řízené vozíky. Tyto vozíky jsou často označovány také jako AGV vozíky (z angl. Automatic Guided Vehicle – automaticky vedené vozidlo).

Jde o zařízení, jehož pohon zajišťuje elektromotor. U starších AGV byl tento motor napájen často indukčně z kabelu umístěného v podlaze haly. Tímto kabelem protékal proud o vysokém kmitočtu, který vytvářel magnetické pole. To pak bylo transformováno cívkou umístěnou na vozíku a sloužilo jak pro vedení vozíku po hale, tak i pro výrobu elektrického proudu pro jeho pohon (aktivní indukční navigace).

V současné době jsou ovšem AGV vozíky vyráběny téměř výhradně se zdrojem energie ve formě akumulátoru. Nevýhodou ve srovnání s vysokofrekvenčními vozíky je v takovém případě nutnost dobíjení akumulátoru po určité době provozu a také poměrně velký zástavbový prostor určený pro akumulátor.

Naopak výhodou je vysoká flexibilita z hlediska změny trasy vozíku. Dříve byla v takovém případě nutná stavební úprava ve formě přeložení kabelu v podlaze haly. U novějších vozíků nejsou takové úpravy v případě změny trasy nutné, jelikož jejich navigace je realizována nejčastěji:

- indukčně (pasivní indukční navigace) – na podlaze je nalepena magnetická páska, kterou vozík detekuje a dokáže ji sledovat díky změně magnetického pole na cívce vozíku v případě změny její polohy vůči pásce
- opticky – na podlaze haly jsou speciální barevné čáry, vytvořené pomocí barvy nebo barevné pásky, které vozík pomocí optických snímačů sleduje
- pomocí laserů – v současné době nejčastější typ navigace AGV vozíků, kdy jsou z vozíku vysílány laserové paprsky, které se odrážejí od předmětů v okolí vozíku, jsou opět snímány laserovým snímačem a na základě toho je vyhodnocována poloha vozíku vůči těmto předmětům (jde prakticky o princip LIDARU, který je využíván také u autonomních automobilů)
- pomocí GPS (satelitní navigace) – jde o případ navigace využívané především pro vozíky určené do rozlehlých otevřených prostor, kde je umožněna spolehlivá komunikace mezi GPS přijímačem a satelitem

Mimo vlastní navigaci musí být samozřejmě AGV vozíky vybaveny velkým množstvím snímačů, které reagují na případné náhle vzniklé překážky na trase vozíku apod. Veškeré informace z těchto snímačů a navigačního systému jsou pak zpracovávány řídicí jednotkou vozíku, včetně pokynů z centrálního počítače, který koordinuje pohyb všech AGV vozíků v hale.

Z hlediska konstrukce jsou na trhu již běžně dostupné AGV vozíky jako tahače, plošinové vozíky, nízkozdvíhné i vysokozdvíhné vozíky (viz následující obrázek – Obr. 4-14).



Obr. 4-14 AGV vozíky ve formě tahače (vlevo) plošinového vozíků (uprostřed) a VZV (vpravo) [22]

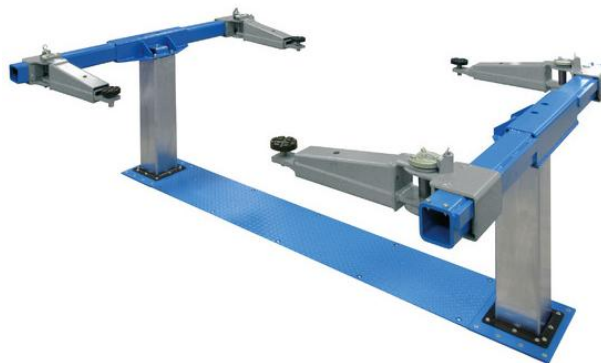
5 Standardní provedení zdvižných plošin

V praxi lze nalézt zdvižné plošiny, stoly nebo rampy ve dvou základních provedeních. Prvním provedením jsou plošiny využívané na pracovištích, kde je nutná manipulace s těžkými břemeny ve vertikálním směru (zdvihání). Taková zařízení nacházejí nejčastěji uplatnění ve skladech, montážních halách, autoservisech apod. Zdvih materiálu pomocí těchto plošin může být realizován z důvodu změny jeho polohy (přemístění), nebo za účelem provedení určité montážní, výrobní nebo servisní operace na těžkém výrobku, při zachování vzpřímené polohy pracovníka (z ergonomických důvodů). Druhým možným provedením plošin jsou pak zdvihací zařízení určená pro zdvih osob. S touto variantou se můžeme setkat při provádění výškových prací, ale také např. ve veřejných budovách, kde tato zařízení pomáhají tělesně handicapovaným lidem překonávat výškové rozdíly mezi podlahami. V rámci této práce (této rešerše) bude z hlediska zadání věnována pozornost pouze plošinám určeným ke zdvihání materiálu (tedy prvnímu zmíněnému provedení).

Stejně jako v případě vozíků je rozlišováno několik základních konstrukčních provedení manipulačních plošin. Jednotlivé typy se pak liší zejména účelem použití, nosností, velikostí plošiny (stolu, nebo rampy) a také velikostí zdvihu.

5.1 Pístové zvedáky

Velmi často využívaným zařízením, spadajícím do oblasti zdvižných plošin, jsou tzv. pístové zvedáky. Jde o zvedáky využívané zejména pro zdvih dopravních prostředků, které umožňují provedení servisu, popř. kontroly spodních částí vozidel. Celá konstrukce je nejčastěji zabudovaná v podlaze, což vyžaduje poměrně složitou montáž těchto zařízení. Naopak výhodou tohoto umístění je úspora místa v dílně. Z hlediska konstrukce se zvedáky skládají z pohonu, nejčastěji elektro-hydraulického (elektrické čerpadlo tlakující olej, který následně předává svou energii v hydraulickém válci), a ramen s opěrnými body (plošinami). Poloha těchto ramen bývá často nastavitelná pro přizpůsobení zdvihacím bodům konkrétního zdvihaného prostředku. Podle počtu hydraulických válců pak rozlišujeme jednopístové a dvoupístové zvedáky.



Obr. 5-1 Dvoupístový zvedák s elektro-hydraulickým pohonem [23]

5.2 Plošinové vertikální zvedáky

Další možnou konstrukcí zdvižné plošiny je tzv. plošinový vertikální zvedák. Jedná se o poměrně novou koncepci zdvihacích plošin. Stejně jako v předchozím případě jde o zařízení využívaná především pro zdvihání dopravních prostředků a strojů při provádění servisu, oprav nebo běžné údržby. Na rozdíl od pístových zvedáků disponují tyto plošiny bezsloupovou konstrukcí, která zajišťuje jejich skladnost. Dostupné jsou obvykle dvě varianty těchto zařízení: pro zabudování do podlahy a pro umístění na podlahu. Velkou výhodou vertikálních plošinových zvedáků je velká stabilita a přesnost souběžného zdvihu všech plošin. Pohon těchto zařízení je, stejně jako u předchozích, nejčastěji elektro-hydraulický. Nosnost se pohybuje v rozmezí cca 4 500 – 6 000 kg, zdvih pak okolo 2 000 mm.



Obr. 5-2 Plošinový vertikální zvedák pro zdvih dopravních prostředků [24]

5.3 Paralelogramové zvedáky

Pro zvedání předmětů o menších hmotnostech lze využít tzv. zvedáky paralelogramové. Jde o zdvižná zařízení, která našla uplatnění zejména v oblastech opravy motocyklů, čtyřkolek nebo menší zemědělské techniky. Na rozdíl od předcházejících typů zdvižných plošin se u těchto prostředků lze velmi často setkat s ručním pohonem, kdy nožním pedálem, popř. ruční pumpou dochází k natlakování média (nejčastěji oleje) ve válci, který zajišťuje pohyb zvedáku (zdvih). V případě vyšších nosností může být ovšem tento ruční/nožní pohon nahrazen elektrickým čerpadlem, popř. kompresorem. Výjimkou není u těchto zařízení ani kombinace hydraulického a pneumatického pohonu. Existují také dvě provedení z hlediska polohy pracovního válce (pohonu). Ten může být uložen otočně ve spodním pevném rámu a na druhé straně přímo ve zvedaném rameni plošiny. Druhou variantou je pak pevné ukotvení válce ve spodním pevném rámu a pevné uchycení pístnice na obdélníkový rám otočně připojený ke zdvihanému rameni, jako je tomu u mechanismu na níže uvedeném obrázku (Obr. 5-3). Jelikož se v tomto případě jedná o poměrně malá a lehká zařízení, jsou na spodním rámu nejčastěji umístěna kolečka, umožňující snadné přemístění zvedáku.



Obr. 5-3 Paralelogramový zvedák s válcem umístěným mimo nosné rameno plošiny [25]

5.4 Sloupové zdvižné plošiny

Mezi velmi jednoduchá zdvihadla patří sloupové zdvižné plošiny. Z hlediska konstrukce jde prakticky pouze o podstavec sloužící k zajištění stability plošiny, který je spojený se sloupem. Ve sloupu je dále integrován pohon a zdvihací zařízení spojené s plošinou určenou pro nesení břemena.

Existuje několik variant těchto zdvihacích prostředků. Může se jednat např. o zařízení určená pro zdvih palety s materiálem, za účelem zachování ergonomie pracovníků, kteří s tímto materiálem dále pracují (přebírají, počítají, skládají jednotlivé kusy materiálu...). Využití tato zařízení nacházejí především ve skladech, ale také např. na výrobních pracovištích při skládání vyrobených kusů na palety, případně do beden. Konstrukce podstavce může být pevně ukotvena v podlaze haly, případně je upravena pro možnou manipulaci s plošinou mezi jednotlivými pracovišti (kolečka, otvory pro vidlice VZV,...). Pohon zdvihu je realizován, stejně jako u předchozího zmíněného typu, pomocí hydraulického válce. Existují také sloupové plošiny s možným naklápěním zdvihaného břemena do stran. V takovém případě musí být plošina vybavena dalším hydraulickým válcem, umožňujícím tento pohyb.

Dalším, často používaným druhem sloupových zdvižných zařízení jsou pak zvedáky využívané pro servis dopravních prostředků. V takovém případě se jedná o kombinaci dvou nebo čtyř sloupových zdvihacích zařízení vybavených polohovatelnými rameny, podobně jako u zvedáků pístových. Pohon takových zařízení je pak často realizován nikoliv pomocí hydraulického válce, ale pomocí elektromotoru a pohybového šroubu.



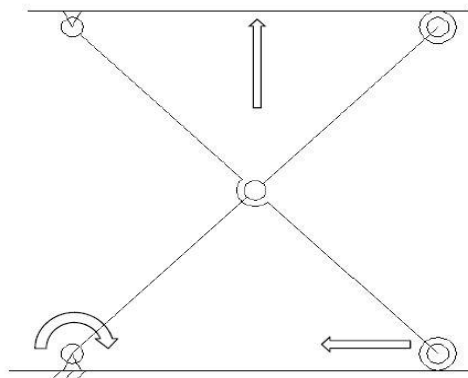
Obr. 5-4 Sloupová plošina pro zdvihání palet (vlevo) a sloupový zvedák pro zdvihání automobilů (vpravo) [26]

5.5 Nůžkové plošiny

Asi nejvyužívanějším typem konstrukcí zdvihacích plošin jsou plošiny nůžkové. Důvodem častého využití těchto zařízení je zejména jejich vynikající stabilita a taktéž poměrně vysoká nosnost. Zároveň se nůžkové mechanismy vyznačují plynulým chodem při zvedání i spouštění plošiny. Jako další výhodu lze uvést malý zástavbový prostor, zejména zástavovou výšku. Naopak nevýhodou takovýchto konstrukcí je bezesporu to, že zde není umožněn volný průchod pod plošinou v horní poloze, což částečně omezuje její využití (nelze využít pro přístup ke spodním částem zdvihaného břemena). Dalším handicapem těchto zařízení je omezená výška zdvihu (závislá na velikosti ramen mechanismu).

Konstrukce nůžkových plošin se skládá z pevného spodního rámu, nůžkového mechanismu (složeného z nosných ramen), pohonu připojeného na nosná ramena a plošiny, která slouží jako prostor pro uložení zdvihaného břemena.

V praxi se můžeme setkat s několika různými variantami řešení kinematiky těchto mechanismů. Nejrozšířenějším typem je tzv. nesympetrická kinematika, kdy každé rameno má jeden konec uložen v rotační vazbě (na pevném spodním rámu nebo na plošině), zatímco druhému konci je umožněn pohyb posuvný (viz Obr. 5-5).



Obr. 5-5 Nejrozšířenější způsob řešení kinematiky a jeho chování během zdvihu [27]

Jelikož se jedná o velmi rozšířený typ zdvihacích plošin, existuje několik konstrukčních řešení a také možností, kterými lze nůžkové mechanismy kombinovat pro dosažení vyššího zdvihu plošiny, případně vyšší únosnosti. Pro docílení vyššího zdvihu je možné využít znásobení více nůžkových mechanismů nad sebou (dvou a vícenůžkové plošiny). Pokud je požadována vyšší nosnost se stejným zdvihem, případně delší zdvihaná plocha, lze využít násobení více nůžkových mechanismů vedle sebe (tandemové plošiny).



Obr. 5-6 Jednonůžková plošina (vlevo), dvounůžková plošina (uprostřed) a tandemová plošina (vpravo) [28]

5.6 Pohony zdvižných plošin

Druhým zásadním kritériem pro členění zdvižných plošin je jejich pohon, tedy konkrétně způsob přenosu a transformace energie zdroje (motoru) na mechanickou energii zajišťující pohyb (zdvih) plošiny. Pohon je částí konstrukce, která má poměrně zásadní vliv na vlastnosti zdvihacího mechanismu. Ovlivňuje např. jeho nosnost, rychlost a plynulost zdvihu, způsob ovládání apod. Mezi standardně využívané pohony patří:

- Hydraulický pohon
- Pneumatický pohon
- Pohon pomocí pohybového šroubu a matice
- Pohon pomocí tlačných/tažných řetězů

5.6.1 Hydraulický pohon

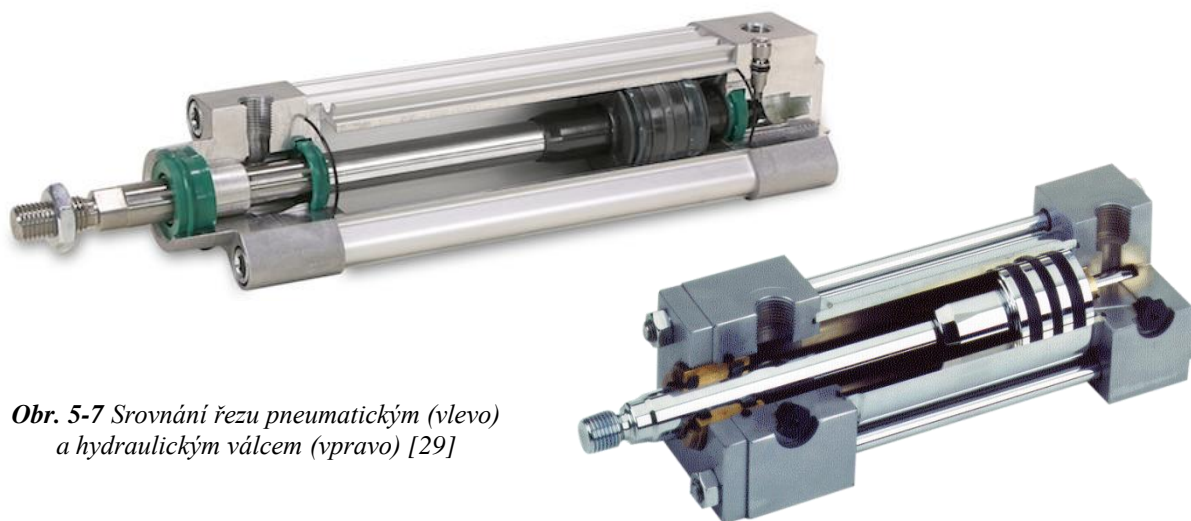
Asi nejčastěji využívaným typem pohonu u zdvihacích plošin je pohon hydraulický. Pracovním médiem je v takovém případě hydraulická kapalina (nejčastěji olej), kterou je naplněn prostor pod pístem v hydraulickém válci. Válec je nejčastěji na jedné straně ukotven do spodního pevného rámu plošiny, zatímco pístnice je připevněna na zdvihanou konstrukci. Tlaková energie je pak této kapalině dodávána hydrogenerátorem (nejčastěji zubovým čerpadlem), popř. ručně, pomocí pumpovací páky nebo pedálu (pokud se jedná o ruční pohon zdvihu).

Ruční pohon je méně rozšířený a je určený především pro aplikace s nižšími zdvihy a nižší frekvencí zdvihání. Důvodem je zejména dlouhá doba zdvihu ve srovnání se zařízeními vybavenými hydrogenerátorem. Jedním sešlápnutím pedálu lze totiž dosáhnout zdvihu pouze okolo 20 mm. Mezi hlavní výhody tohoto typu pohonu patří bezrázový, plynulý chod, ale také možnost zdvihání i velmi těžkých břemen (při využití vysokého tlaku kapaliny). Mezi nevýhody lze zařadit např. možný únik oleje v případě poškození hydraulického systému, komplikovanější konstrukce hydraulických systémů (nádrže, chladiče, ventily,...) nebo hořlavost hydraulických kapalin, která omezuje spektrum využití těchto pohonů.

5.6.2 Pneumatický pohon

Dalším možným pohonem zdvihacího zařízení je pohon pneumatický. Jde prakticky o stejný princip jako u výše zmíněného hydraulického pohonu s tím rozdílem, že v tomto případě je pracovním médiem stlačený vzduch. Tlaková energie může být dodávána opět dvěma způsoby: pomocí ruční/nožní pumpy nebo kompresorem. Kompresor může být, podobně jako hydrogenerátor, umístěný přímo na konstrukci zdvižné plošiny, případně lze stlačený vzduch rozvádět z centrálního kompresoru pomocí pneumatického rozvodu po průmyslové hale.

Výhodou tohoto pohonu je např. čistota provozu, plynulý chod, ale také to, že v průmyslových halách bývá často umístěn výše zmíněný centrální kompresor a pneumatický rozvod, na který lze pak pneumatický válec jednoduše připojit. Nevýhodou naopak může být malá síla a nízká rychlost pohybu v případě tlakových ztrát, na které jsou tyto systémy poměrně náchylné, nebo vysoká cena výroby stlačeného vzduchu.



Obr. 5-7 Srovnání řezu pneumatickým (vlevo) a hydraulickým válcem (vpravo) [29]

5.6.3 Pohon pomocí pohybového šroubu a matice

Jeden z méně často využívaných pohonů využívá jako zdroj hnací síly (momentu) elektromotor a přenos/transformaci mechanické energie (pohybu) pomocí pohybového šroubu a matice. Při využití tohoto způsobu pohonu je elektromotor s převodovkou uložen v základním nehybném rámu. Z převodovky je moment (točivý pohyb) veden přes hřídelovou spojku na pohybový šroub. Pomocí tohoto rotujícího pohybového šroubu a neotočné matice uložené ve zdvihané konstrukci dochází k transformaci rotačního pohybu na pohyb translační (posuvný). Posuvným pohybem pak dochází přímo ke zdvihání plošiny, případně je tento pohyb dále transformován na vertikální pohyb plošiny vlastní konstrukcí zdvihacího zařízení (např. v případě nůžkových zdvižných plošin).

Ve srovnání s předchozími řešeními je hlavní výhodou tohoto pohonu zejména jednoduchost konstrukce, jelikož není nutná přítomnost dalšího zařízení ve formě kompresoru nebo hydrogenerátoru, případně hydraulického nebo pneumatického okruhu (odpadají problémy s netěsností atd.). Naopak nevýhodou může být poměrně malá účinnost přenosu pohybu pomocí pohybového šroubu a matice, nebo méně plynulý chod, způsobený vůlí mezi závitem šroubu a matice.

5.6.4 Pohon pomocí tlačných/tažných řetězů

Posledním zmíněným typem pohonu zdvižných plošin je pohon využívající tlačných, popř. tažných řetězů. V současné době se toto řešení na trhu zdvihacích zařízení vyskytuje jen velmi zřídka. Základním článkem je v tomto případě nejčastěji tlačný řetěz (přenášející tlakové zatížení). Ten je, při spodní poloze plošiny, navinut v konstrukci pohonu. Pohyb při zdvihu je na řetěz přenášen z elektromotoru pomocí řetězového kola. Řetěz je zároveň veden dráhou vytvořenou v konstrukci pohonu tak, aby zajišťoval posuvný vertikální pohyb zdvihané plošiny.

Výhodou tohoto řešení může být např. možnost velkého zdvihu, který je omezen pouze délkou řetězu, kterou lze do pohonu zabudovat. Nevýhodou je poměrně složitá a drahá konstrukce tohoto způsobu pohonu.



*Obr. 5-8 Nůžková plošina s pohonem pomocí pohybového šroubu a matice (vlevo)
a pomocí tažných/tlačných řetězů (vpravo)[30]*

6 Informace o projektu

Jak již bylo zmíněno výše, hlavním cílem této diplomové práce je vytvoření konstrukčního návrhu elektricky poháněného manipulačního vozíku vybaveného zdvižnou plošinou. Jedná se o zařízení konstruované na míru v rámci projektu „Návrh a realizace robotizovaného pracoviště určeného pro překládání rozpracovaných výrobků a jejich přeprava na další automatizovanou linku“. Zadavatelem této diplomové práce je společnost KOVA Engineering s.r.o., která je zároveň dodavatelem výše uvedeného projektu. Zadavatelem (odběratelem) projektu je pak společnost Federal-Mogul Motorparts a.s.

6.1 Zadavatel projektu



Zmíněný projekt je realizován konkrétně pro výrobní závod Federal-Mogul Friction Products a.s. sídlící v Kostelci nad Orlicí. Jedná se o jednu z poboček společnosti Federal-Mogul Motorparts a.s., která je součástí nadnárodního koncernu Federal-Mogul Corporation se sídlem v Michiganu ve Spojených státech amerických. Tento koncern zahrnuje 85 výrobních závodů ve 34 zemích světa. Dělí se na dvě nezávislé obchodní divize:

- a) Federal-Mogul Motorparts – jeden z předních světových dodavatelů dílů pro automobilový průmysl (zejména se specializuje na výrobu a distribuci dílů brzdových systémů, zavěšení, řízení atd.)
- b) Federal-Mogul Powertrain - divize zaměřená primárně na návrh a výrobou komponent pro pohonné jednotky automobilů, ale také např. obráběcích strojů nebo zemědělských zařízení (probíhá zde vývoj a výroba dílů, jako jsou ložiska motorů, písty, vodítka ventilů, zapalovací svíčky, vložky válců, technické textilie apod.)

Divize Federal-Mogul Motorparts distribuuje své výrobky pod více než dvaceti značkami na světovém trhu s náhradními díly vozidel. Jako příklady významných značek společnosti lze uvést:

- FERODO – brzdové systémy silničních i kolejových vozidel
- CHAMPION – součásti zapalovacích systémů, filtrace, stěračů a osvětlení
- BERAL – brzdové díly, určené především pro nákladní vozidla, přívěsy a autobusy
- MOOG – díly pro systémy řízení a zavěšení, určené pro osobní automobily
- PAYEN – těsnící součásti motorů osobních i nákladních vozů



Obr. 6-1 Příklady nejvýznamnějších značek výrobků společnosti Federal-Mogul Motorparts [31]

Výrobní závod Federal-Mogul Friction Products a.s., který je pobočkou zmíněné divize Motorparts, se specializuje na výrobu a distribuci součástí opatřených třecím povrchem. Jedná se především o segmenty brzdového a spojkového obložení, určené pro výrobky výše uvedených značek. Základní informace o této pobočce jsou uvedeny v následující tabulce (Tbl. 6-1).

*Tbl. 6-1 Údaje o pobočce společnosti Federal-Mogul Motorparts a.s.
[zdroj informací: prezentace společnosti Federal-Mogul Friction Products a.s. z roku 2012]*

Název pobočky:	Federal-Mogul Friction Products a.s.
Město:	Kostelec nad Orlicí
Počet zaměstnanců:	cca 700
Velikost výroby:	cca 600 000 výrobků/týden
Podíl výroby pro Evropské zákazníky:	90%

6.2 Dodavatel projektu



Realizace projektu je zajišťována společností KOVA Engineering s.r.o. Jde o ryze českou společnost, která byla založena v roce 2016. Přestože se jedná o velmi mladou organizaci, může se již nyní pochlubit několika úspěšně realizovanými projekty. Hlavním cílem společnosti je poskytování služeb technického vývoje, stavby jednoúčelových strojů, tvářecích přípravků, robotických pracovišť apod. Ve většině případů společnost zajišťuje, mimo vlastní vývoj, konstrukci a výrobu, také servis dodaných zařízení přímo u zákazníka. Působnost společnosti lze rozdělit do základních tří skupin: automatizace výroby, robotika a lisovací nástroje.

6.2.1 Automatizace výroby

V rámci automatizace výroby se společnost zabývá:

- stavbou jednoúčelových strojů
- vývojem a výrobou unikátních zařízení, určených pro konkrétní výrobní procesy
- návrhem a stavbou rozvodových skříní pro zařízení automatizovaných pracovišť
- vývojem a výrobou technologických linek

Jako typická zařízení vyvíjená společností v rámci projektů spojených s automatizací výroby lze uvést např.: svařovací automaty, manipulátory a dopravníky, montážní zařízení, měřicí a kontrolní přípravky, svařovací přípravky, apod.

6.2.2 Robotika

Společnost KOVA Engineering s.r.o. zajišťuje kompletní dodávku a instalaci robotických pracovišť včetně přípravků spojených s jejich činností. Tyto systémy jsou dodávány kompletně, včetně veškeré elektroniky a softwarů, určených pro řízení robotů. Samozřejmostí je také instalace oplocení pro vytvoření bezpečnostních zón, zajišťujících maximální bezpečnost obsluhy pracovišť.

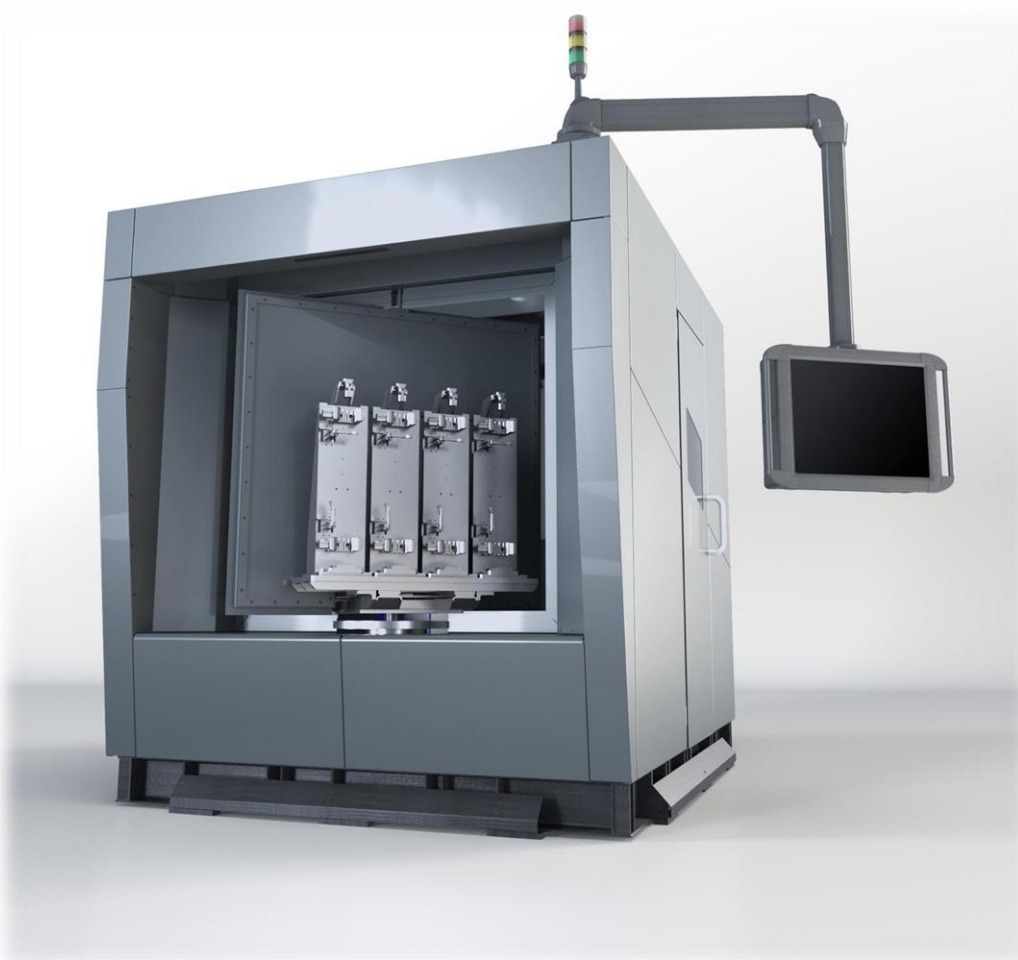
KOVA Engineering s.r.o. je oficiálním integrátorem robotů německé firmy KUKA AG, proto jsou vyvíjená pracoviště osazována výhradně roboty této značky. Nejvíce je společnost zaměřena na řešení složitých celků, na které si ostatní integrátoři netroufají. Mezi typické příklady pracovišť, které jsou v projektech společnosti řešeny, patří: svařovací pracoviště, manipulační pracoviště, montážní pracoviště, paletizační pracoviště, měřicí pracoviště, případně speciální pracoviště, určená pro konkrétní technologické operace.

6.2.3 Lisovací nástroje

Společnost nabízí také komplexní řešení výroby lisovacích nástrojů, určených pro tváření plechu za studena. Řešení zahrnuje návrh technologie, 3D konstrukci nástroje, výrobu nástroje i jeho odzkoušení a následné uvedení do provozu. Portfolio lisovacích nástrojů zahrnuje:

- Jednoduché střížné nástroje
- Postupové střížné nástroje
- Kombinované postupové lisovací nástroje
- Ohýbací nástroje

Mimo vlastní vývoj a výrobu je společnost schopna zajistit také záruční i pozáruční servis těchto nástrojů, popř. jejich případnou modifikaci nebo údržbu.

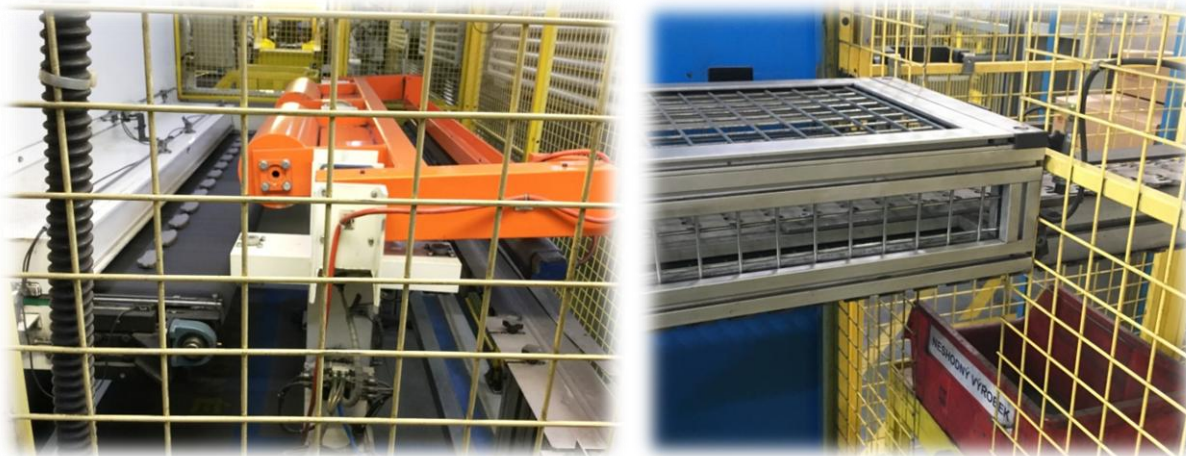


Obr. 6-2 Buňka pro robotické svařování s vertikálním otočným přípravkem, jako příklad projektu realizovaného společností KOVA Engineering s.r.o

6.3 Informace o navrhovaném pracovišti

Jak již bylo zmíněno výše, výrobní závod Federal-Mogul Friction Products a.s., sídlící v Kostelci na Orlicí, je specializován na výrobu komponent opatřených třecím povrchem. Jedním z typických produktů této pobočky jsou brzdové destičky, určené pro využití v kotoučových brzdách osobních automobilů. Jedná se o sériovou výrobu několika různých typů destiček, v rámci které má být uplatněno i robotizované pracoviště, jehož součástí je také vozík navrhovaný v této práci.

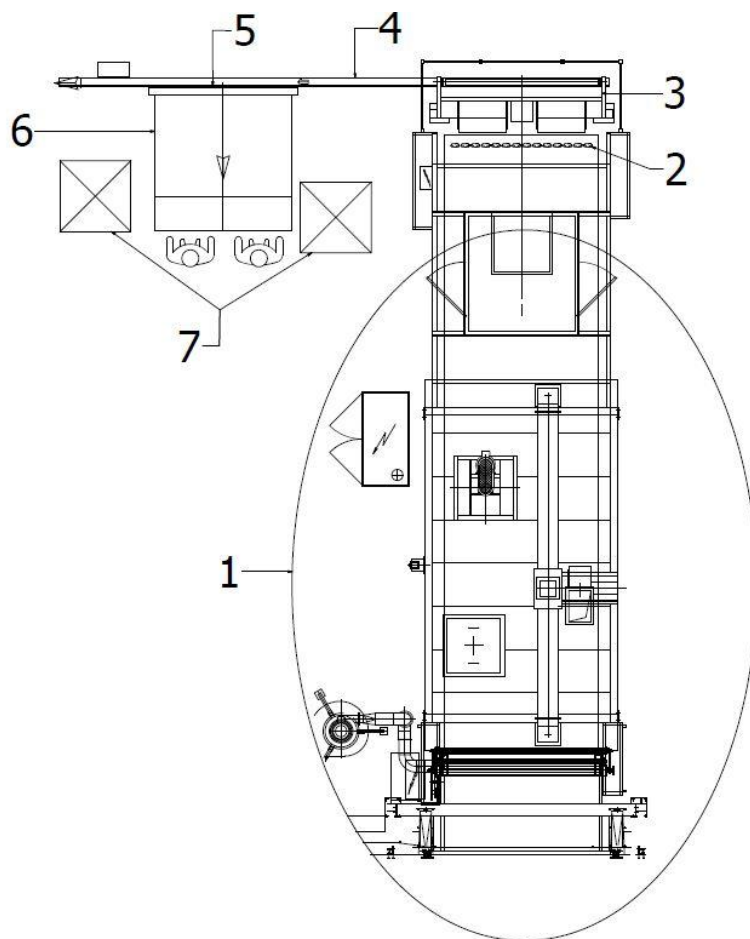
Pracoviště je čistě manipulační (netechnologické) a je součástí jedné z posledních fází výroby. Předcházejí mu dvě pracoviště technologická. Prvním z nich jsou brusky, na kterých probíhá finální zabroušení brzdového obložení tak, aby bylo dosaženo správné výšky destičky a požadované rovinnosti třecích ploch. Následně se destičky přesouvají do práškové lakovny, kde dochází k lakování nosiče (nosná část destičky, na kterou je upevněno třecí obložení). Po průchodu vypalovací peci a následném ochlazení vyjíždějí destičky z chladicí jednotky práškového lakování na širokém pásovém dopravníku v řadách po 14 – 15 kusech (dle velikosti daného typu). Z tohoto širokého dopravníku jsou přenášeny pomocí magnetického manipulátoru (rotačního vahadla) na úzký dopravník článkový.



Obr. 6-3 Řada brzdových destiček na výstupu z chladicí jednotky a oranžový magnetický rotační manipulátor (vlevo), výstup úzkého článkového dopravníku na výstupu z bloku práškové lakovny (vpravo)

6.3.1 Současný stav

Právě zmíněný úzký článkový dopravník má být vstupem do nově navrhovaného manipulačního pracoviště. V současné době zde manipulace probíhá následovně: brzdové destičky jsou z článkového dopravníku v řadách po 14 - 15 kusech (stejně jako na výstupu z chladicí jednotky lakování) shrnovány na pomalu jedoucí pásový dopravník, který je přepravuje k operátorům. Ti pak zajišťují selekci a stohování destiček dle výrobních šarží na připravené vozíky. Destičky jsou na vozík skládány po jednotlivých vrstvách, mezi které se vkládají polyamidové prokladové desky. Ty mají zabránit poškození čerstvé lakované vrstvy. V případě, že dojde k odhalení destičky odlišné od aktuálně vyráběného typu, musí být tato obsluhou okamžitě z procesu vyřazena. Následně jsou totiž destičky převáženy pomocí vozíků k následujícímu pracovišti, kde probíhá potisk destiček potřebnými údaji, popř. lepení štítků s označením. Pokud by tedy nebyla odlišná destička odhalena na manipulačním pracovišti, byla by následně označena stejnými údaji jako ostatní destičky z dané šarže. Půdorys celého výše popsaného pracoviště je znázorněn na následujícím obrázku (Obr. 6-4).



Obr. 6-4 Půdorys současného stavu pracoviště

Vysvětlivky: 1 – linka práškové lakovny, 2 – řada destiček na výstupu z chladicí jednotky, 3 – magnetický rotační manipulátor, 4 – úzký článkový dopravník, 5 – mechanismus pro shrnování destiček z dopravníku, 6 – pomalý pásový dopravník, 7 – stávající vozíky pro přepravu destiček

6.3.2 Důvod realizace projektu robotizovaného pracoviště

Současná podoba pracoviště skýtá několik problémů. Takt celé této výrobní linky je dán taktem pece práškové lakovny a také taktem následujících pracovišť. Celá linka je proto navržena na 2000 ks/hod. K tomu, aby bylo možné tento počet zpracovaných kusů dodržet na výstupu (manipulačním pracovišti), je potřeba přítomnost 2 – 3 operátorů, zabývajících se pouze selekcí a stohováním destiček na vozíky. Další operátor je pak nutný pro převoz destiček na následující linku. Jedná se tedy o poměrně početnou obsluhu jednoho pracoviště, jejíž obsazení může být, v současné době nedostatku pracovní síly, poměrně problematické.

Další slabinou je možná chyba při odhalování odlišného typu destičky operátorem. Jednotlivé typy jsou obsluhou rozeznávány dle produktových listů jednotlivých destiček, vyvěšených po jedné straně pásového dopravníku (viz následující fotografie výstupního manipulačního pracoviště – Obr. 6-5). Produktové listy obsahují fotografie jednotlivých typů destiček a také některé základní údaje o nich (hmotnost, rozměry, apod.). Snadno si lze tedy představit, že při snaze o dodržení taktu linky je možné, že operátor odlišnou destičku přehlédne nebo ji nedokáže spolehlivě odhalit.



Obr. 6-5 Současná podoba pracoviště na výstupu z linky práškové lakovny

Dalším nedostatkem aktuální podoby pracoviště je současná podoba přepravních vozíků. Jde o velmi jednoduchou svařovanou rámovou konstrukci. Na spodní části této konstrukce jsou přišroubovaná kolečka, zatímco na horní část je usazen nákladový prostor v podobě plechové nádoby. Na tuto nádobu je pak z jedné strany přivařeno madlo, sloužící pro pohon a ovládání vozíku. Jedná se o vozík s ručním pohonem, jehož zatáčení je umožněno natáčecími zadními koly. Proto je poměrně značně omezena hmotnost nákladu (počet destiček), který na něm lze přepravovat, aby byla zachována dostatečná ovladatelnost vozíku obsluhou. Při již zmíněném taktu výrobní linky tak dochází k velmi rychlému naplnění vozíku, a proto musí být stále připraveno několik prázdných vozíků v blízkosti pracoviště.



*Obr. 6-6 Současná podoba konstrukce vozíků (vlevo)
a stohování destiček na vozíku (vpravo)*

Všechny uvedené nedostatky byly podnětem pro vytvoření projektu na robotizované manipulační pracoviště, umístěné na výstupu z chladicí jednotky práškového lakování. Zároveň realizace tohoto pracoviště odráží snahu společnosti Federal-Mogul Motorparts a.s. o maximální automatizaci výroby. Výhodou takového robotizovaného pracoviště je zejména absence lidské obsluhy. Ta omezuje problémy spojené s nedostatkem pracovní síly, neukázněností obsluhy pracoviště nebo chybami způsobenými operátory při selekci destiček.

Mezi další podstatné výhody automatizace lze zařadit např. možnost nepřetržitého provozu (s výjimkou servisních odstávek) nebo přesné taktování, respektující činnost jak předchozích, tak i následujících pracovišť.

Velmi významným pozitivem robotizovaných pracovišť obecně je bezpochyby také poměrně rychlá návratnost financí investovaných do jejich realizace. V tomto konkrétním případě je návratnost projektu uvažována až do cca 5 - 8 let, což je ve srovnání s ostatními pracovišti, vyvíjenými společností KOVA Engineering s.r.o., poměrně dlouhá doba. Je to způsobeno zejména tím, že součástí tohoto projektu je také vývoj a výroba osmi nových vozíků s elektrickým pohonem, které budou sloužit nejen pro obsluhu navrhovaného pracoviště, ale budou mít širší využití ve výrobě.

6.3.3 Popis nově navrženého pracoviště

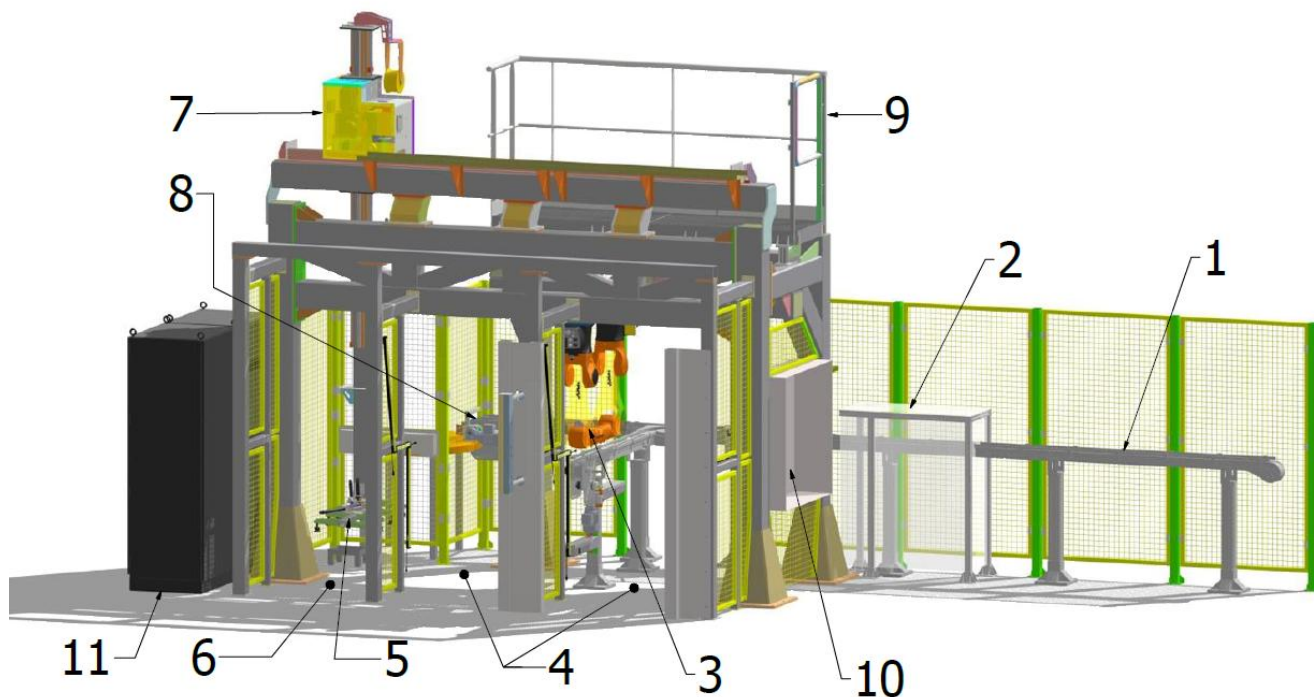
Nově realizované pracoviště bude začínat článkovým dopravníkem v prostoru práškové lakovny. Na ten budou rotačním magnetickým manipulátorem překládány destičky vyjíždějící z chladicí jednotky stejně jako u dosavadního řešení. Následně budou dopravníkem přesunuty do prostoru manipulačního pracoviště, na jehož vstupu bude pomocí kamery skenován základní obrys a další tvarové prvky každé destičky. Tyto údaje pak budou sloužit k rozhodnutí, zda se jedná skutečně o správnou destičku z aktuálně vyráběné šarže. V případě, že se tvar destičky bude od předepsaného tvaru dané šarže lišit, bude destička, pomocí výhybky ovládané pneumatickým válcem, přesměrována na druhý článkový dopravník, který tento kus dopraví na otočný stůl, umístěný mimo prostor pracoviště. Z tohoto stolu může být destička následně odebrána obsluhou. Pokud však bude daná destička odpovídat aktuální šarži, bude pokračovat po dopravníku dále k robotickým manipulátorům.

Před vstupem destiček do oblasti, ze které budou následně přenášeny robotickými rameny na vozík, bude další kamerou skenována aktuální poloha každé z nich. Tento údaj je nutný nejen pro správné uchopení destičky, ale také pro zajištění její správné pozice na vozíku. Po obou stranách dopravníku budou přistaveny vozíky vybavené zdvižnou plošinou, na kterou budou destičky postupně skládány. Pracoviště bude vybaveno dvěma zavěšenými robotickými rameny, přičemž každé rameno bude určeno ke skládání destiček na jednu polovinu plošiny vozíku. Přenášení jednotlivých kusů bude realizováno uchopením destiček za kovové nosiče pomocí magnetických úchopů.

Skládání destiček na plošinu vozíku bude probíhat podobně jako v současnosti po jednotlivých vrstvách. Po naskládání jedné vrstvy dojde vždy k zastavení robotických ramen. Následně bude položena na tuto vrstvu polyamidová proložka, odebraná ze speciálního vozíku, který bude taktéž součástí pracoviště. Transport prokladu bude realizován pomocí ramena pojízdného po portálové konstrukci nad pracovištěm. Pro úchop desky bude na rameni vytvořena výkyvná hlavička, vybavená podtlakovými přísavkami. Spolu s proložením prokladu dojde (po naskládání každé vrstvy) ke snížení polohy plošiny na vozíku tak, aby mohly robotické manipulátory skládat destičky na plošinu vždy ve stejné výšce. Dle výšky jednotlivých typů tak bude na každý vozík možno naskládat až 14 vrstev.

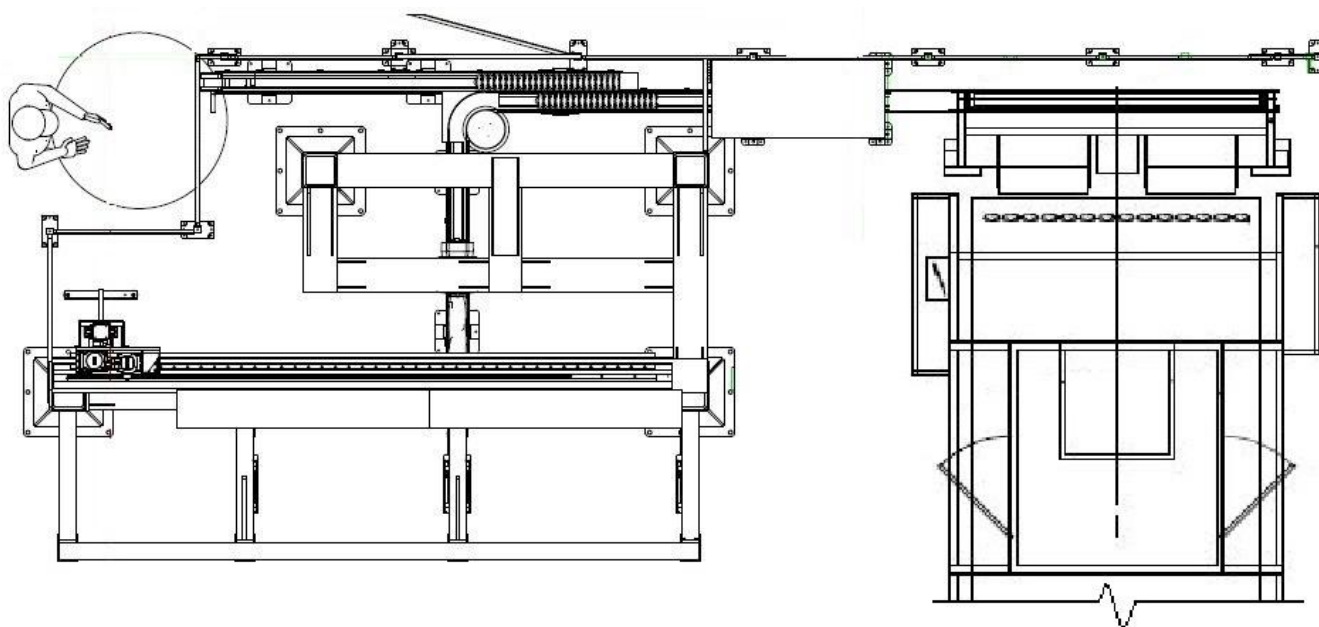
Po naplnění jednoho vozíku dojde k vizuálnímu signálu pro obsluhu v podobě rozblíkané kontrolky. Ve stejnou dobu dojde k otočení robotických ramen, která začnou skládat destičky na vozík, umístěný po druhé straně dopravníku. Na pokyn obsluhy pak bude možné otevření dveří, což umožní její přístup k naplněnému vozíku. S ním operátor následně z pracoviště vyjede a bude pokračovat k lince markování, kde destičky z vozíku ručně vyloží. Při vykládání vozíku lze opět postupovat po jednotlivých vrstvách, kdy po každé odebrané vrstvě bude možné polohu plošiny zvýšit (pro zachování vzpřímeného postoje obsluhy).

Prokladové desky budou během vykládky skládány na speciální vozík, určený pro jejich přepravu zpět na pracoviště. V budoucnu je, v rámci procesu automatizace výroby, plánována také realizace robotizovaného pracoviště pro vykládání vozíku. Na následujících dvou obrázcích je zobrazen 3D model nově navrhovaného pracoviště s popisem jeho nejdůležitějších částí a následně půdorys znázorňující napojení tohoto nově realizovaného pracoviště na stávající objekt práškového lakování.



Obr. 6-7 Zobrazení 3D modelu nového robotizovaného pracoviště

Vysvětlivky: 1 – článkový dopravník z práškové lakovny, 2 – prostor prvotního skenování destiček, 3 – robotické manipulátory, 4 – prostor pro vozíky se zdvižnou plošinou, 5 – hlavice s přísavkami pro přenos prokladů, 6 – prostor pro vozík s proklady, 7 – pohon ramena pro transport prokladů, 8 – výstup druhého článkového dopravníku na otočný stůl, 9 – servisní lávka, 10 – rozvaděč pneumatiky, 11 – elektrický rozvaděč



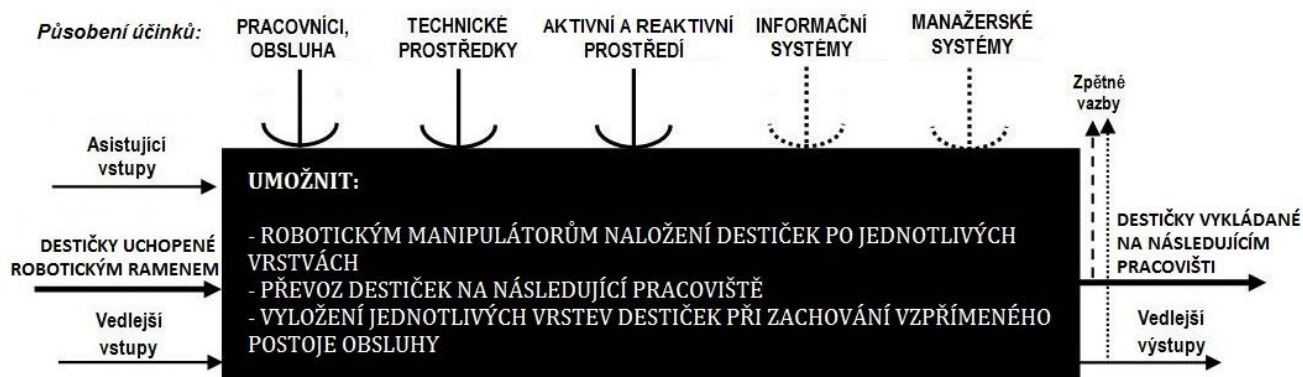
Obr. 6-8 Půdorys napojení nově navrhovaného pracoviště na stávající pracoviště práškové lakovny

7 Stanovení požadavků na navrhované zařízení

7.1 Transformační proces

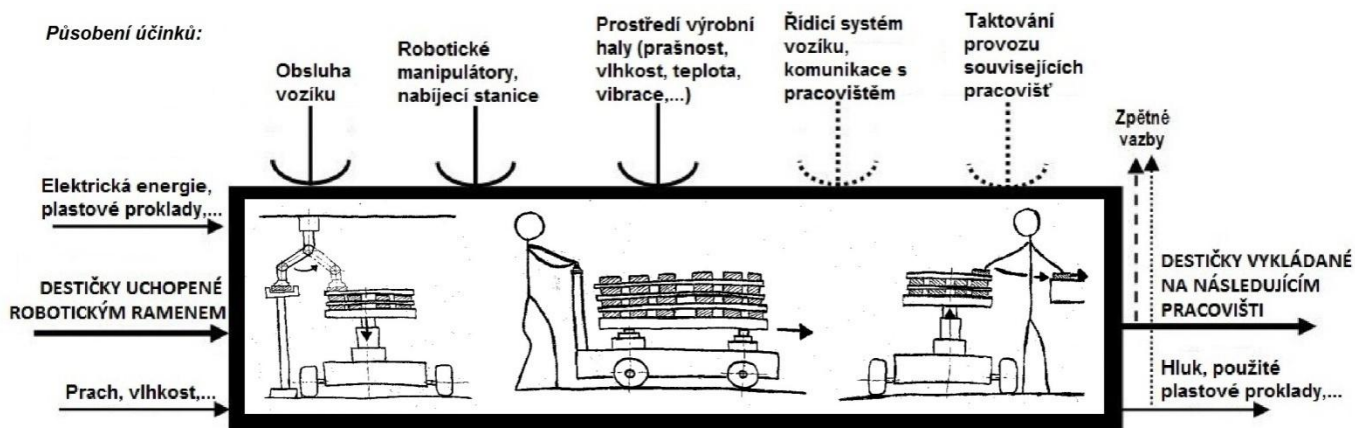
Z výše uvedeného popisu nově realizovaného procesu manipulace za linkou práškového lakování vyplývá, jakou úlohu bude, v rámci tohoto pracoviště, zastávat vozík navrhovaný v této diplomové práci. Celou činnost vozíku lze pro přehlednost zobrazit jako tzv. „provozní transformační proces“, ve kterém je provoz zařízení chápán jako transformace určitých vstupů na požadované výstupy. Tato abstrakce, vycházející ze systémového postupu konstruování prof. Hosnedla (Engineering Design Science and Methodology - EDSM), je velmi užitečným nástrojem. Umožňuje totiž, v rámci jednoho obrázku, postihnout nejen hlavní cíl procesu, pro který je zařízení navrhováno, ale také veškeré vlivy na tento proces působící, případně další asistující a vedlejší vstupy nebo výstupy. Všechny tyto poznatky jsou pak nezbytně nutné pro specifikaci požadavků na navrhovaný produkt.

Prvním stupněm výše uvedeného zobrazení procesu je tzv. „černá skříňka“, která je nejvyšším stupněm abstrakce (proces je zde chápán jako „černá skříňka“, do které vstupují určité hlavní vstupy a přeměňují se v ní, za působení dalších vlivů, na hlavní výstupy). Černá skříňka pro navrhovaný vozík je uvedena na následujícím obrázku (Obr. 7-1).



Obr. 7-1 Černá skříňka znázorňující činnost vozíku (dle teorie konstruování EDSM prof. Hosnedla)

Druhý stupeň zobrazení („provozní transformační proces“) již zahrnuje konkrétní vlivy na proces, jeho asistující a vedlejší vstupy i výstupy. Mimo to jsou zde také konkretizovány jednotlivé fáze procesu (viz Obr. 7-2).



Obr. 7-2 Transformační proces manipulace za pomoci navrhovaného vozíku (dle teorie konstruování EDSM prof. Hosnedla)

7.2 Rozpracování zadání

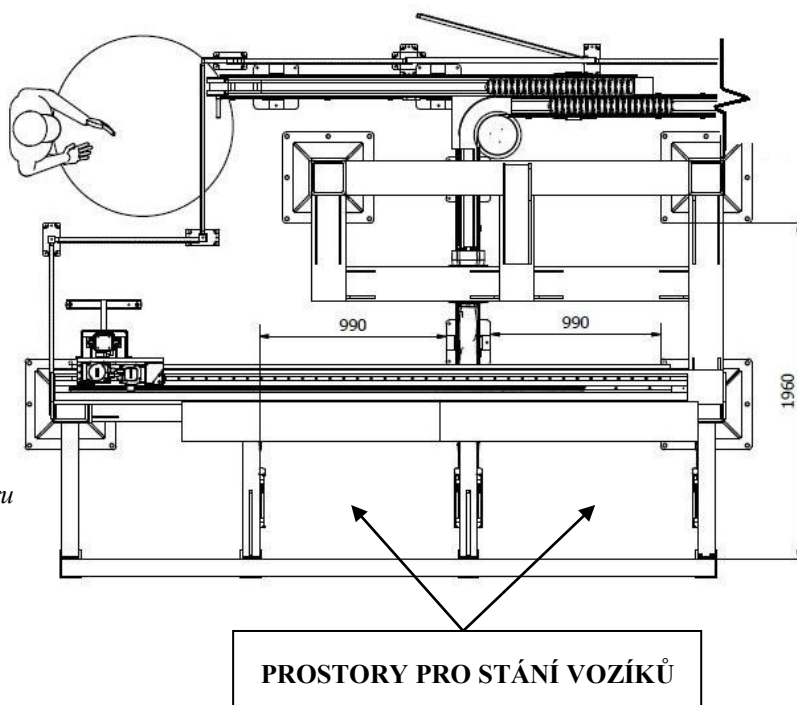
Před vlastní specifikací požadavků je nutné provést tzv. "rozpracování zadání", ve kterém bude zohledněna nejen základní činnost vozíku a její vlivy (viz výše uvedený transformační proces), ale také např. požadavky zákazníka, obecně platné předpoklady apod. V této kapitole je proto provedeno rozpracování zadání pro navrhovaný vozík, ze kterého vyplývají některé základní požadavky na jeho konstrukci. Tyto požadavky jsou poté shrnuty v tabulkách následující kapitoly (7.3 Specifikace požadavků).

7.2.1 Rozměry a hmotnost

Jedním z nejdůležitějších aspektů pro budoucí návrh vozíku je omezení jeho základních rozměrů. Toto omezení nám definuje prostor, ve kterém je potřeba se při návrhu konstrukce pohybovat. V tomto případě jsou jednotlivé rozměry omezeny několika parametry, souvisejícími s nově realizovaným manipulačním pracovištěm, případně přepravovaným materiálem (viz následující tabulka – Tbl. 7-1).

Tbl. 7-1 Přehled omezení základních rozměrů navrhovaného vozíku

Omezené rozměry	Omezující parametry
šířka a délka vozíku	rozměry prostoru určeného pro stání vozíku v místě nakládky
	rozsah pohybu robotických manipulátorů pro nakládku
výška vozíku (plošiny)	výška člankového dopravníku s přepravovanými destičkami
	rozsah pohybu robotických manipulátorů pro nakládku
	ergonomie ovládání vozíku (umístění ovládacích prvků)
šířka a délka plošiny	požadovaná kapacita nákladového prostoru (rozměry destiček a požadované množství v jedné vrstvě)
výška zdvihu plošiny	požadovaná kapacita nákladového prostoru (rozměry destiček a požadovaný počet naložených vrstev)



Obr. 7-3 Znárodnění velikosti prostoru určeného pro stání vozíků v místě nakládky

Dalším významným omezením pro konstrukci je pak maximální vlastní hmotnost vozíku, která je předepsána zadavatelem projektu. Důvodem tohoto omezení je především zamezení nadměrného namáhání podlahy, na které budou vozíky provozovány. V případě tohoto řešení se jedná o standardní průmyslovou betonovou podlahu z drátkobetonu, jejíž maximální statické zatížení je stanoveno na 2 t/m^2 . V případě provozu vozíku na podlaze haly je ovšem nutné tuto přípustnou hodnotu zatížení ještě ponížít, jelikož se jedná o zatížení dynamické. Dále je potřeba uvažovat nejen vlastní hmotnost vozíku, ale také hmotnost přepravovaného materiálu.

Hmotnost přepravovaného materiálu byla stanovena na základě znalosti požadované kapacity vozíku a hmotnosti jednoho kusu každého typu přepravované destičky. Z uvedených informací byla stanovena hmotnost nákladu při největším vytížení vozíku na 297,5 kg. Po dohodě se zadavatelem projektu bylo stanoveno užitečné zatížení vozíku (zdvižné plošiny) na 700 kg (toto zatížení dále uvažováno ve výpočtech souvisejících komponent plošiny). Důvodem tohoto razantního navýšení využitelného zatížení vozíku je možnost jeho budoucího využití v rámci dalších pracovišť.

Důraz na minimální možnou vlastní hmotnost konstrukce je zapříčiněn, mimo výše uvedené omezení zadavatelem, také snahou o minimalizaci setrvačných účinků, působících na vozík při jeho akceleraci, případně deceleraci. Tyto setrvačné účinky totiž mají značný vliv na dimenzování pohonu vozíku.

7.2.2 Pohyb a jeho ovládání

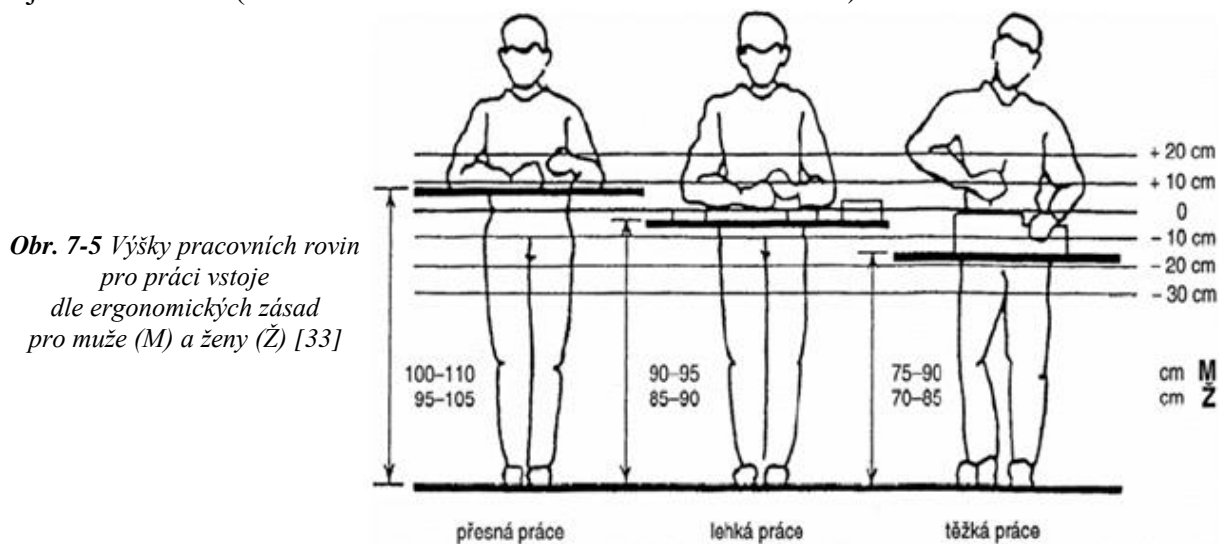
Další požadavky na konstrukci vozíku se týkají jeho pohybu. Zadavatelem projektu byla stanovena rychlost běžné jízdy vozíku po hale na 3 km/h. Zároveň je ovšem od pohonu vyžadováno možné zrychlení jízdy až na 5 km/h. Mnohem významnějším parametrem, ve srovnání s rychlostí, je v tomto případě tzv. manévrovatelnost neboli obratnost vozíku. Důvodem velkého významu této vlastnosti je prostředí výrobní haly, ve které má být vozík provozován. Ta se vyznačuje velmi omezenými prostory vymezenými pro pohyb manipulační techniky (úzké uličky, malé plochy určené pro otáčení vozíků apod.). Proto je potřeba zajistit konstrukcí pohonu a ovládním pohybu vozíku jeho co možná největší manévrovatelnost.

Jako hlavní ovládací prvek pro řízení pohybu byl, po dohodě se zadavatelem, zvolen průmyslový joystick, který umožňuje obsluhu intuitivní a dostatečně citlivé ovládním vozíku ve všech požadovaných směrech. Toto ovládním zároveň napomáhá dosažení potřebné obratnosti vozíku. Pro nastavení potřebných parametrů pohonu a dalších zařízení pak bude, dle požadavků zadavatele, využito ovládací panel společnosti SIEMENS.



Obr. 7-4 Požadované ovládací prvky vozíku (vlevo - průmyslové joysticky, vpravo - ovládací panel SIEMENS) [32]

V souvislosti s ovládacími prvky bylo dále zohledněno další významné hledisko, kterým je ergonomie ovládání. Ovládací prvky je potřeba umístit do správné výšky tak, aby byly zachovány ergonomické zásady pro práci vstoje (při chůzi). Pro volbu konkrétní výšky umístění ovladačů nad podlahou byl využit následující obrázek (Obr. 7-5), vycházející ze znalostního systému prevence rizik BOZP (Bezpečnosti a Ochrany Zdraví při Práci), přičemž ovládání vozíku uvažujeme jako přesnou práci. Volba požadované výšky ovládacích prvků ovlivňuje, mimo jiné, potřebnou výšku vozíku, neboť ovládací prvky budou umístěny v jeho horní části (viz tabulka omezení rozměrů vozíku – Tbl. 7-1).



7.2.3 Pohony a zdroje energie

Jak již ze zadání této diplomové práce plyne, navrhovaný vozík má být poháněn čistě pomocí elektromotorů. Primárním důvodem pro využití tohoto typu pohonu je, že vozík bude po celou dobu životnosti provozován v uzavřené výrobní hale, a není tak možná aplikace jakéhokoli spalovacího motoru produkujícího zdraví škodlivé výfukové plyny. Ze zadání také vyplývá, že na vozíku nesmí být využito jakékoli pneumatické nebo hydraulické zařízení, jelikož není možné takovéto pojízdné zařízení připojit na centrální rozvod v hale; zabudováním kompresoru nebo olejového čerpadla do konstrukce vozíku by pak docházelo k nežádoucímu navýšování jeho vlastní hmotnosti. Dalším důvodem pro volbu čistě elektrického pohonu je nebezpečí úniku oleje, které hrozí v případě využití hydraulických pohonů. To je u vozíku provozovaného v místech pohybu obsluhy a dalších manipulačních prostředků, zcela nepřijatelné.

Jako jediný zdroj energie pro pohon pojezdu a dalších zařízení (např. zdvižné plošiny) musejí být využity akumulátory. Bude se tedy jednat o vozík akumulátorový. Po dohodě se zadavatelem projektu a elektrotechnikem společnosti KOVA Engineering s.r.o. byly pro tuto aplikaci zvoleny akumulátory Lithium-iontové (Li-Ion). V současné době se jedná o jeden z nejčastěji využívaných typů akumulátorů. Lithium-iontové akumulátory lze nalézt ve většině spotřební elektroniky, ale také např. v elektromobilech nebo právě v akumulátorových manipulačních vozících. Mezi hlavní výhody tohoto typu akumulátoru patří:

- absence paměťového efektu
- vysoká hustota energie (cca 200 Wh/kg) → nízká hmotnost
- dlouhá životnost (500 až 1500 nabíjecích cyklů)
- zanedbatelný efekt samovybití

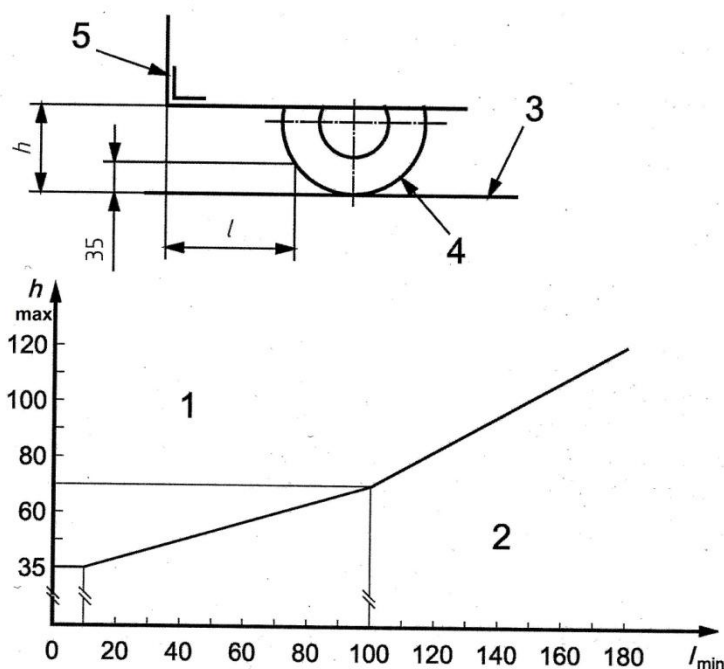
S využitím akumulátorů jakožto zdrojů energie souvisí, mimo jiné, také proces jejich nabíjení. Velmi často se u běžných akumulátorových manipulačních vozíků využívají tzv. „dokovací stanice“. Jde o místo, kam obsluha s vozíkem zajede po vybití akumulátoru na požadovanou úroveň; zde následně probíhá výměna vybitého akumulátoru za nabitý, popř. dobíjení vybitého akumulátoru. Během tohoto procesu v dokovací stanici není vozík schopen běžného provozu. Nicméně požadavkem zákazníka v tomto případě bylo, aby dobíjení probíhalo „za provozu“, respektive v době nakládky vozíku. V místě určeném pro stání vozíků v prostoru robotizovaného manipulačního pracoviště proto budou instalovány nabíječky. Propojení vozíku s nabíječkou by v ideálním případě mělo probíhat najetím na konektor při ustavování vozíku do polohy pro naložení. Doba nabíjení bude závislá na době nakládání, která je stanovena na cca 15 minut. Skutečná doba nabíjení však bude o něco delší, jelikož vozík bude do pracoviště přistaven již v době, kdy druhý vozík nebude ještě zcela naložen. Po nabití musí být vozík schopen vydržet s určitou rezervou následný provoz mimo nabíječku. Jedná se o 5minutový přejezd k následujícímu pracovišti, přibližně 20 minut určených pro vyložení vozíku a další 5minutový přejezd zpět k místu nakládky.

7.2.4 Bezpečnostní krytování

Z norem, ale i z interních předpisů společnosti Federal-Mogul Friction Products a.s. vyplývají požadavky na zajištění bezpečnosti obsluhy manipulačních vozíků. Jako příklad lze uvést např. normu ČSN EN ISO 3691-1 Manipulační vozíky – Bezpečnostní požadavky a ověření - Část 1: Manipulační vozíky s vlastním pohonem, jiné než vozíky bez řidiče, vozíky s proměnným vyložení a vozíky k přepravě nákladů. Uvedená norma obsahuje mimo jiné požadavky na ochranné kryty, kterými musí být jednotlivé části vozíku zabezpečeny.

Pro vedené vozíky dle normy ČSN EN ISO 3691-1 je nutná instalace ochrany obsluhy před pojezdovými koly a koly vymrštěnými předměty: „*Obsluha v normálním stanovišti obsluhy musí být chráněna před dotykem s poháněnými a stabilizačními koly. Pozice těchto ochranných kol musí být podle následujícího obrázku.*“ [34]

Rozměry v milimetrech



Obr. 7-6 Volný prostor pro nohu obsluhy vozíku v oblasti kola dle ČSN EN ISO 3691-1 [35]

Vysvětlivky: 1 – rám, 2 – prostor pro nohu, 3 – podlaha, 4 – kolo, 5 – hrana rámu, h – výška od podlahy k hraně rámu, l – horizontální vzdálenost od konce rámu k bodu kola 35 mm nad podlahou

Totožná norma dále uvádí, že: „Části, které se relativně pohybují vůči sobě a které jsou v dosahu obsluhy v normálním stanovišti obsluhy, musí být odpovídajícím způsobem chráněny. Pevné ochranné kryty a jejich montážní systémy a pevné a/nebo odnímatelné ochranné systémy podléhají regionálním požadavkům, navíc k požadavkům této části ISO 3691.“ [36]

Z výše uvedeného plyne, že celá konstrukce vozíku musí být dostatečně zabezpečena ochrannými kryty, které mají zajistit zejména bezpečnost jeho obsluhy. Mimo to ochranné kryty slouží jako ochrana vnitřní výstroje (elektrické i mechanické) proti vlivům vnějšího prostředí (prach, vlhkost,...), ale také proti neodborným zásahům obsluhy. Jde tedy zároveň o opatření výrobce, kterým se chrání před nežádoucí, neodbornou manipulací s jednotlivými zařízeními uvnitř vozíku.

7.3 Specifikace požadavků

V této kapitole jsou shrnuty základní požadavky na navrhovaný vozík. Tyto požadavky vycházejí mimo jiné z výše uvedeného transformačního procesu a rozpracování zadání. Pro přehledné uspořádání všech požadavků byly využity částečně upravené tabulky z teorie EDMS (Engineering Design Science and Methodology) prof. Hosnedla. Jednotlivé požadavky jsou v tabulkách ohodnoceny z hlediska významu pomocí vah (váha 0 - nejméně významné, váha 4 – nejvíce významné).

Tbl. 7-2 Specifikace požadavků k provozní etapě životního cyklu (dle teorie konstruování EDMS prof. Hosnedla)

Specifikace požadavků k provozní etapě životního cyklu navrhovaného produktu		
Třída/podtřída vlastností		
• Vlastnost - indikátor vlastnosti	Hodnota indikátoru	Váha
1. Požadavky k základním parametrům		(0 - 4)
1.1 KE KONSTRUKCI ZAŘÍZENÍ:	Vozík s plošinou	---
• Zdvíhací plošina vozíku:	---	4
- min. půdorysné rozměry	1000 x 500 mm	
- maximální hmotnost (včetně zdvižného mechanismu)	170 kg	
- nosnost	700 kg	
- výška plošiny nad podlahou haly v horní poloze	1000 ± 50 mm	
• Vozík (vyjma zdvižné plošiny):	---	
- max.vnější půdorysné rozměry	1500 x 900 mm	
- maximální hmotnost	700 kg	
- nabíjení akumulátorů	najetím na konektor v době nakládky	
- objem nákladového prostoru	700 - 1120 ks (dle velikosti daného typu destičky)	

1.2 KE VSTUPŮM DO PROCESU:	Brzdové destičky, prokladové desky	---	---
• Parametry destiček:		---	4
- <i>hmotnost</i>		150 - 600 g	
- <i>min. rozměry</i>		78 x 52,9 x 15,8 mm	
- <i>max. rozměry</i>		131,4 x 63,5 x 19,3mm	
- <i>materiál</i>		<i>kovový nosič, adhezni obložení (kovové, keramické, kompozitové,...)</i>	
• Parametry prokladových desek:		---	
- <i>rozměry</i>		500 x 1000 x 4 mm	
- <i>materiál</i>		<i>tuhý plast</i>	
1.3 K PROCESU:	Pohyb vozíku, zdvih plošiny	---	---
• Pohyb vozíku:		---	4
- <i>rychlost pohybu</i>		3 - 5 km/h	
- <i>pohon</i>		<i>elektromotory (energie z akumulátorů)</i>	
- <i>brzda</i>		<i>využití elektromotoru s brzdou (parkovací brzda není vyžadována)</i>	
- <i>možnosti pohybu</i>		<i>ve všech vodorovných směrech s dostatečnou manévrovatelností</i>	
- <i>ovládání pohybu</i>		<i>obsluhou pomocí zvolených ovládacích prvků</i>	
• Zdvih plošiny:		---	
- <i>výška zdvihu</i>		460 mm	
- <i>doba zdvihu</i>		do 1 min	
- <i>energie pro pohon zdvihu</i>		<i>el. energie z akumulátoru</i>	
• Nabíjení akumulátorů:		---	
- <i>místo nabíjení</i>		<i>manipulační pracoviště (místo nakládky)</i>	
- <i>princip nabíjení</i>		<i>z nabíječky najetím na konektor</i>	
- <i>doba nabíjení během 1 cyklu</i>		<i>cca 15 min (doba nakládky)</i>	
- <i>doba provozu bez nabití</i>		<i>cca 30 min</i>	
2. Požadavky k provozuschopnosti (k místu provozování, časovému rozmezí a servisu)			(0-4)
• Prostředí		hala, betonová podlaha (max. zatížení 2 t/m ²)	3
• Životnost		10 let	
• Frekvence použití		3 směnný provoz	
• Údržba		bezúdržbové nebo minimální údržba	
• Provozní náklady		minimální	
• Spolehlivost		vysoká (ná vaznost ostatních pracovišť)	

Tbl. 7-3 Specifikace požadavků ke všem etapám životního cyklu (dle teorie konstruování EDSM prof. Hosnedla)

Specifikace požadavků ke všem etapám životního cyklu navrhovaného produktu		
Třída/podtřída vlastností • Vlastnost	Požadavek	Váha
3. Požadavky ve vztahu k člověku a ostatním živým bytostem (bezpečnosti, příjemnosti, zdraví)		(0-4)
3.1 Bezpečnost, zdraví, ergonomie, hygieničnost	---	---
• Ochrana proti nepovolené manipulaci s vnitřní výstrojí	vnější oplechování dle ČSN EN 3691-1	4
• Ochrana proti poranění obsluhy při vykládání	oplechování dle ČSN EN 3691-1	
• Ochrana proti poranění nohou osob v okolí	oplechování dle ČSN EN 3691-1	
• Nouzové zastavení	tlačítko E-STOP	
• Ergonomie řízení	vhodné umístění joysticku, madlo, vhodná výška ovládacích prvků dle zásad BOZP	
• Stabilita vozíku	vysoká	
• Hlučnost	minimální (hlukový limit 78 dB)	
3.2 Příjemnost pro člověka	---	---
• Tvarový design	nespecifikován	2
• Barevný design	barva bílá (RAL 9010)	
4. Požadavky k ostatním technickým prostředkům a technologickým procesům v životním cyklu:		(0-4)
4.1 Požadavky k výrobě	---	---
• Náročnost na vyrobení a montáž	kooperační výroba, zámečnická dílna	3
• Druh výroby	kusová (8 ks)	
4.2 Požadavky k distribuci	---	---
• Skladovací prostor	závislý na rozměrech dílny (bez fáze skladování)	1
• Manipulace při dopravě a instalaci	vysokozdvíhový vozík	
4.3 Požadavky k likvidaci	---	---
• Demontovatelnost	umožnit	2
• Recyklovatelnost	vysoká	

Tbl. 7-4 Specifikace požadavků nezávislých na etapách životního cyklu (dle teorie konstr. EDSM prof. Hosnedla)

Specifikace požadavků nezávisle etapách životního cyklu navrhovaného produktu		
Třída/podtřída vlastností • Vlastnost	Požadavek	Váha
8. Požadavky na obecné konstrukční vlastnosti:		(0-4)
• Odolnost proti provoznímu prostředí	oplechování jako ochrana proti prachu	3
• Odolnost horní desky plošiny proti poškrábání	přiměřená (lze chránit umístěním prokladu)	
9. Požadavky na elementární konstrukční vlastnosti:		(0-4)
• Zdroj energie pohonů	Li-Ion akumulátor	4
• Šroubová spojení	šrouby s vnitřním šestihranem (DIN 912)	
• Otočná uložení	využití produktů SKF	
10. Požadavky na znakové konstrukční vlastnosti/charakteristiky:		(0-4)
• Funkční princip	vozik s nákladovým prostorem v podobě zdvižné plošiny	4
• Typ pohonu	elektromotory	
• Typ ovládání	pomocí joysticku a ovládacího panelu Siemens umístěné v horní části vozíku	

8 Návrh zdvižného mechanismu

Nedílnou součástí vozíku navrhovaného v této práci bude nákladový prostor, řešený formou zdvižného mechanismu. Zdvižná plošina bude v nákladovém prostoru umístěna proto, aby umožnila plynulé naložení a vyložení jednotlivých vrstev přepravovaných brzdových destiček. Během sestavování rešerše mapující standardní provedení zdvižných plošin dostupných na trhu bylo shledáno několik možných řešení tohoto konstrukčního celku. Konkrétně se jedná o:

- pístové zvedáky
- plošinové vertikální zvedáky
- paralelogramové zvedáky
- sloupové zdvižné plošiny
- nůžkové zdvižné plošiny

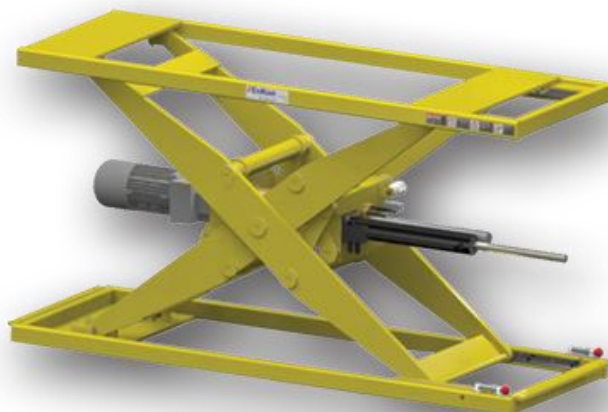
Pro navrhovaný vozík bylo, po zvážení všech výhod a nevýhod výše uvedených řešení (dle rešerše v kapitole č. 5), zvoleno provedení nákladového prostoru jakožto nůžkové zdvižné plošiny. Mezi hlavní výhody této varianty patří:

- 1) vysoká stabilita
- 2) velká nosnost při zachování přijatelné vlastní hmotnosti
- 3) plynulý chod zdvihu
- 4) možnost využití pohonu pomocí elektromotoru (požadováno ze zadání)
- 5) malý zástavbový prostor (zejména zástavbová výška)

Co se týče kinematiky nůžkového mechanismu, byla zvolena v praxi nejčastěji využívaná nesymetrická kinematika. Jde o situaci, kdy každé z ramen má jeden konec uložen v rotační vazbě (ve spodním rámu popř. v plošině), zatímco druhému konci je umožněna kombinace rotace a posuvu ve směru podélné osy (viz obrázek č. 5-5). Jelikož na zdvižnou plošinu nejsou kladeny vysoké nároky z hlediska velikosti zdvihu (dle zadání požadován zdvih o velikosti 460 mm), bude řešena formou jednonůžkového mechanismu.

Volba způsobu pohonu nůžkového mechanismu byla velmi omezena zadáním, které požaduje, aby celé navržené zařízení bylo poháněno pomocí elektromotorů. Proto byla ze čtyř možných variant pohonu (hydraulický pohon, pneumatický pohon, pohon pomocí tlačných/tažných řetězů, pohon pomocí pohybového šroubu a matice) zvolena varianta využívající elektromotor jako zdroj hnací síly a pohybový šroub s maticí pro transformaci rotačního pohybu na pohyb translační. Druhou variantou, která by v tomto případě byla možná, je pohon využívající tlačný/tažný řetěz pro přenos síly mezi elektromotorem a plošinou. Velkou nevýhodou tohoto řešení je ovšem složitá a drahá konstrukce ve srovnání s pohybovým šroubem a maticí.

Obr. 8-1 Příklad konstrukčního řešení jednonůžkové zdvižné plošiny s nesymetrickou kinematikou poháněné pomocí pohybového šroubu a matice [37]

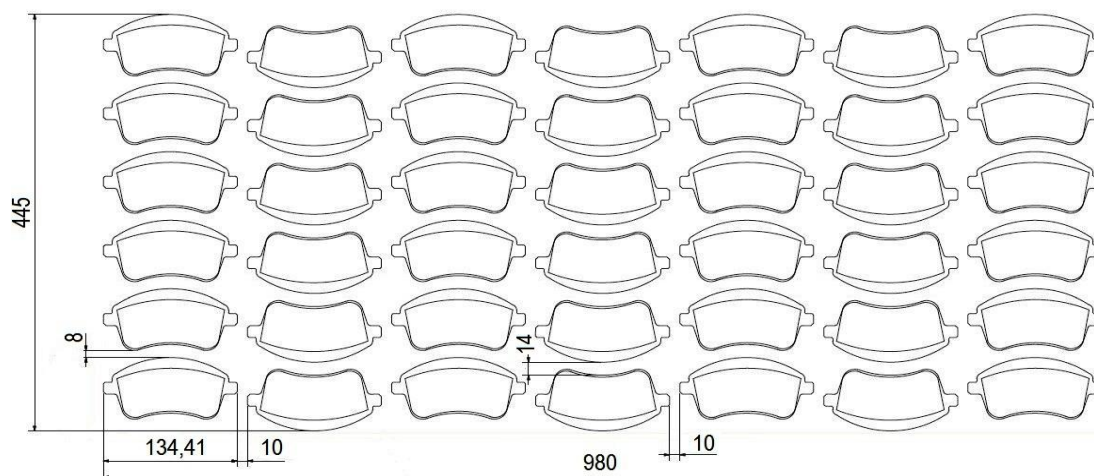


8.1 Parametry zdvižné plošiny

Základní omezení rozměrů navrhované plošiny vychází ze specifikace požadavků, kde jsou stanoveny minimální požadované rozměry stolu na 1000 x 500 mm. Mezi další požadavky ovlivňující rozměry mechanismu patří např:

- požadovaná výška zdvihu – 460 mm dle specifikace požadavků
- požadovaná výška plošiny nad podlahou haly – cca 1000 mm (při zachování potřebného prostoru pro podvozek a pohon vozíku pod zdvižným mechanismem)
- maximální rozměry vozíku – 1500 x 900 mm dle specifikace požadavků

Při volbě horizontálních rozměrů plošiny (stolu) bylo mimo jiné také přihlíženo k návrhům rozložení přepravovaných destiček v jednotlivých vrstvách, které bylo zpracováno pro každý typ destičky. Příklad návrhu rozložení destiček ve vrstvě je uveden na přiloženém obrázku (Obr. 8-2).

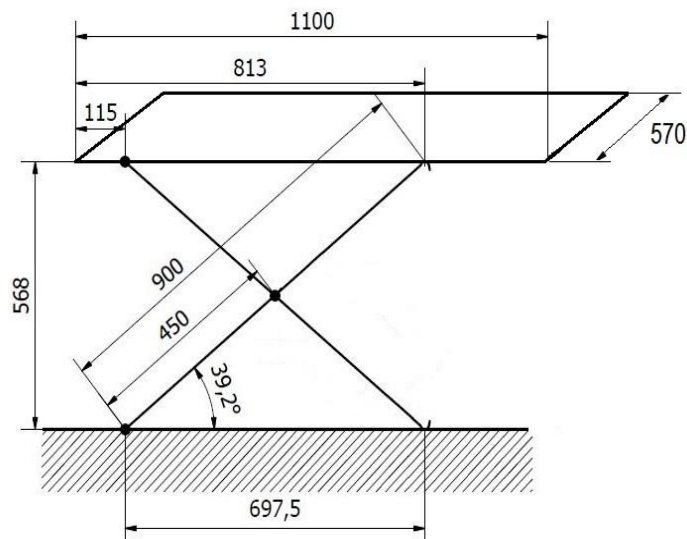


Obr. 8-2 Návrh rozložení jedné vrstvy přepravovaných destiček na plošině

Na základě výše uvedených omezení byly zvoleny základní rozměry nůžkového zdvihacího mechanismu, které jsou uvedeny v tabulce níže (Tbl. 8-1) a zobrazeny na následujícím schématu (Obr. 8-3).

Tbl. 8-1 Zvolené základní rozměry nůžkové zdvižné plošiny

Parametr	Hodnota
Délka plošiny (stolu)	1100 mm
Šířka plošiny (stolu)	570 mm
Délka ramena mechanismu	900 mm
Úhlový rozsah ramen	6,9° - 39,2°

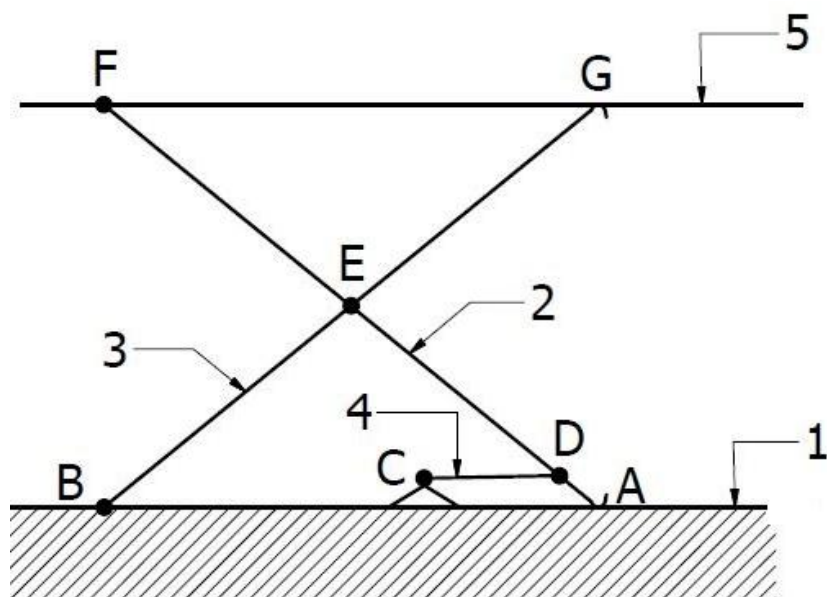


Obr. 8-3 Schématické znázornění základních rozměrů zdvižného mechanismu v horní poloze

8.2 Statická analýza nůžkového mechanismu

Pro dimenzování a kontrolní výpočty jednotlivých součástí nůžkového zdvižného mechanismu bylo nutné stanovit velikost sil působících v jednotlivých uzlech jeho konstrukce při maximálním zatížení. Proto byl proveden zjednodušený statický výpočet tohoto zařízení. Protože se jedná o výpočet statický, jsou v něm zanedbány veškeré síly spojené s pohybem tohoto mechanismu (pohyby plošiny jsou natolik pomalé, že je lze zanedbat). V ideálním případě by měl být tento výpočet proveden ve větším množství různých poloh nůžkové plošiny pro zjištění nejkritičtějšího stavu. Nicméně jelikož jde o výpočet poměrně zdlouhavý, byly zvoleny dvě nejkritičtější polohy, které byly při výpočtu uvažovány. Konkrétně se jedná o horní a dolní úvrať zdvihacího mechanismu.

V rámci výpočtu je plošina řešena jakožto rovinná, symetrická úloha. Toto zjednodušení bylo zavedeno za předpokladu, že se ve skutečnosti jedná o geometricky i silově symetrickou úlohu. Kromě toho takovéto zjednodušení zanedbává všechny horizontální silové účinky kolmé na podélnou rovinu symetrie plošiny (uvažuje pouze rovinnou napjatost). Schéma výpočtového modelu, zahrnující všechna výše uvedená zjednodušení nůžkového mechanismu, je uvedeno na následujícím obrázku (Obr. 8-4). Další zanedbání, kterého si lze povšimnout na tomto schématu, je nahrazení kombinace rotačních a posuvných vazeb v uzlech A, G obecnou vazbou.



Obr. 8-4 Základní schéma výpočtového modelu

Tbl. 8-2 Označení členů schématu

Číslo členu	Označení členu
1	Nehybný rám
2	Rameno_a
3	Rameno_b
4	Pohybový šroub
5	Plošina (stůl)

Tbl. 8-3 Typy vazeb ve schématu

Označení vazby	Typ vazby
A	OBEČNÁ
B	ROTAČNÍ
C	ROTAČNÍ
D	ROTAČNÍ
E	ROTAČNÍ
F	ROTAČNÍ
G	OBEČNÁ

8.2.1 Určení počtu stupňů volnosti

Prvním krokem výpočtu je určení počtu stupňů volnosti soustavy těles, která reprezentuje dané zařízení. V tomto případě očekáváme počet stupňů volnosti rovný nule, neboť se jedná, jak bylo výše uvedeno, o výpočet statický. Určení počtu stupňů volnosti provádíme pomocí tzv. vazbové rovnice (každé těleso v rovině má 3 stupně volnosti, ty jsou následně odjímány jednotlivými vazbami mezi členy):

$$i = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot (r + p + v) - o \quad (8.2-1)$$

Kde: i – počet stupňů volnosti soustavy těles
 n – počet členů soustavy včetně nehybného rámu
 r, p, v, o – počet rotačních, posuvných, valivých a obecných kinematických dvojic (vazeb)

$$i = 3 \cdot (5 - 1) - 2 \cdot (5 + 0 + 0) - 2 = 0^\circ \quad (8.2-1)$$

Výsledkem vazbové rovnice je nula stupňů volnosti. Jedná se tedy o staticky určitou soustavu bez možnosti pohybu.

8.2.2 Volba zatížení plošiny

Jelikož norma ČSN EN 1570 – „Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly“ nestanovuje, v jakém místě má být uvažováno zatížení plošiny od nákladu, je nutné toto umístění zvolit. Bod zatížení od nákladu byl volen vždy ze tří variant tak, aby byl pro plošinu co možná nejkritičtější (největší reakční účinky vyvolané v ramenech mechanismu). Uvažovány byly tři možné polohy zatížení:

1. Pravý okraj plošiny
2. Levý okraj plošiny
3. Uprostřed podpor (ramen)

Velikost reakcí je určena pro výše uvedené varianty v horní i dolní úvrati vždy ze dvou složkových a jedné momentové podmínky rovnováhy. Ve výpočtu jsou uvažovány následující hodnoty zatížení:

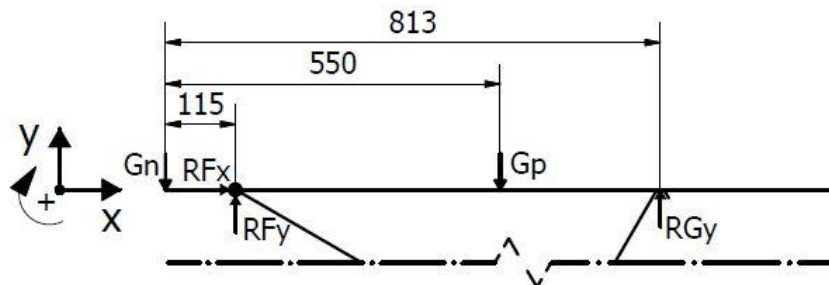
- tíha konstrukce plošiny ($G_{p_{celk}}$) – odhad hmotnosti plošiny - 90 kg: $G_{p_{celk}}^1 = 900 \text{ N}$
- tíha nákladu ($G_{n_{celk}}$) – ze zadání - 700 kg: $G_{n_{celk}}^2 = 7000 \text{ N}$

Jelikož výpočet řešíme jako symetrickou úlohu, počítáme pouze s polovinou výše uvedených zatížení:

$$G_p = 450 \text{ N}; G_n = 3500 \text{ N}$$

Horní úvrat'

1. Těžiště nákladu na levé straně:



Obr. 8-5 Zatížení plošiny v horní úvrati s těžištěm nákladu na levé straně

^{1,2} Při přepočtu hmotnosti na tíhu byla uvažována zaokrouhlená hodnota gravitačního zrychlení $g = 10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

$$\sum F_x = 0 : \mathbf{RF}_x = \mathbf{0 N} \quad (8.2-2)$$

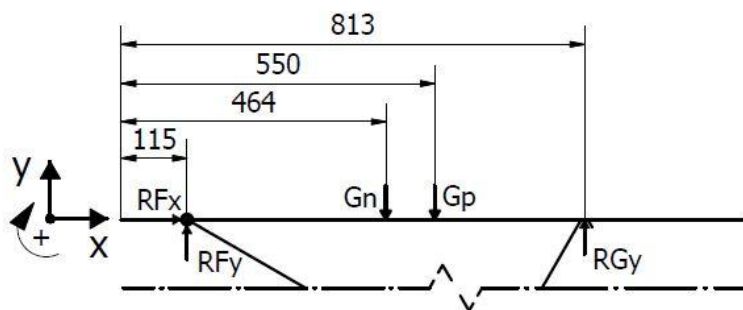
$$\sum F_y = 0 : \mathbf{RF}_y + \mathbf{RG}_y - G_n - G_p = 0 \quad (8.2-3)$$

$$\sum M_F = 0 : G_p \cdot (550 - 115) - \mathbf{RG}_y \cdot (813 - 115) - G_n \cdot 115 = 0 \quad (8.2-4)$$

$$\frac{450 \cdot (550 - 115) - 3500 \cdot 115}{(813 - 115)} = \mathbf{RG}_y \cong \mathbf{-296 N} \quad (8.2-4)$$

$$3500 + 450 - (-296) = \mathbf{RF}_y \cong \mathbf{4246 N} \quad (8.2-3)$$

2. Těžiště nákladu uprostřed podpor:



Obr. 8-6 Zatížení plošiny v horní úvrati s těžištěm nákladu uprostřed podpor

$$\sum F_x = 0 : \mathbf{RF}_x = \mathbf{0 N} \quad (8.2-5)$$

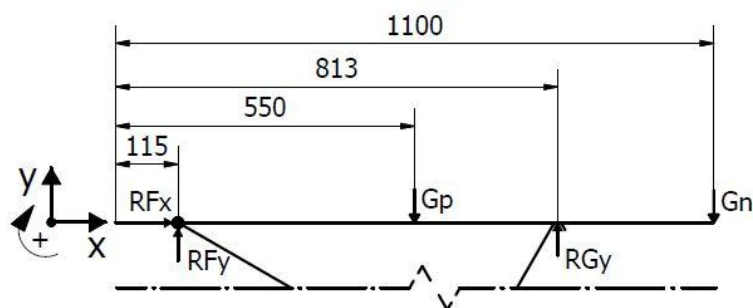
$$\sum F_y = 0 : \mathbf{RF}_y + \mathbf{RG}_y - G_n - G_p = 0 \quad (8.2-6)$$

$$\sum M_F = 0 : G_n \cdot (464 - 115) + G_p \cdot (550 - 115) - \mathbf{RG}_y \cdot (813 - 115) = 0 \quad (8.2-7)$$

$$\frac{450 \cdot (550 - 115) + 3500 \cdot (464 - 115)}{(813 - 115)} = \mathbf{RG}_y \cong \mathbf{2030 N} \quad (8.2-7)$$

$$3500 + 450 - 2030 = \mathbf{RF}_y \cong \mathbf{1920 N} \quad (8.2-6)$$

3. Těžiště nákladu na pravé straně



Obr. 8-7 Zatížení plošiny v horní úvrati s těžištěm nákladu na pravé straně

$$\sum F_x = 0 : \mathbf{RF}_x = \mathbf{0 N} \quad (8.2-8)$$

$$\sum F_y = 0 : \mathbf{RF}_y + \mathbf{RG}_y - G_n - G_p = 0 \quad (8.2-9)$$

$$\sum M_F = 0 : G_n \cdot (1100 - 115) + G_p \cdot (550 - 115) - \mathbf{RG}_y \cdot (813 - 115) = 0 \quad (8.2-10)$$

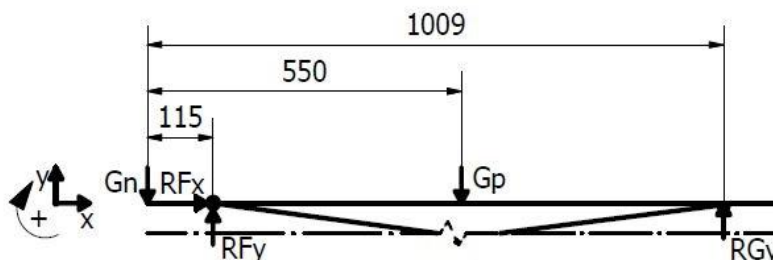
$$\frac{450 \cdot (550 - 115) + 3500 \cdot (1100 - 115)}{(813 - 115)} = \mathbf{RG}_y \cong \mathbf{5220 N} \quad (8.2-10)$$

$$3500 + 450 - 5220 = \mathbf{RF}_y \cong \mathbf{-1270 N} \quad (8.2-9)$$

Z vypočtených reakcí je zřejmé, že nejkritičtější variantou pro horní úvrať, uvažovanou při dalším výpočtu, je těžiště nákladu na pravém okraji plošiny, kdy reakce v místě pravé podpory dosahuje velikosti přes 5 kN.

Spodní úvrať

1. Těžiště nákladu na levé straně:



Obr. 8-8 Zatížení plošiny ve spodní úvrati s těžištěm nákladu na levé straně

$$\sum F_x = 0 : \mathbf{RF}_x = \mathbf{0 N} \quad (8.2-11)$$

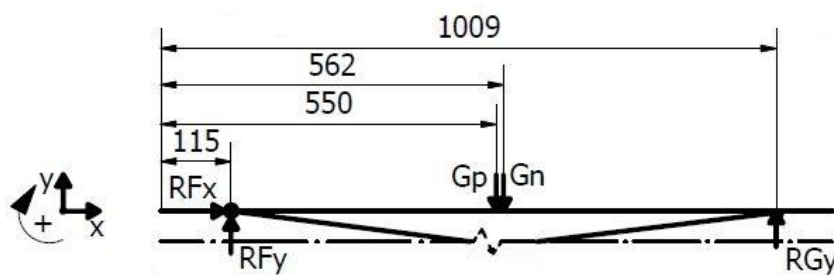
$$\sum F_y = 0 : \mathbf{RF}_y + \mathbf{RG}_y - G_n - G_p = 0 \quad (8.2-12)$$

$$\sum M_F = 0 : G_p \cdot (550 - 115) - \mathbf{RG}_y \cdot (1009 - 115) - G_n \cdot 115 = 0 \quad (8.2-13)$$

$$\frac{450 \cdot (550 - 115) - 3500 \cdot 115}{(1009 - 115)} = \mathbf{RG}_y \cong \mathbf{-231 N} \quad (8.2-13)$$

$$3500 + 450 - (-231) = \mathbf{RF}_y \cong \mathbf{4181 N} \quad (8.2-12)$$

2. Těžiště nákladu uprostřed podpor:



Obr. 8-9 Zatížení plošiny ve spodní úvrati s těžištěm nákladu uprostřed podpor

$$\sum F_x = 0 : \mathbf{RF}_x = \mathbf{0 N} \quad (8.2-14)$$

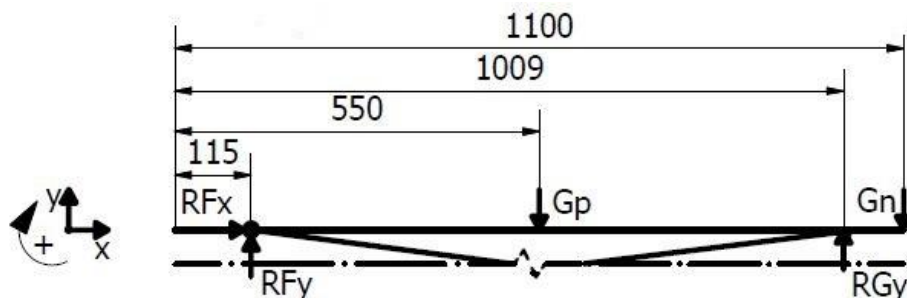
$$\sum F_y = 0 : \mathbf{RF}_y + \mathbf{RG}_y - G_n - G_p = 0 \quad (8.2-15)$$

$$\sum M_F = 0 : G_n \cdot (562 - 115) + G_p \cdot (550 - 115) - \mathbf{RG}_y \cdot (1009 - 115) = 0 \quad (8.2-16)$$

$$\frac{450 \cdot (550 - 115) + 3500 \cdot (562 - 115)}{(1009 - 115)} = \mathbf{RG}_y \cong \mathbf{1969 N} \quad (8.2-16)$$

$$3500 + 450 - 1969 = \mathbf{RF}_y \cong \mathbf{1981 N} \quad (8.2-15)$$

3. Těžiště nákladu na pravé straně:



Obr. 8-10 Zatížení plošiny ve spodní úvratí s těžištěm nákladu na pravé straně

$$\sum F_x = 0 : RF_x = 0 \text{ N} \quad (8.2-17)$$

$$\sum F_y = 0 : RF_y + RG_y - G_n - G_p = 0 \quad (8.2-18)$$

$$\sum M_F = 0 : G_n \cdot (1100 - 115) + G_p \cdot (550 - 115) - RG_y \cdot (1009 - 115) = 0 \quad (8.2-19)$$

$$\frac{450 \cdot (550 - 115) + 3500 \cdot (1100 - 115)}{(1009 - 115)} = RG_y \cong 4075 \text{ N} \quad (8.2-19)$$

$$3500 + 450 - 4075 = RF_y \cong -125 \text{ N} \quad (8.2-18)$$

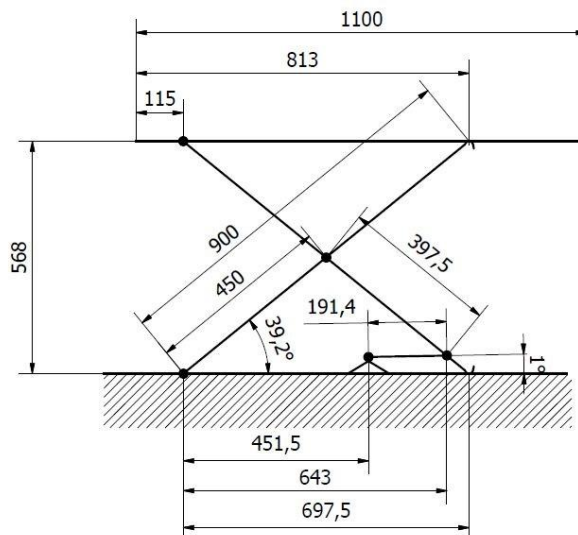
V případě plošiny ve spodní poloze se dle velikosti vypočtených reakcí v ramenu jeví hůře umístění těžiště nákladu na levé straně plošiny. Uvažována bude tedy při výpočtu spodní úvratí tato varianta.

8.2.3 Sestavení podmínek rovnováhy pro jednotlivá tělesa

Sestavení podmínek rovnováhy na jednotlivých tělesech bylo provedeno pomocí tzv. metody uvolňování. Tato metoda využívá toho, že pokud je soustava těles ve statické rovnovážné poloze, musí platit, že i každý člen této soustavy je ve statické rovnovážné poloze. Postupně jsou tak uvolňovány (imaginárně) jednotlivé členy ze soustavy a do jejich vazeb jsou připojovány reakční silové účinky od ostatních členů. Při volbě směru těchto reakčních účinků je nutné respektovat zákon akce a reakce, přičemž u prvního uvolňovaného členu jsou směry zvoleny libovolně. Stejně jako v předchozí kapitole každému členu náleží dvě složkové a jedna momentová podmínka rovnováhy, jelikož se jedná o tělesa v rovině.

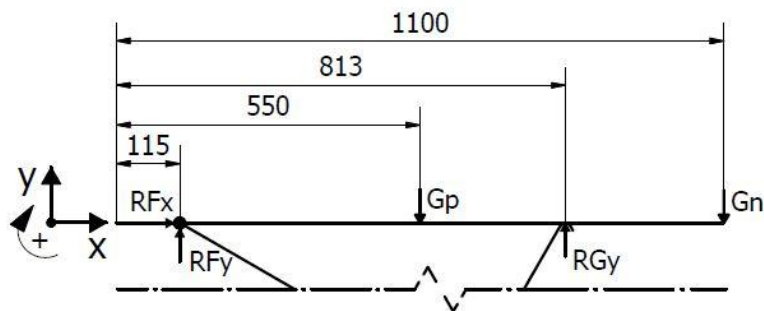
Horní úvrat'

V případě plošiny v horní poloze bylo při sestavení podmínek uvažováno nejméně příznivé zatížení na pravém okraji plošiny. Pro plošinu (člen 5) lze využít podmínky rovnováhy sestavené při zjišťování nejkritičtějšího zatížení.



Obr. 8-11 Základní rozměry nůžkové plošiny v horní poloze

a) Podmínky rovnováhy členu 5:



Obr. 8-12 Složky sil působící na člen 5 v horní úvrati

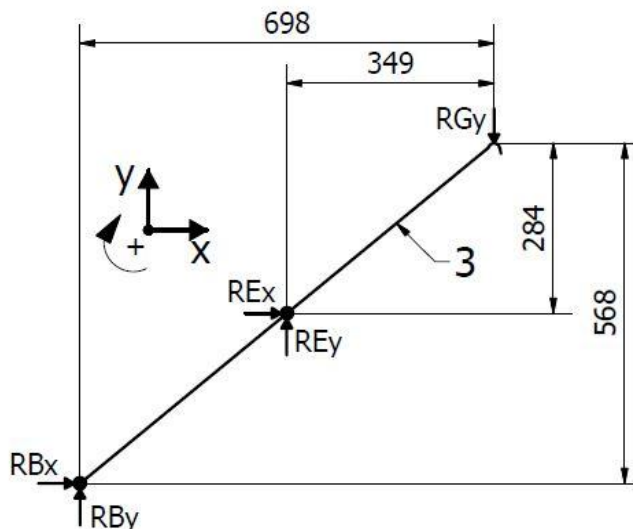
$$\sum F_x = 0 : RF_x = 0 \quad (8.2-20)$$

$$\sum F_y = 0 : RF_y + RG_y - G_n - G_p = 0 \quad (8.2-21)$$

$$\sum M_F = 0 : G_n \cdot (1100 - 115) + G_p \cdot (550 - 115) - RG_y \cdot (813 - 115) = 0 \quad (8.2-22)$$

$$\sum M_F = 0 : G_n \cdot 985 + G_p \cdot 435 - RG_y \cdot 698 = 0 \quad (8.2-22)$$

b) Podmínky rovnováhy členu 3:



Obr. 8-13 Složky sil působící na člen 3 v horní úvrati

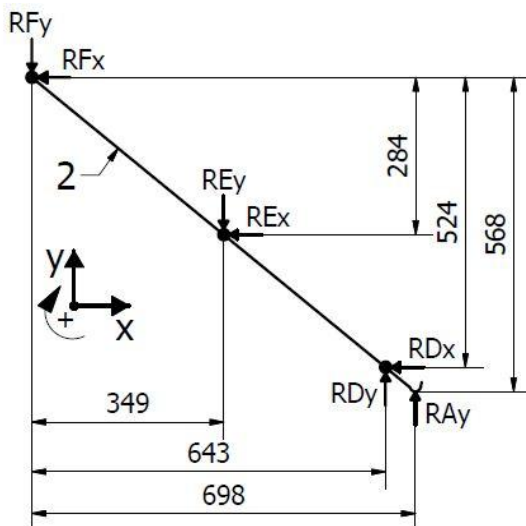
$$\sum F_x = 0 : RE_x + RB_x = 0 \quad (8.2-23)$$

$$\sum F_y = 0 : RE_y + RB_y - RG_y = 0 \quad (8.2-24)$$

$$\sum M_E = 0 : RG_y \cdot 349 + RB_y \cdot (698 - 349) - RB_x \cdot (568 - 284) = 0 \quad (8.2-25)$$

$$\sum M_E = 0 : RG_y \cdot 349 + RB_y \cdot 349 - RB_x \cdot 284 = 0 \quad (8.2-25)$$

c) Podmínky rovnováhy členu 2:



Obr. 8-14 Složky sil působící na člen 2 v horní úvrati

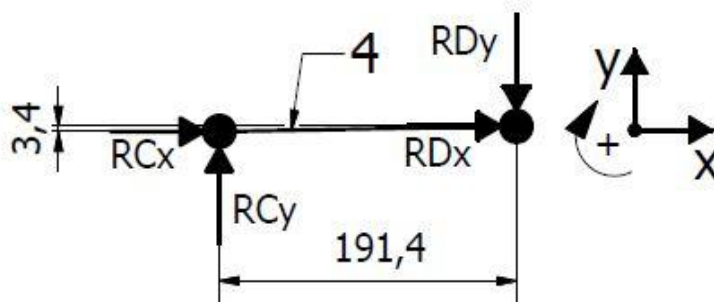
$$\sum F_x = 0 : -RF_x - RE_x - RD_x = 0 \quad (8.2-26)$$

$$\sum F_y = 0 : RA_y + RD_y - RE_y - RF_y = 0 \quad (8.2-27)$$

$$\sum M_E = 0 : RD_x \cdot (524 - 284) - RD_y \cdot (643 - 349) - RA_y \cdot (698 - 349) - RF_y \cdot 349 - RF_x \cdot 284 = 0 \quad (8.2-28)$$

$$\sum M_E = 0 : RD_x \cdot 240 - RD_y \cdot 294 - RA_y \cdot 349 - RF_y \cdot 349 - RF_x \cdot 284 = 0 \quad (8.2-28)$$

d) Podmínky rovnováhy členu 4:



Obr. 8-15 Složky sil působící na člen 4 v horní úvrati

$$\sum F_x = 0 : RC_x + RD_x = 0 \quad (8.2-29)$$

$$\sum F_y = 0 : RC_y - RD_y = 0 \quad (8.2-30)$$

$$\sum M_C = 0 : RD_y \cdot 191,4 + RD_x \cdot 3,4 = 0 \quad (8.2-31)$$

Jelikož vzniklá soustava 12 lineárních rovnic bude řešena v softwaru MATLAB (Matrix laboratory), je potřeba ji nejprve převést do maticové podoby. Výsledná podoba soustavy rovnic tedy bude následující:

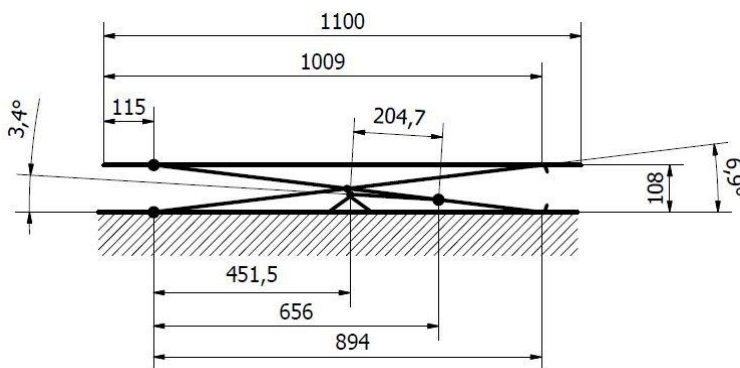
$$\mathbf{A} \mathbf{x} = \mathbf{b} \quad (8.2-32)$$

Kde: \mathbf{A} - matice soustavy
 \mathbf{b} - matice pravých stran
 \mathbf{x} - vektor neznámých

0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	RA_y	=	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	RB_x		$G_n + G_p$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-698	RB_y		$-G_n \cdot 985 - G_p \cdot 435$
0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	RC_x		0
0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	-1	RC_y		0
0	-284	349	0	0	0	0	0	0	0	0	349	RD_x		0
0	0	0	0	0	-1	0	-1	0	-1	0	0	RD_y		0
1	0	0	0	0	0	1	0	-1	0	-1	0	RE_x		0
-349	0	0	0	0	240	-294	0	0	-284	-349	0	RE_y		0
0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	RF_x		0
0	0	0	0	1	0	-1	0	0	0	0	0	RF_y		0
0	0	0	0	0	3,4	191,4	0	0	0	0	0	RG_y		0

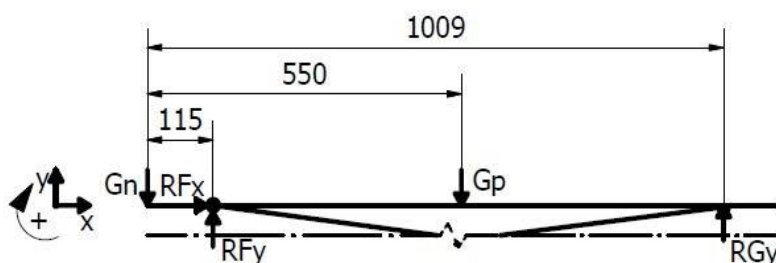
Spodní úvrat'

Pro případ spodní polohy plošiny je, na rozdíl od horní úvratě, uvažováno jako nejméně příznivé zatížení s těžištěm na levé straně plošiny. Pro plošinu (člen 5) jsou, stejně jako v předchozím případě, použity podmínky rovnováhy sestavené při hledání kritického zatížení.



Obr. 8-16 Základní rozměry nůžkové plošiny ve spodní poloze

a) Podmínky rovnováhy členu 5:



Obr. 8-17 Složky sil působící na člen 5 ve spodní úvratě

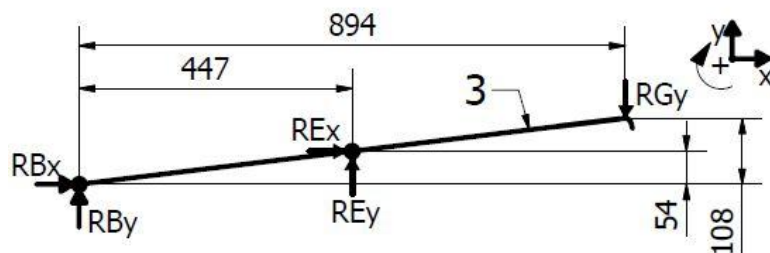
$$\sum F_x = 0 : RF_x = 0 \quad (8.2-33)$$

$$\sum F_y = 0 : RF_y + RG_y - G_n - G_p = 0 \quad (8.2-34)$$

$$\sum M_F = 0 : G_p \cdot (550 - 115) - RG_y \cdot (1009 - 115) - G_n \cdot 115 = 0 \quad (8.2-35)$$

$$\sum M_F = 0 : G_p \cdot 435 - RG_y \cdot 894 - G_n \cdot 115 = 0 \quad (8.2-35)$$

b) Podmínky rovnováhy členu 3:



Obr. 8-18 Složky sil působící na člen 3 ve spodní úvrati

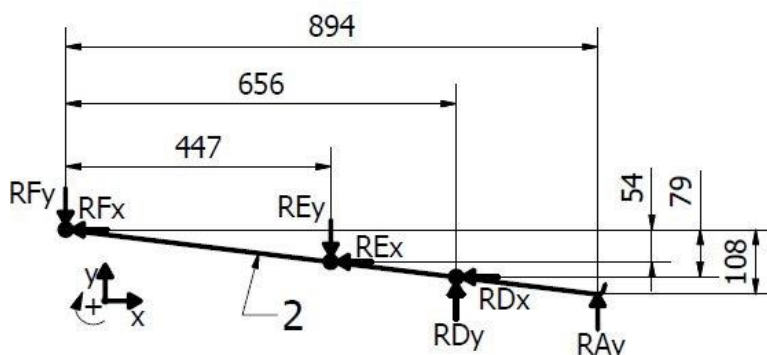
$$\sum F_x = 0 : RB_x + RE_x = 0 \quad (8.2-36)$$

$$\sum F_y = 0 : RB_y + RE_y - RG_y = 0 \quad (8.2-37)$$

$$\sum M_E = 0 : RB_y \cdot 447 + RG_y \cdot (894 - 447) - RB_x \cdot 54 = 0 \quad (8.2-38)$$

$$\sum M_E = 0 : RB_y \cdot 447 + RG_y \cdot 447 - RB_x \cdot 54 = 0 \quad (8.2-38)$$

c) Podmínky rovnováhy členu 2:



Obr. 8-19 Složky sil působící na člen 2 ve spodní úvrati

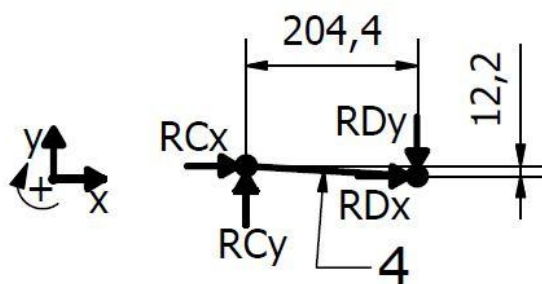
$$\sum F_x = 0 : -RF_x - RE_x - RD_x = 0 \quad (8.2-39)$$

$$\sum F_y = 0 : -RF_y - RE_y + RD_y + RA_y = 0 \quad (8.2-40)$$

$$\sum M_E = 0 : RD_x \cdot (79 - 54) - RD_y \cdot (656 - 447) - RA_y \cdot (894 - 447) - RF_y \cdot 447 - RF_x \cdot 54 = 0 \quad (8.2-41)$$

$$\sum M_E = 0 : RD_x \cdot 25 - RD_y \cdot 209 - RA_y \cdot 447 - RF_y \cdot 447 - RF_x \cdot 54 = 0 \quad (8.2-41)$$

d) Podmínky rovnováhy členu 4:



Obr. 8-20 Složky sil působící na člen 4 ve spodní úvrati

$$\sum F_x = 0 : RC_x + RD_x = 0 \quad (8.2-42)$$

$$\sum F_y = 0 : RC_y - RD_y = 0 \quad (8.2-43)$$

$$\sum M_C = 0 : RD_y \cdot 204,4 - RD_x \cdot 12,2 = 0 \quad (8.2-44)$$

Stejně jako v předchozím případě následuje transformace rovnic do maticového zápisu dle vztahu (8.2-32):

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -894 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & -54 & 447 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 447 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 \\ -447 & 0 & 0 & 0 & 0 & 25 & -209 & 0 & 0 & -54 & -447 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -12,2 & 204,4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} RA_y \\ RB_x \\ RB_y \\ RC_x \\ RC_y \\ RD_x \\ RD_y \\ RE_x \\ RE_y \\ RF_x \\ RF_y \\ RG_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ G_n + G_p \\ G_n \cdot 115 - G_p \cdot 435 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

8.2.4 Velikost působících reakčních účinků v jednotlivých uzlech

Výpočet vzniklých soustav rovnic byl proveden v akademické verzi softwaru MATLAB 2018. Nejprve byla nadefinována matice soustavy (**A**) a matice pravých stran (**b**). Následně byly vypočteny hodnoty matice soustavy a tzv. rozšířené matice (vzniklé složením matice soustavy a matice pravých stran). Jde o čísla představující počet nezávislých řádků nebo sloupců dané matice. V případě řešení soustavy rovnic v maticovém tvaru jsou tyto hodnoty důležité pro rozhodnutí o řešitelnosti soustavy rovnic dle Frobeniovy věty:

„Soustava rovnic má řešení právě tehdy, když hodnota matice soustavy $h(A)$ je stejná jako hodnota rozšířené matice soustavy $h(A|b)$.” [38]

Dále platí, že soustava má právě jedno řešení, pokud se výše uvedené hodnoty rovnají počtu neznámých parametrů v soustavě. Po tomto ověření byl vlastní výpočet vektoru neznámých proveden vynásobením matice pravých stran invertovanou maticí soustavy zleva. Celý postup výpočtu v softwaru MATLAB pro případ plošiny v horní úvrati je uveden v Příloze č. 1.

V následujících tabulkách (Tbl. 8-4, Tbl. 8-5) jsou pak uvedeny vypočtené velikosti jednotlivých reakcí pro horní a dolní polohu nůžkové plošiny.

Tbl. 8-4 Velikost reakcí v horní úvrati

Označení reakce	Velikost [N]
RA _y	4974
RB _x	5272
RB _y	-930
RC _x	-5272
RC _y	-94
RD _x	5272
RD _y	-94
RE _x	-5272
RE _y	6149
RF _x	0
RF _y	-1270
RG _y	5220

Tbl. 8-5 Velikost reakcí ve spodní úvrati

Označení reakce	Velikost [N]
RA _y	-3105
RB _x	37806
RB _y	4798
RC _x	-37806
RC _y	2257
RD _x	37806
RD _y	2257
RE _x	-37806
RE _y	-5030
RF _x	0
RF _y	4181
RG _y	-231

8.3 Dimenzování ramen nůžkového mechanismu

Dalším významným krokem návrhu zdvihacího zařízení bylo dimenzování průřezu jeho základních prvků, kterými jsou ramena nůžkového mechanismu. Výpočet pro dimenzování ramen byl proveden pomocí softwaru vyvinutého národním superpočítačovým centrem IT4Innovations (součást Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava) ve spolupráci se společností LIFTCOMP a.s. (společnost zabývající se vývojem a výrobou výtahů a zvedacích zařízení). Jedná se o software určený pro modelování nůžkových zdvihacích plošin. Tento software byl zapůjčen za účelem zpracování této diplomové práce na základě licenční smlouvy, uzavřené mezi Vysokou školou báňskou – Technickou univerzitou Ostrava (VŠB-TU Ostrava) zastoupenou prof. RNDr. Václavem Snášelem, CSc. (toho času rektorem VŠB-TU Ostrava) a Bc. Janem Petrovitzem (autorem této diplomové práce).

8.3.1 IT4Innovations

Národní superpočítačové centrum (IT4Innovations) je, jak již bylo zmíněno výše, součástí Vysoké školy báňské - Technické univerzity Ostrava (dále jen VŠB-TU Ostrava). Jde o společnost provozující moderní technologie a služby v oblasti superpočítání. Tyto služby a technologie jsou, díky superpočítačovému centru, zároveň zpřístupňovány českým i zahraničním akademickým výzkumným týmům i průmyslovým společnostem.

Národní superpočítačové centrum bylo založeno v roce 2011. Od téhož roku je členem celoevropské výzkumné infrastruktury PRACE (Partnership for Advanced Computing in Europe). Od roku 2016 je IT4I zapojeno také v rámci Evropské technologické platformy pro oblast vysoce výkonného počítání ETP4HPC (European Technology Platform in the area of High-Performance Computing), která se zabývá stanovováním výzkumných priorit v oblasti superpočítání v Evropě. V současné době centrum provozuje dva superpočítače (Anselm a Salomon), které jsou umístěny v nově vystavěné budově v areálu VŠB-TU Ostrava.

IT4Innovations0
národní1011!0E#
superpočítačové
centrum0!01##E#

Jedním z výzkumných týmů národního superpočítačového centra je i tým, jehož zaměřením je tzv. „Superpočítání pro průmysl“. Jde o tým, jehož činnost navazuje na výzkum Katedry aplikované matematiky VŠB-TU Ostrava, zabývající se vývojem numericky a paralelně škálovatelných algoritmů a jejich aplikací na inženýrské úlohy. Tým velmi úzce spolupracuje také s Katedrou mechaniky a Katedrou pružnosti a pevnosti VŠB-TU Ostrava. Hlavním cílem divize „Superpočítání pro průmysl“ je umožnit běžným uživatelům komfortní využití nejmodernějších metod pro řešení praktických problémů bez nutnosti znalostí problematiky superpočítačů apod. Tým „Superpočítání pro průmysl“ má za sebou celou řadu úspěšných národních i mezinárodních výzkumných projektů a spolupráci s průmyslovými podniky. Jako příklady projektů lze uvést např.:

- Model spalování uhlí pro společnost Vítkovice UAM
 - Vytváření 3D modelů měst České republiky pro společnost Seznam.cz
 - Modelování kontaktní únavy pro společnost BONATRANS GROUP a.s.
 - Výpočetní software pro návrh profilů žebříků pro společnost ALVE s.r.o
- a další...

8.3.2 Software pro modelování zdvihacích plošin

Projekt na vytvoření softwaru pro modelování zdvihacích plošin byl realizován právě výše zmíněným týmem „Superpočítání pro průmysl“ ve spolupráci se společností LIFTCOMP a.s. pod názvem „Vývoj výpočetního softwaru pro posuzování napěťových, deformačních a stabilitních mezních stavů zdvihacích plošin“. Hlavním cílem projektu bylo vytvoření aplikací, využívajících výpočtové modelování založené na výzkumu chování nůžkových zdvihacích mechanismů. Vlastníkem veškerého softwaru vytvořeného v rámci tohoto projektu je společnost LIFTCOMP a.s. Jeho nekomerční využití je standardně dostupné pouze v rámci výuky studentů z VŠB-TU Ostrava (pro účely této diplomové práce byla aplikace poskytnuta na základě licenční smlouvy – viz výše).

Výpočetní aplikace pro výpočet nůžkových zdvižných plošin byly vytvořeny prostřednictvím programového systému MATLAB GUI (Graphical User Interface). Jedná se o grafické uživatelské rozhraní, které umožňuje uživateli aplikace ovládat program, vytvořený v programovém prostředí MATLAB (MATrix LABoratory), pomocí interaktivních grafických prvků. Díky tomu je běžný uživatel zcela oddělen od vlastního algoritmu programu a práce s aplikací je tak velmi intuitivní a uživatelsky přívětivá (bez nutných zkušeností s programovým prostředím MATLAB). V rámci projektu bylo vytvořeno celkem 5 aplikací:

1. Výpočetní software pro posuzování napěťových a deformačních mezních stavů stolů zdvihacích plošin
2. Výpočetní software pro návrh kinematiky a optimalizace nůžkového mechanismu
3. Výpočetní software pro posuzování napěťových, deformačních a stabilitních mezních stavů zdvihacích plošin – jednonůžkový mechanismus
4. Výpočetní software pro posuzování napěťových, deformačních a stabilitních mezních stavů zdvihacích plošin – dvojnůžkový mechanismus
5. Výpočetní software pro posuzování napěťových, deformačních a stabilitních mezních stavů zdvihacích plošin – trojnůžkový mechanismus

V rámci této diplomové práce byla využita pouze jedna z výše zmíněných aplikací, konkrétně: „Výpočetní software pro posuzování napěťových, deformačních a stabilitních mezních stavů zdvihacích plošin s jednonůžkovým mechanismem“. Tento program využívá algoritmů, které byly sestaveny na základě metody konečných prvků (MKP) a Euler-Bernoulliho nosníkové teorie. Pro dimenzování ramen byly použity především součásti aplikace určené pro výpočet, zobrazení a kontrolu maximálního HMH napětí, posuvů a natočení v nůžkovém mechanismu dle normy ČSN EN 1570-1, 27 5011. Dále aplikace umožňuje např.:

- Výpočet, zobrazení a výpis minimální a maximální hodnoty vnitřních silových a momentových účinků
- Výpočet koeficientů bezpečnosti pro posouzení statické rovnováhy dle normy ČSN EN 1570-1, 27 5011
- Výpočet lineární ztráty stability až pro 6 násobků kritického zatížení a zobrazení kritických tvarů posuvů a natočení
- Pevnostní návrh čepů
- Výpočet koeficientů bezpečnosti pro posouzení statické rovnováhy podle ČSN EN 1570-1, 27 5011

8.3.3 Definice výpočtu

Uživatelské prostředí (GUI), které po spuštění aplikace nabíhá, se skládá z několika karet, mezi kterými lze v horní části okna přepínat. První kartou jsou tzv. „Vstupní data“. V rámci tohoto okna jsou zadávány veškeré informace potřebné pro výpočet.

V horní části je nejprve nutné zadat rozměry jednotlivých prvků plošiny a její polohu (úhlové natočení ramen). Dále je zadávána poloha příčnicku, na který je vázán pohon plošiny. Standardně je program vytvořen pro plošiny poháněné hydromotorem. V tomto případě sice bude zdvižný mechanismus poháněn pohybovým šroubem a maticí, nicméně aplikace bude využita pouze pro dimenzování ramen nůžkového mechanismu, a proto lze tuto odchylku zanedbat. V další části okna jsou pak voleny typy profilů jednotlivých členů mechanismu (ramen, příčnicku, výztuh a kloubů) a následně zadány rozměry jejich průřezů. Na základě zadaných rozměrů jednotlivých profilů je ihned dopočítávána aktuální hmotnost mechanismu v pravé části okna aplikace (předpokládá se využití ocelových profilů).

Na závěr je nutné definovat zatížení nůžkového mechanismu (hmotnost břemene, stolu a hydromotoru) a zadat potřebné údaje o materiálu profilů. Materiál lze volit z předvyplněných možností, nebo je možné zadat vlastní materiálové konstanty. Jelikož materiálem ramen nůžkového mechanismu bude ocel s označením S355 (dle ČSN 11 503), která se v předvolbách nevyskytuje, byly do kolonky „Vlastní materiál“ zadány hodnoty platné pro tuto ocel dle materiálového listu (viz Příloha č. 2).

Po celou dobu definice základních rozměrů a polohy plošiny lze pozorovat aktuální podobu modelovaného nůžkového mechanismu v pravém horním rohu aplikace, kde je vizualizovaná. Se zobrazeným modelem plošiny lze rotovat (příkaz „Rotate“), přibližovat/oddalovat (příkaz „Zoom“), nebo model posouvat (příkaz „Pan“). Aplikace umožňuje také vykreslení mechanismu v podobě 3D těles, dle zadaných rozměrů průřezu jednotlivých profilů (zaškrtnutím příkazu „Zobrazit 3D tělesa nůžkového mechanismu“ v pravém horním rohu okna).

Vstupní data	Posuvy	Natočení	Vnitřní síly Složky napětí	HMM napětí	Stabilita tvaru	Statická rovnováha	Návrh HM, HA, čepů	Help
--------------	--------	----------	-------------------------------	------------	-----------------	--------------------	--------------------	------

Rozměry prvků

Úhlová poloha ramene: 39.2 °
 Délka ramene, šířka plošiny: 0.9 m, 0.57 m
 Vzdálenost příčnicku od bodů E1, E2: 0.058 m

Počet hydromotorů

Vzdálenost hydromotoru od bodu D1: 0.285 m
 Vzdálenost 1. hydromotoru od bodu D1: 0.124 m
 Vzdálenost 2. hydromotoru od bodu D2: 0.124 m
 Vzdálenosti od bodů C1, C2 I3: 0.392 m I4: 0 m

Profily členů mechanismu

Ramena:
 Příčnick:
 Výztuhy:
 Klouby:

Rozměry profilů

Ramena: š 0.07 m v 0.01 m
 Příčnick: š 0.055 m v 0.02 m
 Výztuhy: š 0.05 m v 0.08 m t 0.005 m
 Klouby: D 0.02 m

Zatížení nůžkového mechanismu

Hmotnost břemene: 700 kg
 Hmotnost stolu: 90 kg
 Hmotnost hydromotoru: 25 kg

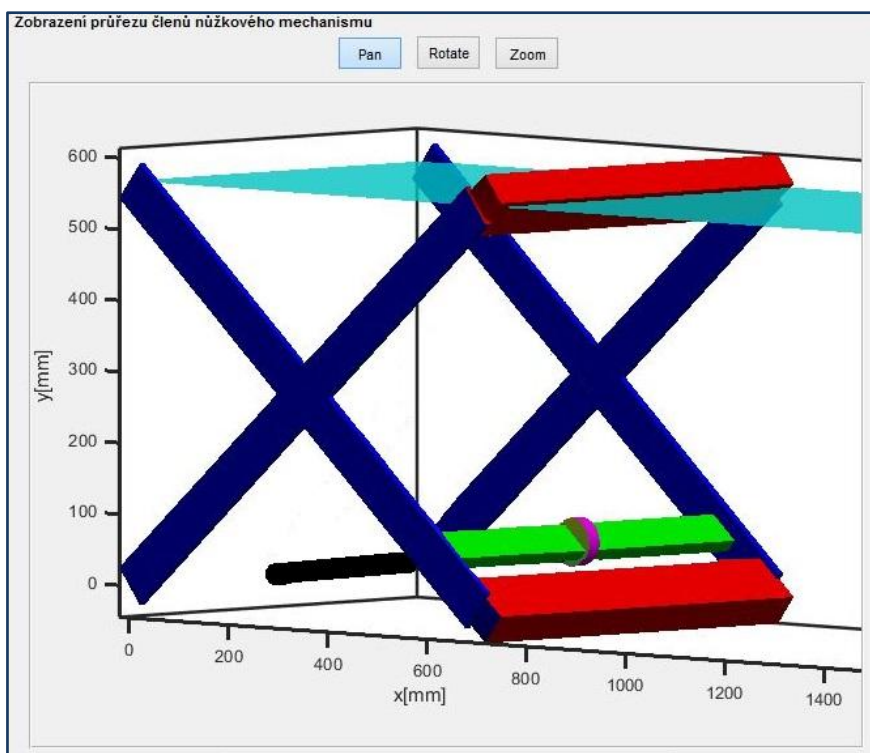
Složka síly - bod A1	x: 285.25 N	y: -2852.5 N	z: 285.25 N
Složka síly - bod A2	x: 285.25 N	y: -2852.5 N	z: 285.25 N
Složka síly - bod B1	x: 285.25 N	y: -2852.5 N	z: 285.25 N
Složka síly - bod B2	x: 285.25 N	y: -2852.5 N	z: 285.25 N

Hmotnost nůžkového mechanismu (ramena+příčnick+výztuhy+klouby): 38.3 kg

Materiál profilů

<input type="radio"/> 11 373 (S235JRG1)	Mez kluzu: 200 MPa	Mez pevnosti: 370 MPa	Dovolené napětí - ohyb: 70 MPa	ke: 1.5	km: 2.0
<input type="radio"/> 11 500 (E295)	Mez kluzu: 260 MPa	Mez pevnosti: 500 MPa	Dovolené napětí - ohyb: 100 MPa	ke: 1.5	km: 2.0
<input type="radio"/> 11 700 (E360)	Mez kluzu: 350 MPa	Mez pevnosti: 700 MPa	Dovolené napětí - ohyb: 150 MPa	ke: 1.5	km: 2.0
<input checked="" type="radio"/> Vlastní materiál	Mez kluzu: 355 MPa	Mez pevnosti: 550 MPa	Dovolené napětí - ohyb: 203 MPa	ke: 1.75	km: 2.5

Obr. 8-21 Definice výpočtu pro horní polohu nůžkové plošiny



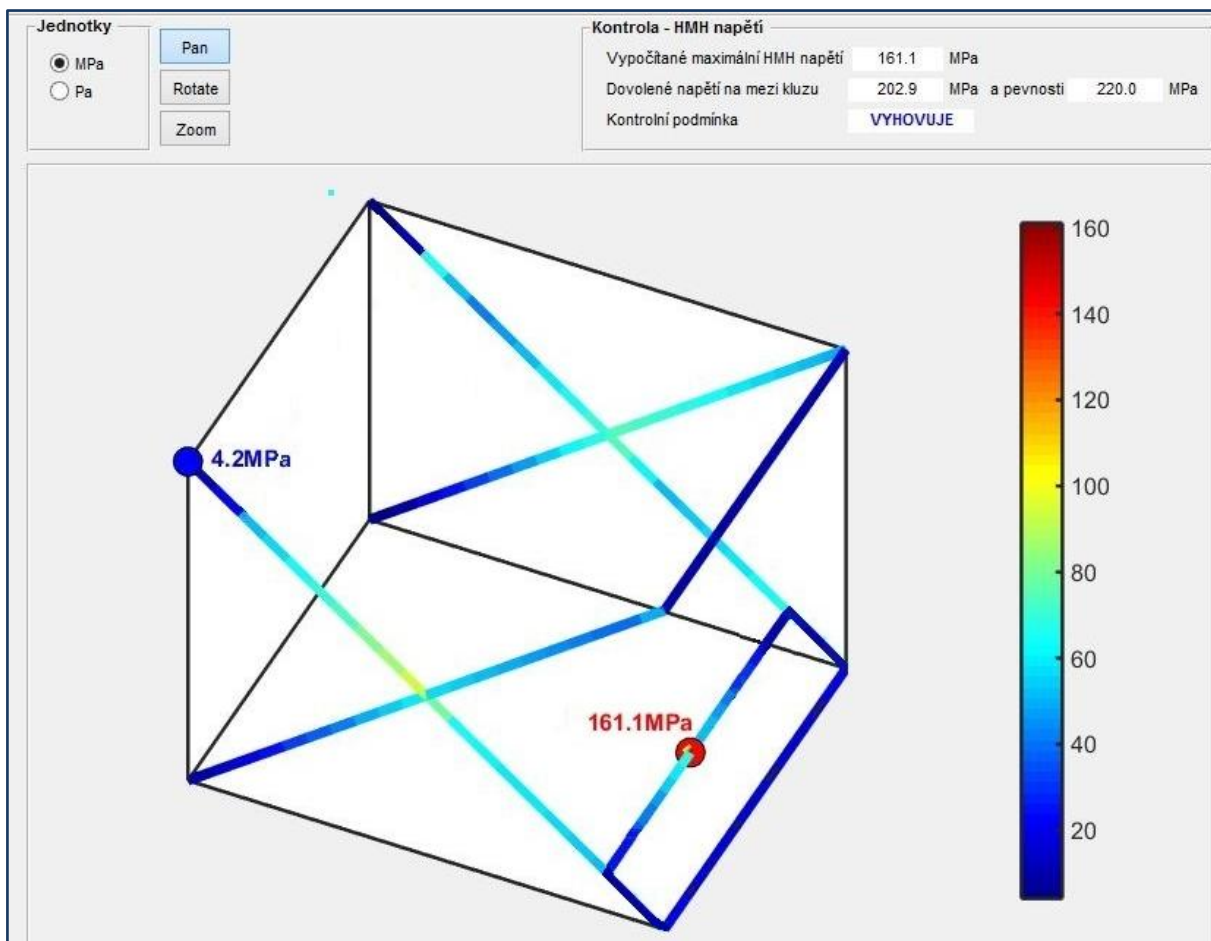
Obr. 8-22 Vizualizace 3D těles nůžkového mechanismu

Během definice zatížení jsou okamžitě (v pravé části okna aplikace) dopočítávány reakce v jednotlivých bodech uchycení stolu nůžkového mechanismu (body A_1 , A_2 , B_1 , B_2). Pokud uživatel nezadá jinak, je uvažováno rovnoměrné rozložení zatížení do všech čtyř úchyťů stolu. Úpravou velikosti jednotlivých složek pak lze simulovat nerovnoměrné zatížení plošiny nebo další zatěžující síly, působící z boku (v ose z), případně v podélné ose plošiny (v ose x).

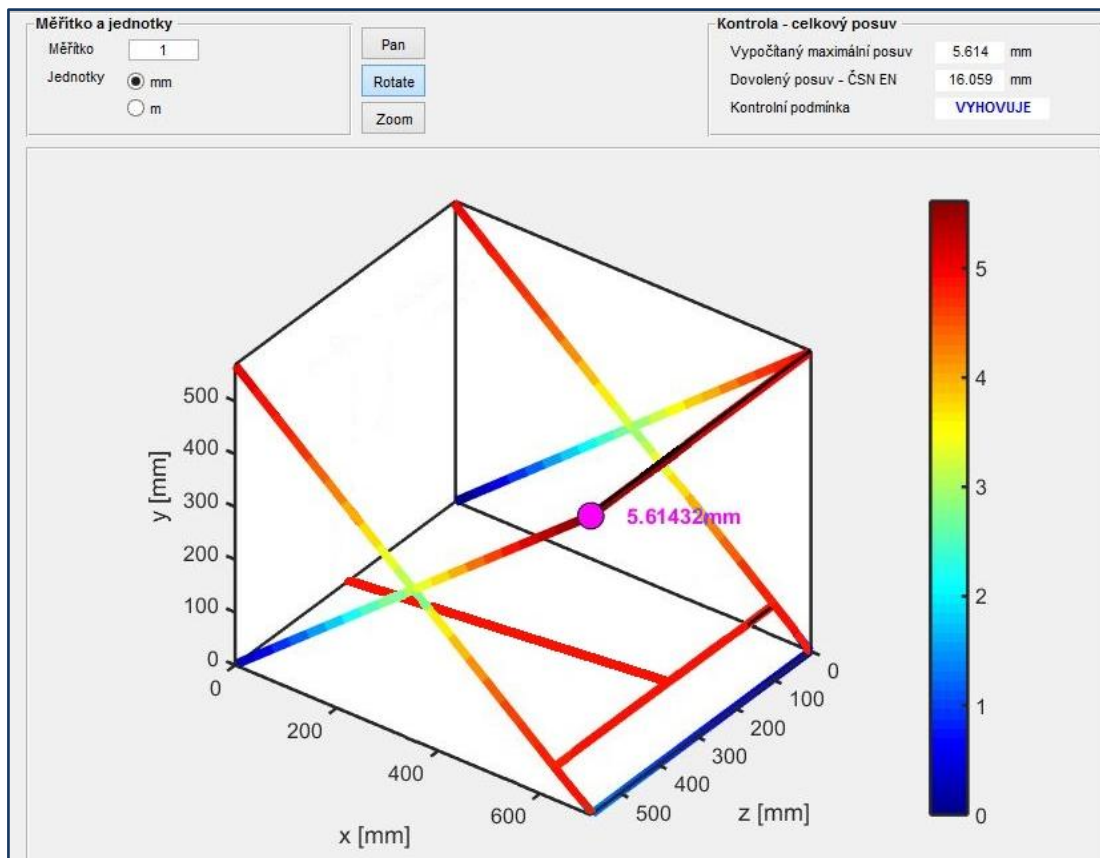
8.3.4 Výsledky výpočtu

Jak již bylo zmíněno výše, pro navrhování průřezu ramen zdvižné plošiny byly využity následující součásti softwaru: výpočet, zobrazení a kontrola maximálního HMM napětí, posuvů a natočení v nůžkovém mechanismu, provedené dle normy ČSN EN 1570-1 (27 5011) – „Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly“. Použitá aplikace je schopna (na základě zadaných informací o materiálu profilů zdvižného mechanismu, součinitelů bezpečnosti a údajů z výše uvedené normy) sama posoudit, zda daná podoba zdvihacího zařízení je z uvedených hledisek vyhovující, či nikoliv.

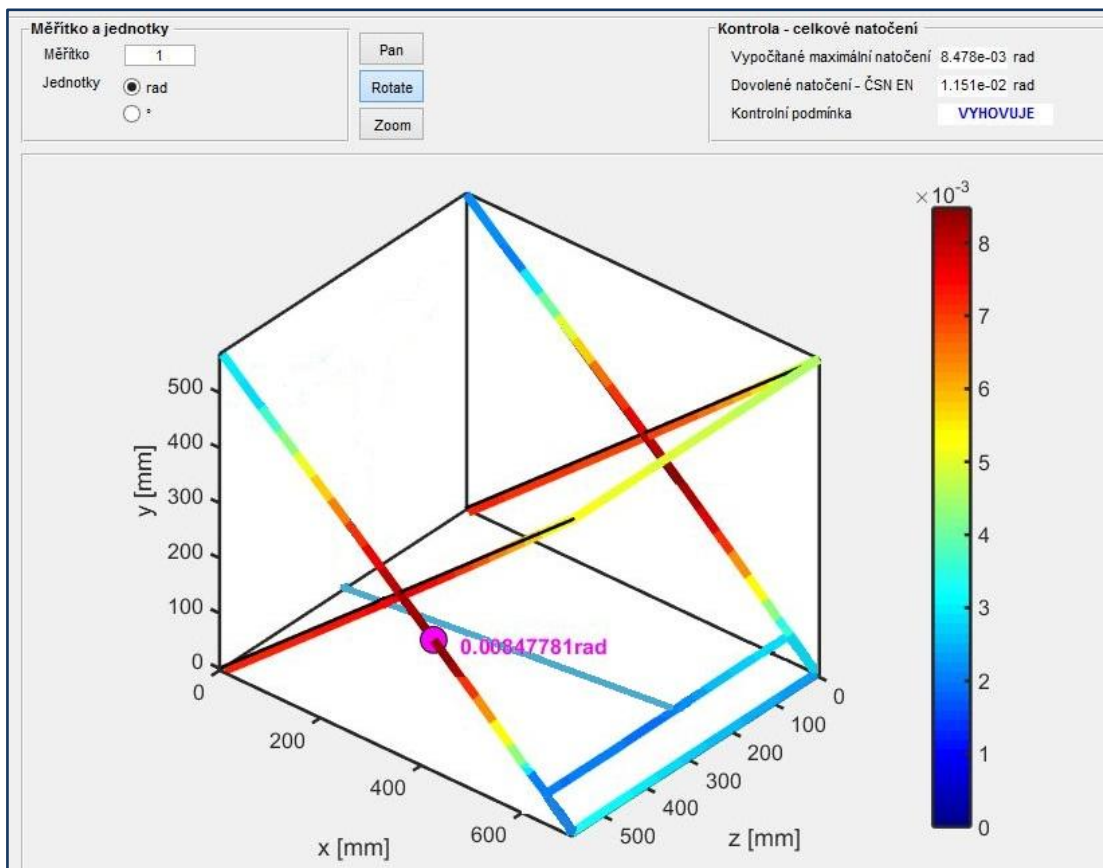
Pro účel dimenzování ramen byl proveden výpočet mechanismu v horní i spodní poloze při maximálním zatížení (dle zadání 700 kg). Ukázka výsledků výpočtu pro horní polohu mechanismu je uvedena na třech následujících obrázcích.



Obr. 8-23 Kontrola výsledného redukovaného napětí (stanoveného dle metody HMM) – jednotky: [MPa]



Obr. 8-24 Kontrola dovoleného posuvu (měřitko zobrazení posuvu 1:1) – jednotky:[MPa]

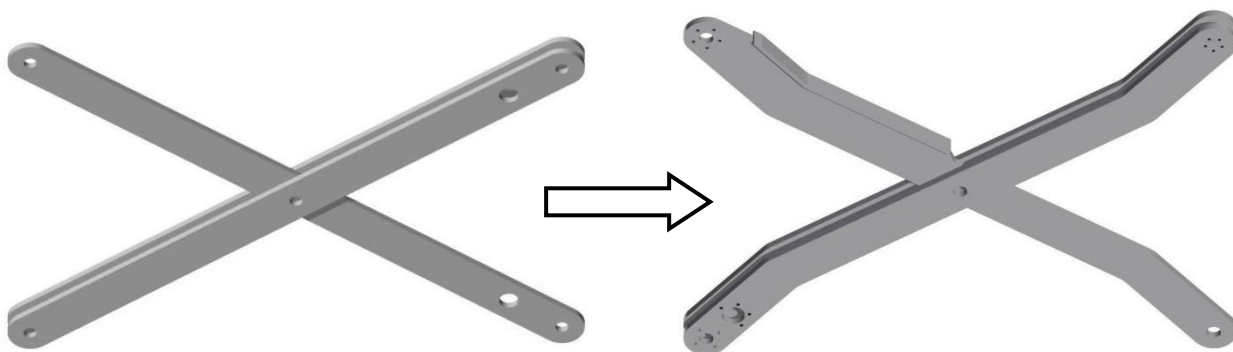


Obr. 8-25 Kontrola dovoleného natočení (měřitko zobrazení natočení 1:1) – jednotky:[rad]

8.3.5 Výsledná podoba ramen

Na základě výše uvedeného výpočtu byla jako materiál pro výrobu ramen zdvižného mechanismu zvolena plochá ocel obdélníkového průřezu o velikosti 10 x 70 mm. Jakožto polotvar tak byly použity výpalky z plechu o tloušťce 10 mm. Původní podoba ramen prošla během vývoje mechanismu celou řadou úprav. Mezi dvě nejvýznamnější modifikace lze zařadit:

- esovitý tvar zakončení ramen pro dosažení většího prostoru mezi rámem vozíku a plošinou nůžkového mechanismu ve spodní poloze (nutné zachování prostoru pro pohon mechanismu)
- zvětšení průřezu (rozšíření) a doplnění žebra v horní části prostředního (samostatného) ramena, pro zvýšení jeho tuhosti

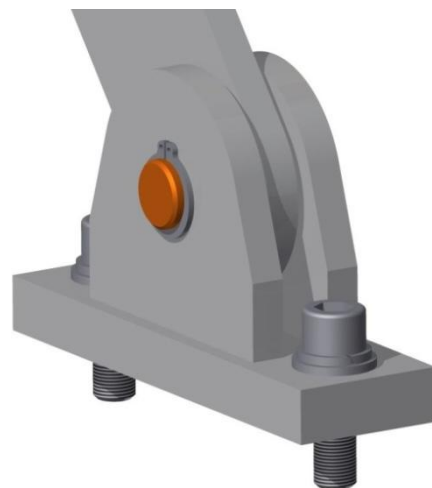


Obr. 8-26 Ramena nůžkového mechanismu původní (vlevo) a po tvarových modifikacích (vpravo)

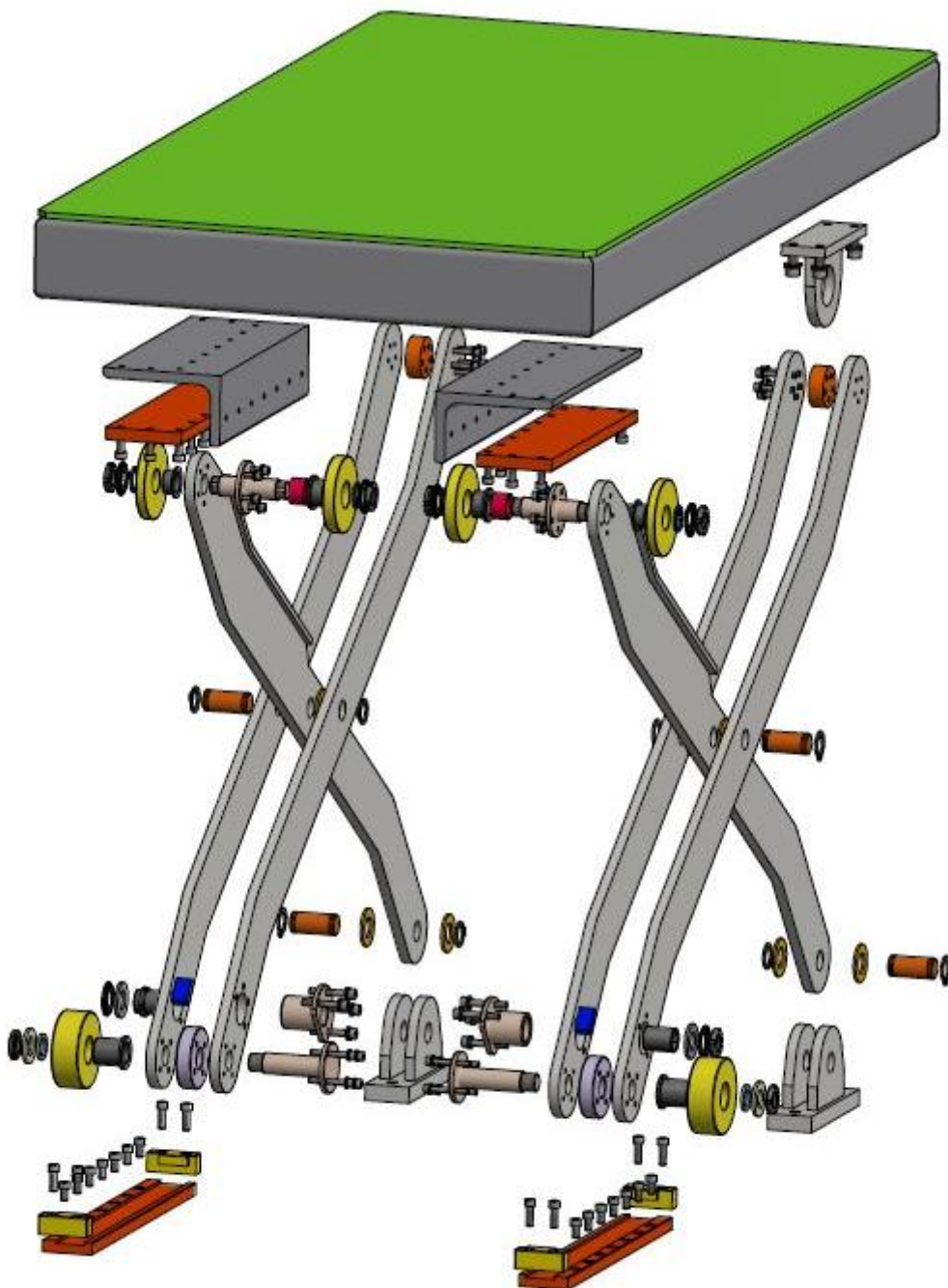
8.4 Konstrukční návrh nůžkového mechanismu

Celá konstrukce zdvihacího zařízení byla zpracována pomocí CAD softwaru Autodesk Inventor 2014, jímž disponuje společnost KOVA Engineering s.r.o. (zadavatel této diplomové práce). Navržený nůžkový mechanismus je reprezentován rozpadem sestavy zobrazeným na následující straně (Obr. 8-28). Hlavním prvkem konstrukce jsou ramena, tvořená na každé straně mechanismu trojicí plochých výpalků (viz Obr 8-26). Uprostřed jsou vždy obě ramena propojena čepovým spojem (použity kalené čepy z oceli s označením C45 o průměru 25 mm). Mezi jednotlivými rameny jsou pak v těchto čepových spojkách umístěny kluzné polyamidové podložky, které zajišťují vymezení vůle mezi výpalky a zároveň brání vzniku výraznějších třecích ztrát při vzájemném pohybu ramen. Čepy jsou proti axiálnímu posuvu zajištěny pomocí pojistných kroužků.

Ve spodní části mechanismu jsou na jedné straně prostřední jednodílná ramena otočně uložena ve svařovaných úchytech, jež jsou pomocí šroubových spojů připevněny k hlavnímu rámu vozíku (dva šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem o velikosti M12). Úchyty jsou vytvořeny jako jednoduché svařované díly s následným opracováním dosedacích ploch a otvoru pro čep. Vlastní čepový spoj je zde řešen stejným způsobem jako v případě čepového spoje uprostřed ramen.

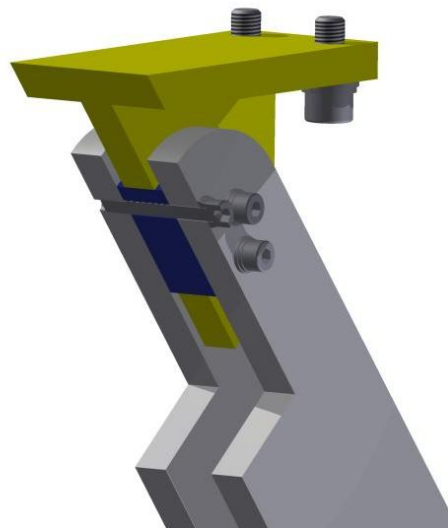


Obr. 8-27 Konstrukce úchytu prostředního ramena k rámu vozíku



Obr. 8-28 Rozpad sestavy navrženého zdvižného mechanismu

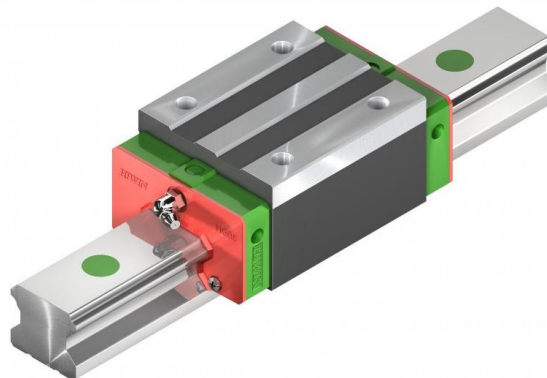
Uchytení dvojitých ramen ke stolu zdvihacího mechanismu (v horní části) je realizováno taktéž jako čepový spoj. Vlastní čep je zde ovšem nahrazen rozpěrnou tyčí. Ta je mezi výpalky sevřena pomocí pětice šroubů (M5) a mimo vlastní funkci čepu pomáhá navíc udržovat vzdálenost mezi oběma výpalky (viz následující obrázek Obr. 8-29). Celý úchyt, vytvořený opět jako jednoduchý svařenec, je pomocí šroubů připevněn do závitů v ocelové desce navařené na spodní části konstrukce stolu.



Obr. 8-29 Řez konstrukcí horního úchytu dvojdílného ramena zdvižného mechanismu

Zatímco dva výše popsané úchyty ramen nůžkového mechanismu umožňují pouze jejich otočný pohyb vůči rámu vozíku a vrchnímu stolu, ve zbylých dvou uzlech musí být navíc umožněn také posuv ramen ve směru podélné osy (pro dodržení zvolené nesymetrické kinematiky mechanismu). Jako možná řešení těchto konstrukčních uzlů byly proto uvažovány následující dvě varianty:

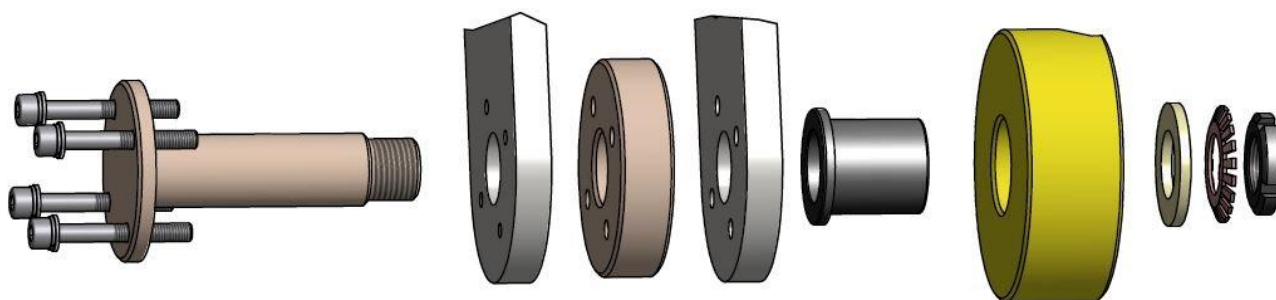
1. Vytvoření otočných uložení ramen pomocí čepů, na kterých by byla následně otočně uložena ocelová kolečka pojíždějící po ocelových deskách.
2. Využití běžně dostupného lineárního kuličkového vedení (viz Obr. 8-30), na kterém by byla ramena uchycena otočně pomocí čepových spojů (podobně jako v případě výše popsaných úchytů).



Obr. 8-30 Lineární kuličkové vedení jako jedna z možností řešení posuvného pohybu ramen [39]

Na základě dohody s vedoucím konstrukčního oddělení společnosti KOVA Engineering s.r.o., která je zadavatelem této diplomové práce, bylo zvoleno první zmíněné řešení s využitím čepů a ocelových koleček. Jelikož rychlost pohybu plošiny bude poměrně nízká, bylo navrženo uložení koleček na čepech pomocí kluzných pouzder. Pro tuto aplikaci byla zvolena kluzná pouzdra ze slinutého bronzu od dodavatele SKF. Jedná se o součásti tvořené bronzovou matricí, která je napuštěna mazivem (olejem). Díky tomu jsou tato pouzdra bezúdržbová a vhodná i pro rotační aplikace, jako je tato. Jednotlivá pouzdra byla dimenzována na základě součinitelů měrného statického a dynamického zatížení uvedených v katalogu dodavatele.

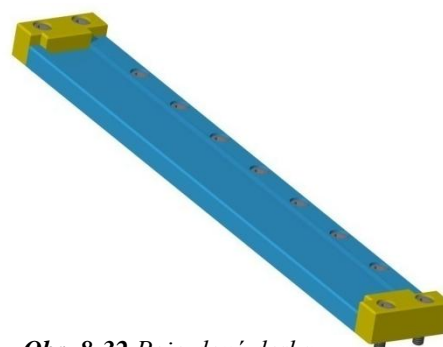
Rozpad sestavy navrženého uložení kolečka na spodním konci dvojdílného ramene je zobrazen na následujícím obrázku (Obr. 8-31). Základem tohoto konstrukčního uzlu je čep, který je k ramenu připevněn přes přírubu pomocí čtyř šroubů (velikosti M5). Tento čep následně prochází celým ramenem, včetně rozpěrného kroužku umístěného mezi výpalky, pro zachování potřebné mezery mezi nimi. Na vnější straně je pak na čep, přes kluzné pouzdro, uloženo povrchově kalené ocelové kolečko.



Obr. 8-31 Rozpad sestavy spodního kolečka

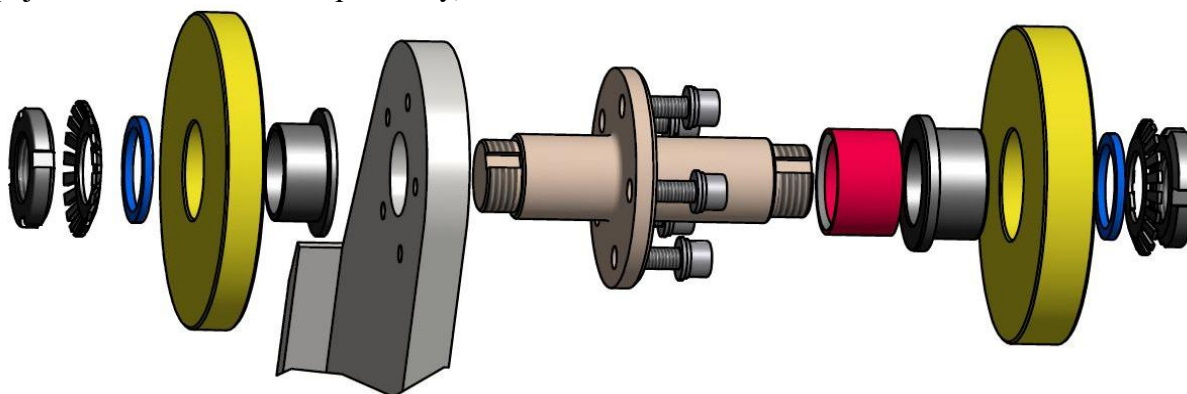
Co se týče kluzného uložení kolečka, bylo zvoleno pouzdro přírubové konstrukce, která zamezuje axiálnímu posuvu kolečka na jednu stranu (na obrázku směrem doleva). Na straně druhé je axiálnímu posuvu pouzdra i kolečka zamezeno využitím kluzné polyamidové podložky, jež je na čepu zajištěna pomocí pojistné KM matice a MB podložky.

Kolečko uložené na čepu bude při zdvihu mechanismu pojíždět v drážce vyfrézované v ocelové desce. Tato deska bude připevněna k rámu vozíku pomocí řady sedmi šroubů a dvou upínek na jejích koncích, jež budou sloužit zároveň také jako zarážky, zamezující vyjetí kolečka z drážky (viz Obr. 8-32). Materiálem pojezdové desky bude, stejně jako v případě koleček, ocel s označením C45 (dle ČSN 12 050) v zušlechtném stavu.



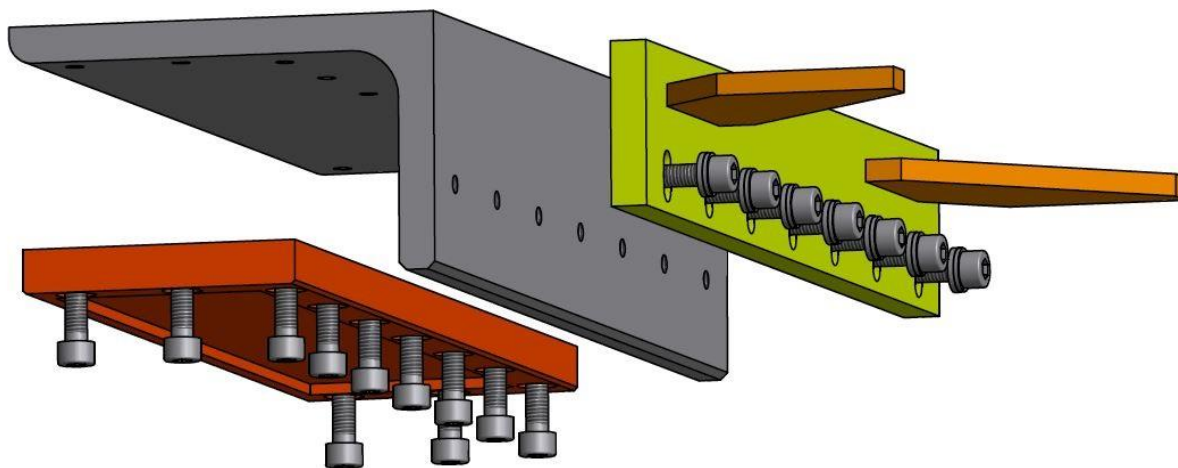
Obr. 8-32 Pojezdová deska spodního kolečka s upínkami

Druhým uzlem s konstrukčním řešením využívajícím kolečko je uložení prostředního jednodílného ramena na spodní části konstrukce stolu zdvižného mechanismu. Princip řešení tohoto uzlu je velmi podobný jako v předchozím případě. Liší se pouze tím, že kolečko je zde rozděleno do dvou užších koleček umístěných po obou stranách ramena, což dodává celé konstrukci větší stabilitu. Hlavní čep je v tomto případě opět připevněn k výpalku ramena přes přírubu (pomocí pěti šroubů), nicméně, na rozdíl od předchozího případu, je dále opatřen válcovými plochami pro uložení koleček po obou stranách od příruby. Vlastní uložení je koncipováno totožně jako u koleček spodních (pomocí kluzných přírubových pouzder ze slinutého bronzu, zajištěných proti axiálnímu posuvu pomocí polyamidové podložky, pojistné KM matice a MB podložky).



Obr. 8-33 Rozpad sestavy horního uložení prostředního ramena pomocí koleček

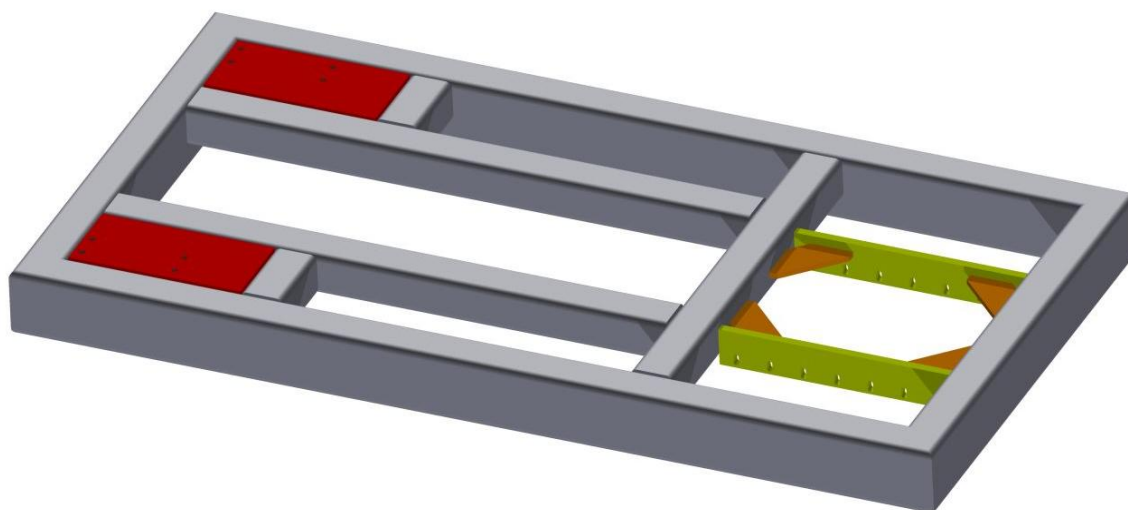
Horní kolečka budou při zdvihu mechanismu pojíždět po téměř totožných pojezdových deskách jako kolečka spodní. Horní pojezdové desky ovšem nebudou doplněny upínkami s funkcí zarážek, neboť vyjetí koleček z dráhy budou v tomto případě bránit přímo nosné profily konstrukce stolu. Upevnění pojezdových desek ke svařované konstrukci stolu bude realizováno přes nerovnoramenný L profil, jehož výšková poloha vůči stolu bude nastavitelná (díky drážkám pro šrouby, vytvořeným ve svařované konstrukci stolu). Tím bude umožněno dodatečné seřízení horní roviny stolu při montáži zdvižného mechanismu.



Obr. 8-34 Zobrazení principu výškově nastavitelného upevnění pojezdové desky horních koleček

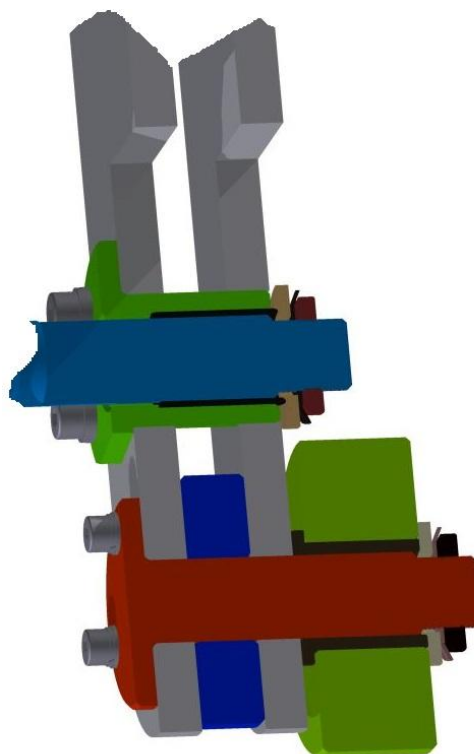
Další významnou součástí navrženého nůžkového mechanismu je vlastní stůl, který bude zároveň dnem nákladového prostoru vozíku. Rozměr stolu byl, na základě specifikace požadavků a návrhu rozložení jednotlivých druhů destiček ve vrstvě, stanoven na 1100 x 570 mm. Základní kostrou stolu je rámová konstrukce, svařená z uzavřených profilů obdélníkového a čtvercového průřezu. Návrh rámu byl proveden tak, aby bylo dosaženo dostatečné pevnosti a tuhosti konstrukce stolu. Dalším významným požadavkem na konstrukci rámu bylo vytvoření ploch pro upevnění úchytů ramen zdvižného mechanismu na definovaných místech (viz obrázek – Obr. 8-35).

Horní plocha stolu bude pak tvořena deskou vypálenou z ocelového plechu tloušťky 6 mm, která bude navařena na horní stranu rámu.



Obr. 8-35 Základní nosná konstrukce stolu

Neméně významným místem navržené konstrukce nůžkového mechanismu je oblast sloužící pro upevnění pohybové matice pohonu k dvoudílným ramenům mechanismu (těsně nad spodními kolečky dvojdílného ramena). V těchto místech jsou k ramenům přes přírubu připevněny ocelové vložky procházející oběma výpalky. Uvnitř těchto vložek budou následně v kluzných pouzdrech uloženy čepy vycházející z konstrukce pohybové matice (viz Obr. 8-36). Díky takovému kyvnému uložení matice bude umožněno její naklápění dle aktuální polohy nůžkového mechanismu, což je důležité pro dosažení optimálního namáhání pohybového šroubu (pouze ve směru jeho osy).



Obr. 8-36 Řez uložením spodního kolečka (červený čep) a uložením pohybové matice pohonu (modrý čep)

8.5 Kontrolní výpočet hlavních čepů

Jelikož čepy umístěné v hlavních uzlech nůžkového mechanismu (vazby A, B, E, F, G dle Obr. 8-4) jsou velmi namáhanými součástmi, byly po návrhu velikosti a konstrukce uložení provedeny jejich kontrolní výpočty. Kontrolováno bylo vždy smykové (stříhové) namáhání, otláčení a ohybové namáhání čepu. Jako zatížení čepu v daném uzlu bylo použito vždy méně příznivé (vyšší) zatížení, získané ze statické analýzy obou poloh zdvihacího mechanismu (viz kapitola 8.2). Výslednice dvou složek reakcí v jednotlivých uzlech pak byly určeny jejich vektorovým součtem. Např. vektorový součet složek reakcí v uzlu B:

$$RB_x = 37\,806\text{ N}; RB_y = 4\,798\text{ N} \rightarrow F_B = \sqrt{RB_x^2 + RB_y^2} = \sqrt{37806^2 + 4798^2} \quad (8.5-1)$$

$$F_B \cong 38\,109\text{ N} \quad (8.5-1)$$

Tímto způsobem byly určeny velikosti maximálních působících sil ve všech uzlech soustavy zdvižné plošiny (viz následující tabulka – Tbl. 8-6).

Tbl. 8-6 Velikost vypočtených maximálních sil působících v jednotlivých uzlech

Označení síly	Velikost [N]
F _A	4974
F _B	38109
F _C	37873
F _D	37873
F _E	38139
F _F	4181
F _G	5220

Další nezbytnou informací pro výpočet čepů je znalost jejich materiálu a jeho vlastností. Všechny čepy použité na navrhované nůžkové zdvižné plošině budou vyrobeny z oceli s označením C45. Všechny podstatné charakteristiky tohoto materiálu jsou shrnuty v následující tabulce (Tbl. 8-7).

Tbl. 8-7 Údaje o materiálu čepů [zdroj: materiálový list oceli C45 – viz Příloha č. 2]

Označení dle normy DIN:	C45
Označení dle normy ČSN:	12 050
Stav oceli:	zušlechtěno dle materiálového listu
Minimální mez kluzu Re_{min}:	430 MPa
Dovolené normálové napětí σ_D*	246 MPa
Dovolené tečné napětí τ_D**	148 MPa
Dovolený tlak ve stykových plochách p_D***	197 MPa

$$^* \sigma_D \cong Re_{min}/1,75 \quad ^{**} \tau_D \cong \sigma_D \cdot 0,6 \quad ^{***} p_D \cong \sigma_D \cdot 0,8$$

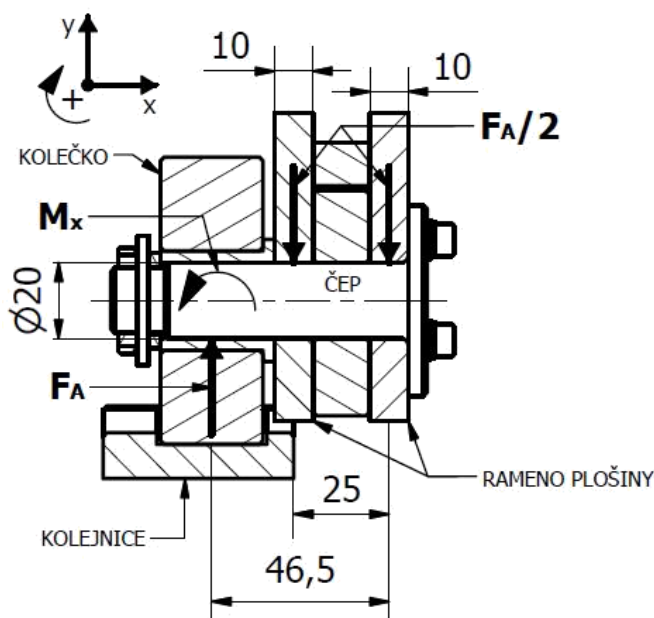
Pro případ kontroly měrných tlaků v čepovém spoji je nutné vždy uvažovat dovolený tlak méně kvalitního materiálu z dvojice čep - spojovaná část. Z tohoto důvodu je nutná také znalost charakteristik materiálu spojovaných součástí. V případě této konstrukce se jedná o ramena nůžkového mechanismu, popř. úchyty ramen, jejichž materiálem je ocel s označením S355 s nižší pevností ve srovnání s ocelí C45. Důležité charakteristiky oceli s označením S355 jsou uvedeny v níže přiložené tabulce (Tbl. 8-8).

Tbl. 8-8 Údaje o materiálu ramen a úchyťů [zdroj: materiálový list oceli S355 – viz Příloha č. 2]

Označení dle normy DIN:	S355
Označení dle normy ČSN:	11 503
Stav oceli:	tepelně nezpracováno
Minimální mez kluzu Re_{min}:	355 MPa
Dovolené normálové napětí σ_D*	203 MPa
Dovolené tečné napětí τ_D**	122 MPa
Dovolený tlak ve stykových plochách p_D***	162 MPa

$$^* \sigma_D \cong Re_{min}/1,75 \quad ^{**} \tau_D \cong \sigma_D \cdot 0,6 \quad ^{***} p_D \cong \sigma_D \cdot 0,8$$

8.5.1 Čep A



Obr. 8-37 Schéma uložení a zatižení čepu A

Kontrola čepu na stříh:
$$\tau_S = \frac{\frac{F_A}{2}}{S} = \frac{\frac{F_A}{2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_D \quad (8.5-2)$$

Kde: τ_S – smykové napětí v čepu [MPa]
 S – průřez čepu [mm²]
 τ_D – dovolené smykové napětí materiálu čepu [MPa]
 F_A – síla zatěžující čep [N]
 d – průměr čepu [mm]

$$\tau_S = \frac{\frac{4974}{2}}{\frac{\pi \cdot 20^2}{4}} \cong 7,9 < 148 \text{ MPa} \quad (8.5-2)$$

Kontrola čepu na ohyb: - dle zjednodušeného modelu vetknutého nosníku (v bodě X) s maximálním ohybovým momentem ve vetknutí:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{M_x}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_D \quad (8.5-3)$$

Kde: σ_o – maximální ohybové napětí v čepu [MPa]
 σ_D – dovolené normálové napětí materiálu čepu [MPa]
 $M_{o_{max}}$ – maximální ohybový moment [N · mm]
 W_o – modul průřezu čepu v ohybu [mm³]
 M_x – moment ve vetknutí (= $M_{o_{max}}$) [N · mm]
 d – průměr čepu [mm]

Výpočet velikosti reakčního momentu M_x vychází z momentové podmínky rovnováhy k bodu X:

$$\sum M_X = 0 : \frac{F_A}{2} \cdot (46,5 - 25) + \frac{F_A}{2} \cdot 46,5 - M_x = 0 \quad (8.5-4)$$

$$M_x = \frac{F_A}{2} \cdot (46,5 - 25) + \frac{F_A}{2} \cdot 46,5 = \frac{4974}{2} \cdot (21,5 + 46,5) \quad (8.5-4)$$

$$M_x \cong 169\,116 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (8.5-4)$$

$$\sigma_o = \frac{169116}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} \cong 215,3 < 246 \text{ MPa} \quad (8.5-3)$$

Kontrola čepu na otlak: - posouzen v nejkritičtějších místech z hlediska otláčení (ve styku ramen s čepem):

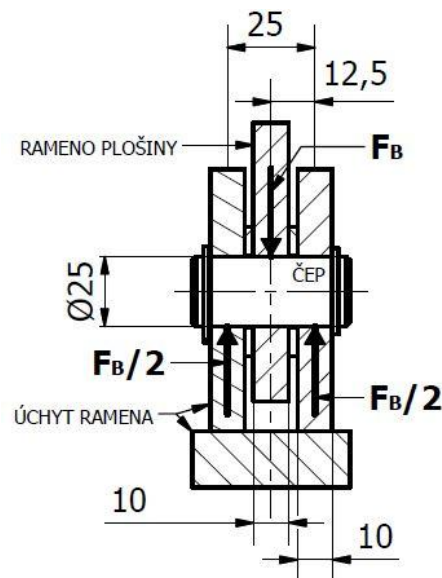
$$p = \frac{F_A}{S} = \frac{F_A}{l \cdot d} \leq p_D \quad (8.5-5)$$

Kde: p – tlak mezi ramenem a čepem [MPa]
 p_D – dovolený tlak pro materiál ramena [MPa]
 S – otláčovaná plocha [mm²]
 l – otláčovaná délka čepu [mm]
 d – průměr čepu [mm]

$$p = \frac{4974}{2 \cdot 10 \cdot 20} \cong 12,4 < 162 \text{ MPa} \quad (8.5-5)$$

Konstrukce čepového spoje v uzlu A **VYHOVUJE** svými parametry z hlediska namáhání na stříh, ohyb i otláčení.

8.5.2 Čep B



Obr. 8-38 Schéma uložení a zatížení čepu B

Kontrola čepu na stříh:

$$\tau_S = \frac{F_B}{S} = \frac{F_B}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_D \quad (8.5-6)$$

Kde: τ_S – smykové napětí v čepu [MPa]

S – průřez čepu [mm²]

τ_D – dovolené smykové napětí pro materiál čepu [MPa]

F_B – maximální síla zatěžující čep na stříh [N]

d – průměr čepu [mm]

$$\tau_S = \frac{38109}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} \cong 77,6 < 148 \text{ MPa} \quad (8.5-6)$$

Kontrola čepu na ohyb:

- dle zjednodušeného modelu nosníku na dvou podporách s maximálním ohybovým momentem pod zatěžující silou:

$$\sigma_O = \frac{M_{Omax}}{W_O} = \frac{\frac{F_B \cdot l_{ohyb}}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_D \quad (8.5-7)$$

Kde: σ_O – maximální ohybové napětí v čepu [MPa]

σ_D – dovolené normálové napětí pro mat. čepu [MPa]

M_{Omax} – maximální ohybový moment [N · mm]

W_O – modul průřezu čepu v ohybu [mm³]

F_B – síla zatěžující čep [N]

l_{ohyb} – vzdálenost podpor [mm]

d – průměr čepu [mm]

$$\sigma_O = \frac{\frac{38109 \cdot 25}{2}}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} \cong 155,3 < 246 \text{ MPa} \quad (8.5-7)$$

Kontrola čepu na otlak:
$$p^{1,2} = \frac{F_B}{S^{1,2}} = \frac{F_B}{l^{1,2} \cdot d_\xi} \leq p_D \quad (8.5-8)$$

Kde: p^1 – tlak mezi ramenem (uprostřed) a čepem [MPa]

p^2 – tlak mezi úchytem a čepem [MPa]

p_D – dovolený tlak pro materiál ramena [MPa]

$S^{1,2}$ – otláčovaná plocha [mm²]

$l^{1,2}$ – otláčovaná délka čepu [mm]

d – průměr čepu [mm]

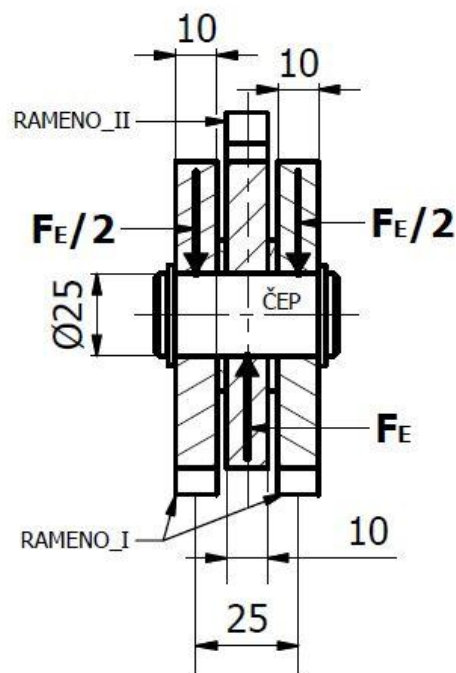
$$p^1 = \frac{F_B}{S^1} = \frac{F_B}{l^1 \cdot d_\xi} = \frac{38109}{10 \cdot 25} \cong 152,4 \text{ MPa} \quad (8.5-8)$$

$$p^2 = \frac{F_B}{S^2} = \frac{F_B}{l^2 \cdot d_\xi} = \frac{38109}{2 \cdot 10 \cdot 25} \cong 76,2 \text{ MPa} \quad (8.5-8)$$

$$p^2 < p^1 < p_D \rightarrow 76,2 < 152,4 < 162 \text{ MPa} \quad (8.5-8)$$

Konstrukce čepového spoje v bodě B **VYHOVUJE** svými parametry z hlediska namáhání na stříh, ohyb i otláčení.

8.5.3 Čep E



Obr. 8-39 Schéma uložení a zatížení čepu E

Kontrola čepu na stříh:
$$\tau_S = \frac{F_E}{S} = \frac{F_E}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_D \quad (8.5-9)$$

Kde: τ_S – smykové napětí v čepu [MPa]

S – průřez čepu [mm²]

τ_D – dovolené smykové napětí pro materiál čepu [MPa]

F_E – maximální síla zatěžující čep na stříh [N]

d – průměr čepu [mm]

$$\tau_S = \frac{38139}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} \cong 77,7 < 148 \text{ MPa} \quad (8.5-9)$$

Kontrola čepu na ohyb: - dle zjednodušeného modelu nosníku na dvou podporách s maximálním ohybovým momentem pod zatěžující silou:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{\frac{F_E \cdot l_{ohyb}}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_D \quad (8.5-10)$$

Kde: σ_o – maximální ohybové napětí v čepu [MPa]
 σ_D – dovolené normálové napětí pro mat. čepu [MPa]
 $M_{o_{max}}$ – maximální ohybový moment [N · mm]
 W_o – modul průřezu čepu v ohybu [mm³]
 F_E – síla zatěžující čep [N]
 l_{ohyb} – vzdálenost podpor [mm]
 d – průměr čepu [mm]

$$\sigma_o = \frac{\frac{38139 \cdot 25}{2}}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} \cong 155,4 < 246 \text{ MPa} \quad (8.5-10)$$

Kontrola čepu na otlak: $p^{1,2} = \frac{F_B}{S^{1,2}} = \frac{F_B}{l^{1,2} \cdot d_\xi} \leq p_D \quad (8.5-11)$

Kde: p^1 – tlak mezi prostředním ramenem (II) a čepem [MPa]
 p^2 – tlak mezi objímajícím ramenem (I) a čepem [MPa]
 p_D – dovolený tlak pro materiál ramena [MPa]
 $S^{1,2}$ – otláčovaná plocha [mm²]
 $l^{1,2}$ – otláčovaná délka čepu [mm]
 d – průměr čepu [mm]

$$p^1 = \frac{F_B}{S^1} = \frac{F_B}{l^1 \cdot d_\xi} = \frac{38139}{10 \cdot 25} \cong 152,6 \text{ MPa} \quad (8.5-11)$$

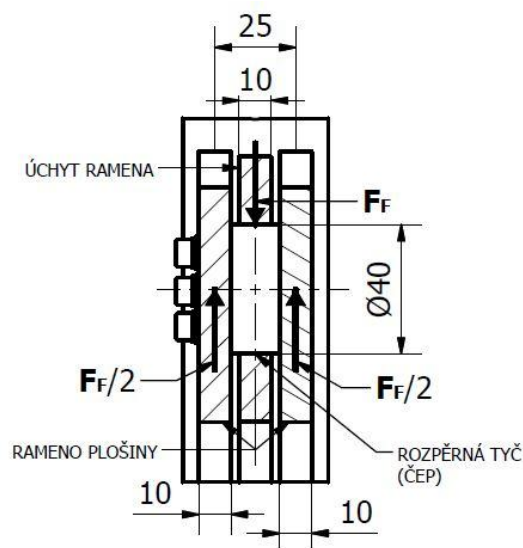
$$p^2 = \frac{F_B}{S^2} = \frac{F_B}{l^2 \cdot d_\xi} = \frac{38139}{2 \cdot 10 \cdot 25} \cong 76,3 \text{ MPa} \quad (8.5-11)$$

$$p^2 < p^1 < p_D \rightarrow 76,3 < 152,6 < 162 \text{ MPa} \quad (8.5-11)$$

Konstrukce čepového spoje v uzlu E **VYHOVUJE** svými parametry z hlediska namáhání na stříh, ohyb i otláčení.

8.5.4 Čep F

V případě tohoto uzlu se nejedná o standardní čepový spoj, nýbrž o část tyče o průměru 40 mm, která slouží jednak jako rozpěrný element mezi dvěma částmi ramena plošiny, ale také jako čep uložený v úchytné. Na rozdíl od ostatních čepových spojů však tento element ramenem neprochází, ale je s ním spojen pomocí pěti šroubů (viz následující schéma – Obr. 8-40).



Obr. 8-40 Schéma uložení ramena a zatížení v uzlu F

Kontrola čepu na střih:
$$\tau_S = \frac{F_F}{S} = \frac{F_F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_D \quad (8.5-12)$$

Kde: τ_S – smykové napětí v čepu [MPa]
 S – průřez čepu [mm²]
 τ_D – dovolené smykové napětí pro materiál čepu [MPa]
 F_F – maximální síla zatěžující čep na střih [N]
 d – průměr čepu [mm]

$$\tau_S = \frac{4181}{\frac{\pi \cdot 40^2}{4}} \cong 3,3 < 148 \text{ MPa} \quad (8.5-12)$$

Kontrola čepu na ohyb: - v tomto případě nebylo ohybové namáhání uvažováno z důvodu malého poměru délka/průměr tohoto „čepu“

Kontrola čepu na otlak: - namáhání otlakem pouze v místě styku čepu a úchyty ramena:

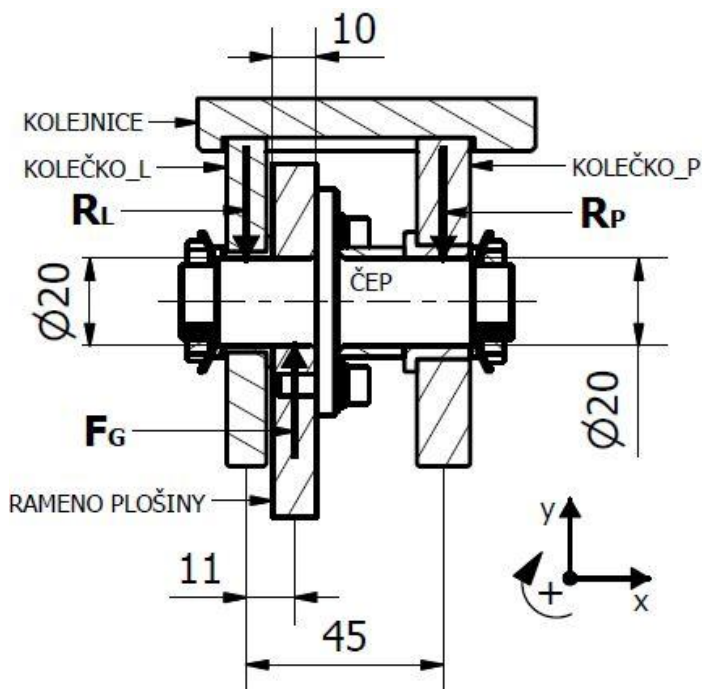
$$p = \frac{F_F}{S} = \frac{F_F}{l \cdot d} \leq p_D \quad (8.5-13)$$

Kde: p – tlak mezi úchytem a čepem [MPa]
 p_D – dovolený tlak pro materiál ramena [MPa]
 S – otláčovaná plocha [mm²]
 l – otláčovaná délka čepu [mm]
 d – průměr čepu [mm]

$$p = \frac{4181}{10 \cdot 40} \cong 10,5 < 162 \text{ MPa} \quad (8.5-13)$$

Konstrukce spoje v uzlu F **VYHOVUJE** svými parametry z hlediska namáhání na střih i otláčení.

8.5.5 Čep G



Obr. 8-41 Schéma uložení a zatížení čepu G

Kontrola čepu na stříh:
$$\tau_S = \frac{F_G}{S} = \frac{F_G}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_D \quad (8.5-14)$$

Kde: τ_S – smykové napětí v čepu [MPa]
 S – průřez čepu [mm²]
 τ_D – dovolené smykové napětí materiálu čepu [MPa]
 F_G – maximální síla zatěžující čep na stříh [N]
 d – průměr čepu [mm]

$$\tau_S = \frac{5220}{\frac{\pi \cdot 20^2}{4}} \cong 16,6 < 148 \text{ MPa} \quad (8.5-14)$$

Kontrola čepu na ohyb: - dle zjednodušeného modelu nosníku na dvou podporách s maximálním ohybovým momentem pod zatěžující silou:

$$\sigma_O = \frac{M_{o_{max}}}{W_O} = \frac{R_P \cdot (45-11)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_D \quad (8.5-15)$$

Kde: σ_O – maximální ohybové napětí v čepu [MPa]
 σ_D – dovolené normálové napětí materiálu čepu [MPa]
 $M_{o_{max}}$ – maximální ohybový moment [N · mm]
 W_O – modul průřezu čepu v ohybu [mm³]
 R_P – reakční síla působící v pravém kolečku [N]
 d – průměr čepu [mm]

- výpočet velikosti reakcí v kolečkách (R_L , R_P) byl proveden pomocí jedné složkové a jedné momentové podmínky rovnováhy:

$$\sum F_y = 0 : F_G - R_L - R_P = 0 \quad (8.5-16)$$

$$\sum M_L = 0 : R_P \cdot 45 - F_G \cdot 11 = 0 \quad (8.5-17)$$

$$R_P = \frac{F_G \cdot 11}{45} = \frac{5220 \cdot 11}{45} = 1276 \text{ N} \quad (8.5-17)$$

$$R_L = F_G - R_P = 5220 - 1276 = 3944 \text{ N} \quad (8.5-16)$$

$$\sigma_O = \frac{1276 \cdot (45-11)}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} \cong 55,2 < 246 \text{ MPa} \quad (8.5-15)$$

Kontrola čepu na otlak: - posouzen v nejkritičtějších místech z hlediska otláčení (ve styku ramena s čepem):

$$p = \frac{F_G}{S} = \frac{F_G}{l \cdot d} \leq p_D \quad (8.5-18)$$

Kde: p – tlak mezi ramenem a čepem [MPa]
 p_D – dovolený tlak pro materiál ramena [MPa]
 S – otláčovaná plocha [mm²]
 l – otláčovaná délka čepu [mm]
 d – průměr čepu [mm]

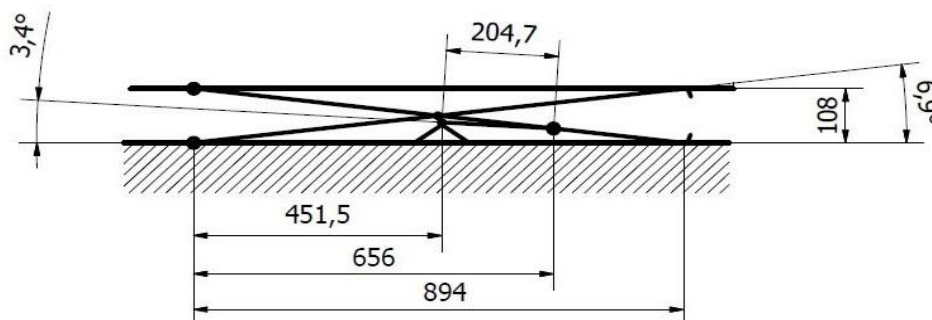
$$p = \frac{5220}{10 \cdot 20} \cong 26,1 < 162 \text{ MPa} \quad (8.5-18)$$

Konstrukce čepového spoje v uzlu G **VYHOVUJE** svými parametry z hlediska namáhání na střih, ohyb i otláčení.

8.6 Návrhové výpočty pohonu zdvižného mechanismu

Vzhledem k tomu, že jako pohon zdvižného mechanismu byla zvolena varianta využívající elektromotor jakožto zdroj hnací síly (momentu) a pohybový šroub s maticí k transformaci točivého pohybu na pohyb translační, bylo nutné nejprve provést výpočty pro dimenzování těchto členů hnacího ústrojí. Při výpočtu byla uvažována nejhorší možná situace pro pohon, tedy rozjezd plně naložené plošiny (hmotnost nákladu dle zadání - 700 kg) ze spodní polohy (viz následující obrázek – Obr. 8-42). Tato poloha zdvižného mechanismu byla pro výpočet zvolena ze dvou hlavních důvodů:

- jde o nejméně příznivou polohu z hlediska síly působící na pohybový šroub (viz statická analýza zdvižného mechanismu – kapitola 8.2)
- jde o polohu, ve které se předpokládá maximální zatížení plošiny



Obr. 8-42 Zjednodušené schéma nůžkového mechanismu ve spodní poloze

8.6.1 Kontrolní výpočet pohybového šroubu

Pro danou aplikaci byl zvolen pohybový šroub s rovnoramenným lichoběžníkovým (trapézovým) jednochodým závitem s označením **Tr 24x3**. Základní rozměry tohoto závitu potřebné pro výpočet jsou shrnuty v následující tabulce (Tbl. 8-9).

Tbl. 8-9 Parametry zvoleného trapézového závitu [zdroj informací: Strojnické tabulky, Leinveber, J., Vávra, P.]

Označení závitu	Jmenovitý průměr d [mm]	Střední průměr d_2 [mm]	Malý průměr d_3 [mm]	Rozteč (stoupání) P [mm]	Vrcholový úhel závitu β [°]
Tr 24x3	24	22,5	20,5	3	30

Výpočet axiálního zatížení šroubu

Jako axiální zatížení pohybového šroubu byla uvažována síla potřebná pro rozpohybování zdvižného mechanismu ze spodní polohy při maximálním zatížení. Jde o součet reakce vzniklé v místě uložení pohybové matice při zatížení mechanismu, setrvačné síly působící proti urychlení hmoty při rozjezdu ze spodní polohy a odporu působícího proti pohybu mechanismu (tření v čepových spojích, valivý odpor na kolečkách, atd.).

$$F_{AX} = F_D + F_S + F_O \quad (8.6-1)$$

Kde: F_{AX} – uvažovaná axiální síla v pohybovém šroubu [N]
 F_D – statická síla zatěžující šroub v místě uložení pohybové matice [N]
 F_S – setrvačný odpor působící proti pohybu zdvižného mechanismu [N]
 F_O – odpor proti pohybu zdvižného mechanismu (tření, valivý odpor,...) [N]

Statická zatěžující síla:

$$F_D = 37\,873 \text{ N (dle statické analýzy nůžkového mechanismu)} \quad (8.6-2)$$

Setrvačný odpor: - pro zjednodušení uvažován pouze jako součin zrychlení translačního pohybu plošiny a celkové urychlované hmotnosti (zanedbán obecný rovinný pohyb ramen nůžkového mechanismu)

$$F_S = (m_n + m_m) \cdot a \quad (8.6-3)$$

Kde: m_n – hmotnost nákladu (maximální nosnost) [kg]
 m_m – hmotnost zdvižného mechanismu (dle CAD modelu) [kg]
 a – předpokládané zrychlení pohybu nůžkového mechanismu [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
(voleno zrychlení $0,06 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$)

$$F_S = (700 + 145) \cdot 0,06 \cong 51 \text{ N} \quad (8.6-3)$$

Odpor proti pohybu: - uvažováno zjednodušeně jako 20% z výše uvedených sil

$$F_O = 0,2 \cdot (51 + 37873) \cong 7585 \text{ N} \quad (8.6-4)$$

$$F_{AX} = 37873 + 51 + 7585 = \mathbf{45\,509 \text{ N}} \quad (8.6-1)$$

Výpočet krouticího momentu na šroubu

Jelikož je pohybový šroub namáhán zatížením, které je kombinací tahu/tlaku a krutu, bylo nutné, mimo působící axiální sílu, stanovit také krouticí moment pohánějící šroub. Ten byl stanoven na základě následujícího vztahu:

$$M_k = F_{AX} \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot \mu} [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (8.6-5)$$

Kde: F_{AX} – uvažovaná axiální síla v pohybovém šroubu [N]
 P – rozteč (stoupání) závitu [m]
 μ – účinnost převodu pohybový šroub-matice [-]

Účinnost pohybového šroubu: - pro případ, že hnacím zatížením je točivý moment platí:

$$\mu = \frac{\text{tg}\alpha}{\text{tg}(\alpha + \rho)} \quad (8.6-6)$$

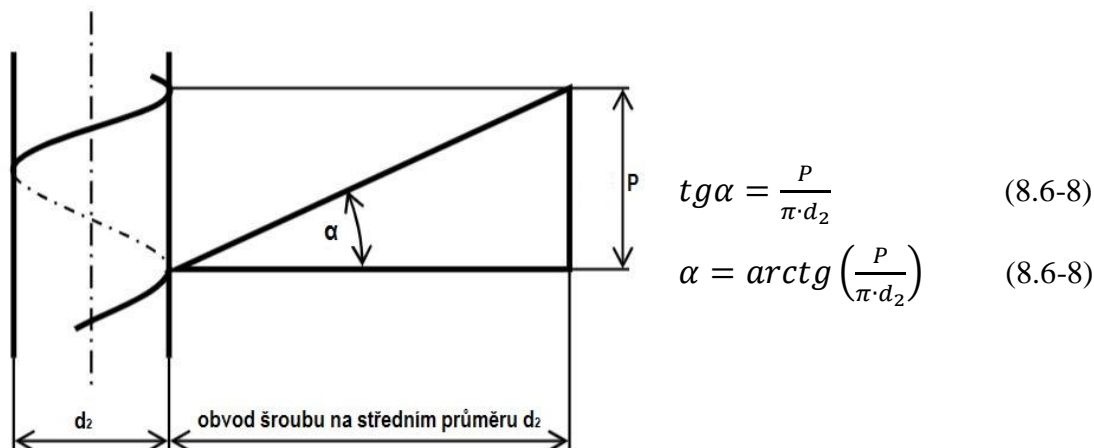
Kde: α – úhel stoupání závitu [°]
 ρ – třecí úhel pro lichoběžníkový závit [°]

$$\text{tg}\rho = \frac{f}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} \rightarrow \rho = \text{arctg}\left(\frac{f}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}\right) \quad (8.6-7)$$

Kde: f – součinitel smykového tření v závitu (ocel na ocel) [-]
 β – vrcholový úhel závitu [°]

$$\rho = \arctg\left(\frac{0,15}{\cos\left(\frac{30^\circ}{2}\right)}\right) \cong 8,8^\circ \quad (8.6-7)$$

Velikost úhlu stoupání závitu vychází z následujícího obrázku (Obr. 8-43):



$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (8.6-8)$$

$$\alpha = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) \quad (8.6-8)$$

Obr. 8-43 Odvození velikosti úhlu stoupání závitu pohybového šroubu

$$\alpha = \arctg\left(\frac{3}{\pi \cdot 22,5}\right) \cong 2,4^\circ \quad (8.6-8)$$

$$\mu = \frac{\operatorname{tg}(2,4)}{\operatorname{tg}(2,4+8,8)} \cong 0,21 \quad (8.6-6)$$

$$M_k = 45\,509 \cdot \frac{0,003}{2 \cdot \pi \cdot 0,21} \cong 103,5 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (8.6-5)$$

Stanovení napětí ve šroubu

Jelikož pohybový šroub je namáhán kombinací tahu/tlaku a krutu, je nutné stanovit tzv. redukované (srovnávací) napětí, které bude dále reprezentovat toto kombinované namáhání a bude srovnáváno s dovoleným napětím materiálu šroubu. Pro stanovení redukovaného napětí byla zvolena hypotéza HMM (někdy nazývaná také „von Mises“). Obecný vztah pro redukované napětí, stanovené na základě znalosti jednotlivých složek normálového (σ) a smykového (τ) napětí při prostorové napjatosti dle HMM, je uveden níže:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_z \cdot \sigma_x) + 3 \cdot (\tau_x^2 + \tau_y^2 + \tau_z^2)} \quad (8.6-9)$$

Pro případ napjatosti v pohybovém šroubu lze tento vztah zredukovat do následující podoby:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_D^2 + 3 \cdot (\tau_k^2)} \text{ [MPa]} \quad (8.6-9)$$

Kde: σ_D – tlakové (normálové) napětí ve šroubu [MPa]
 τ_k – krutové (tečné) napětí ve šroubu [MPa]

Tlakové napětí: $\sigma_D = \frac{F_{AX}}{S_j} \quad (8.6-10)$

Kde: F_{AX} – uvažovaná axiální síla v pohybovém šroubu [N]
 S_j – průřez jádra šroubu [mm²]

$$S_j = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (8.6-11)$$

Kde: d_3 - malý průměr závitu šroubu [mm]

$$S_j = \frac{\pi \cdot 20,5^2}{4} \cong 330 \text{ mm}^2 \quad (8.6-11)$$

$$\sigma_D = \frac{45\,509}{330} \cong 137,9 \text{ MPa} \quad (8.6-10)$$

Napětí od krutu: $\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (8.6-12)$

Kde: M_k – kroutící moment pohánějící šroub [N·mm]

W_k – modul průřezu v krutu [mm³]

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 20,5^3}{16} \cong 1692 \text{ mm}^3 \quad (8.6-13)$$

$$\tau_k = \frac{103500}{1692} = 61,2 \text{ MPa} \quad (8.6-12)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{137,9^2 + 3 \cdot (61,2^2)} \cong 173,9 \text{ MPa} \quad (8.6-9)$$

Kontrola napětí ve šroubu

Na základě výše uvedeného redukovaného napětí byla následně stanovena bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu šroubu, kterým je ocel s označením C45 (dle ČSN 12 050) v zušlechťeném stavu.

$$s_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} \quad (8.6-14)$$

Kde: s_k – bezpečnost vůči mezi kluzu [-]

σ_k - mez kluzu materiálu (odečtena z materiálového listu) [MPa]

$$s_k = \frac{430}{173,9} \cong 2,47 \quad (8.6-14)$$

Jelikož bezpečnost vůči mezi kluzu, stanovená na základě vypočteného kombinovaného namáhání pohybového šroubu, dosahuje hodnoty 2,47, lze zvolenou velikost šroubu považovat z hlediska namáhání v tlaku a krutu za **VYHOVUJÍCÍ**.

Výpočet minimální délky pohybové matice

Minimální délka matice byla stanovena na základě maximálního dovoleného tlaku v závitu. Maximální tlak byl určen na základě znalosti meze kluzu materiálu pohybové matice, kterým je ocel s označením S355 (dle ČSN 11 503).

$$p_D = 0,8 \cdot \sigma_D \quad (8.6-15)$$

Kde: p_D – dovolený tlak [MPa]

σ_D – dovolené normálové napětí materiálu [MPa]

$$\sigma_D = \frac{Re_{min}}{s_k} \quad (8.6-16)$$

Kde: Re_{min} – minimální mez kluzu materiálu [MPa]

s_k – koeficient bezpečnosti vůči mezi kluzu [-]

$$\sigma_D = \frac{345}{1,75} \cong 197,1 \text{ MPa} \quad (8.6-16)$$

$$p_D = 0,8 \cdot 197,1 \cong 157,7 \text{ MPa} \quad (8.6-15)$$

$$p_D \geq \frac{F_{AX} \cdot S_n}{k} = \frac{F_{AX} \cdot P}{k \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot l_m} \rightarrow l_m \geq \frac{F_{AX} \cdot P}{k \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} \quad (8.6-17)$$

Kde: F_{AX} – uvažovaná axiální síla v pohybovém šroubu [N]
 S_n – nosná plocha závitu [mm^2]
 k – koeficient zahrnující nepřesnosti vzniklé při výrobě závitu [-]
 P – stoupání (rozteč) závitu [mm]
 d_2 – střední průměr závitu [mm]
 H_1 – nosná výška závitu [mm]
 l_m – délka matice (závitů v matici) [mm]

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} \quad (8.6-18)$$

Kde: d – jmenovitý průměr závitu [mm]
 D_1 – vnitřní průměr matice [mm]

$$H_1 = \frac{24 - 21}{2} = 1,5 \text{ mm} \quad (8.6-18)$$

$$l_m \geq \frac{45 \cdot 509 \cdot 3}{0,75 \cdot \pi \cdot 22,5 \cdot 1,5 \cdot 157,7} \cong \mathbf{10,8 \text{ mm}} \quad (8.6-17)$$

Minimální délka pohybové matice z hlediska dovoleného tlaku v závitu byla na základě výše uvedeného výpočtu stanovena na cca **11 mm**.

Kontrola namáhání pohybového šroubu na vzpěr

Jelikož pohybový šroub přináleží do skupiny dlouhých, štíhlých součástí (výrazně větší délka ve srovnání s průměrem), je potřeba u něho provést kontrolu namáhání na vzpěr.

Stanovení štíhlostního poměru šroubu: $\lambda = \frac{l}{i} \quad (8.6-19)$

Kde: l – maximální délka šroubu mezi uložením a maticí [mm]
 i – poloměr setrvačnosti [mm]

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot d_3^4 \cdot 4}{64 \cdot \pi \cdot d_3^2}} = \sqrt{\frac{d_3^2}{16}} = \frac{d_3}{4} \quad (8.6-20)$$

Kde: J_{min} – minimální kvadratický moment průřezu šroubu [mm^4]
 A – minimální průřez šroubu [mm^2]
 d_3 – malý průměr závitu šroubu [mm]

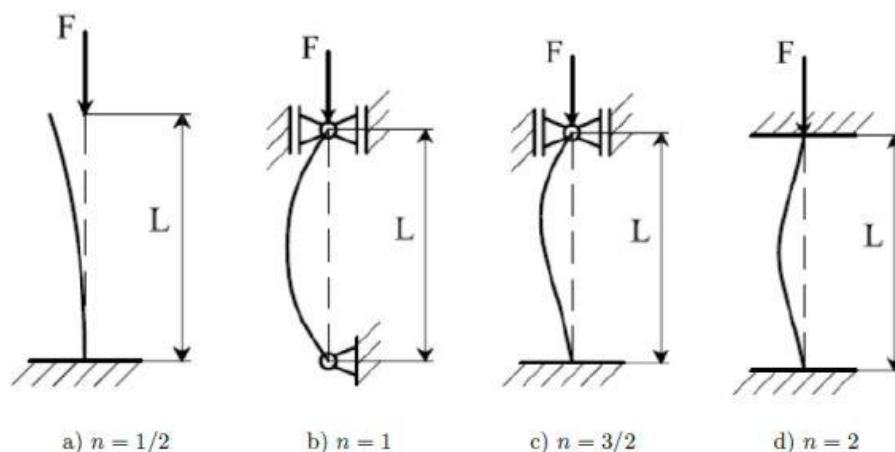
$$i = \frac{20,5}{4} \cong 5,13 \text{ mm} \quad (8.6-20)$$

$$\lambda = \frac{178,4}{5,13} \cong 34,8 \text{ mm} \quad (8.6-19)$$

Stanovení mezního štíhlostního poměru: - jedná se o štíhlostní poměr, který určuje hranici mezi Eulerovou a Tetmayerovou teorií vzpěru
- vychází z meze úměrnosti materiálu šroubu

$$\lambda_{mez} = \sqrt{\frac{n \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_u}} \quad (8.6-21)$$

Kde: n – součinitel způsobu uložení šroubu (viz obrázek – Obr. 8-44) [-]
 E – Youngův modul pružnosti v tahu materiálu šroubu [MPa]
 σ_u – meze úměrnosti materiálu šroubu [MPa]
(odhadnuta na základě znalosti meze kluzu)



Obr. 8-44 Volba koeficientu „n“ pro výpočet vzpěru na základě způsobu uložení šroubu [40]

Pohybový šroub, určený pro pohon nůžkového zdvižného mechanismu, je navržen s uložením v radiální ložiscích na jedné straně, přičemž druhý konec šroubu je uložen letmo. Jedná se tedy o první situaci na výše uvedeném obrázku (Obr. 8-44 - situace „a“). Zvolena tedy byla hodnota koeficientu $n = 0,5$.

$$\lambda_{mez} = \sqrt{\frac{0,5 \cdot \pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{280}} \cong 60,8 \quad (8.6-21)$$

Výpočet kritické síly:

Jelikož pro daný pohybový šroub platí, že $\lambda_{mez} > \lambda$, byl výpočet kritické síly (tedy síly, při které dochází ke vzpěru šroubu) proveden dle Tetmayerovy metody.

$$\sigma_{krit} = \frac{F_{krit}}{A} = a - b \cdot \lambda \rightarrow F_{krit} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot (a - b \cdot \lambda) \quad (8.6-22)$$

Kde: F_{krit} – kritická síla vzpěru [N]
 A – minimální průřez šroubu [mm²]
 a, b – materiálové konstanty volené dle následující tabulky – Tbl. 8-10 [MPa]
 λ – štíhlostní poměr šroubu [-]

Materiál	a [MPa]	b [MPa]
Ocel	320	1,2
Litina	776	12

Tbl. 8-10 Hodnoty materiálových konstant pro Tetmayerovu metodu výpočtu
[zdroj hodnot: Přednášky Pružnost a pevnost, VŠB-TUO]

$$F_{krit} = \frac{\pi \cdot 20,5^2}{4} \cdot (320 - 1,2 \cdot 34,8) \cong \mathbf{91\ 837\ N} \quad (8.6-22)$$

$$\text{Stanovení bezpečnosti proti vzpěru: } s_{vz} = \frac{F_{krit}}{F_{AX}} \quad (8.6-23)$$

Kde: s_{vz} – součinitel bezpečnosti proti vzpěru šroubu [-]
 F_{krit} – kritická síla vzpěru [N]
 F_{AX} – uvažovaná axiální síla v pohybovém šroubu [N]

$$s_{vz} = \frac{91837}{45509} \cong \mathbf{2,02} \quad (8.6-23)$$

Jelikož bezpečnost navrženého pohybového šroubu byla vyčíslena na hodnotu 2,02, lze tuto součást z hlediska vzpěru prohlásit za **VYHOVUJÍCÍ**.

Ověření samosvornosti trapézového závitu

Samosvornost závitu pohybového šroubu je u zdvihacích mechanismů využívána jako zajištění proti samovolnému spouštění břemene. Trapézový závit je považován za samosvorný, pokud platí, že třecí úhel (ρ) je větší, než úhel stoupání závitu (α). Pro případ navrženého šroubu platí: $\rho > \alpha$, jelikož $\rho = 8,8^\circ$; $\alpha = 2,4^\circ$, a lze ho proto považovat za **SAMOSVORNÝ**.

8.6.2 Návrhový výpočet motoru a převodovky

Pro pohon nůžkového zdvihacího mechanismu bylo nutné navrhnout elektromotor a převodovku tak, aby svými parametry zajišťovaly požadované vlastnosti zdvihu plošiny a aby bylo zároveň možné tyto součásti zakomponovat do disponibilního prostoru mezi rámem vozíku a zdvižnou plošinou ve spodní poloze.

Pro danou aplikaci pohonu byly, po konzultaci se zadavatelem práce, zvoleny motory a převodovky od společnosti TRANSTECNO, jejichž distribuci v České republice zajišťuje společnost RAVEO s.r.o.

Stanovení potřebného momentu na výstupu z převodovky

Jako moment, kterého je potřeba dosáhnout na výstupu z převodovky (M_2), byl při návrhu uvažován krouticí moment, jež byl stanoven při výpočtu pohybového šroubu (viz kapitola 8.6.1). Jeho hodnota byla navíc navýšena o tzv. „servisní koeficient“ (s_{serv}) pro dosažení dostatečné životnosti pohonu (navýšení velikosti uvažovaného potřebného momentu o 15%).

$$M_2 = M_k \cdot s_{serv} \quad (8.6-24)$$

Kde: M_2 – potřebný výstupní moment z převodovky [N·m]
 M_k – krouticí moment na pohybovém šroubu [N·m]
 s_{serv} – servisní koeficient [-]

$$M_2 = 103,5 \cdot 1,15 \cong \mathbf{119\ N \cdot m} \quad (8.6-24)$$

Volba motoru

Vzhledem k tomu, že motor pohonu bude napájen z akumulátoru o nominálním napětí 25,6 V, byl zvolen stejnosměrný (DC) motor s napájecím napětím 24 V. Konkrétně byla vybrána řada kartáčových stejnosměrných motorů s permanentními magnety s označení „EC“.

Jelikož vypočtený krouticí moment na výstupu z převodovky je poměrně vysoký, byl zvolen motor s nejvyšším výkonem z této řady s označením **EC 600.240BR S2 30'**. Parametry tohoto motoru jsou uvedeny na následujícím obrázku z katalogu výrobce.

EC600.120 - EC600.240

Caratteristiche

Features

Costruzione	Tubolare, senza ventilazione	Construction	Tubular, without fan
Grandezza	Ø 110 mm	Size	Ø 110 mm
Potenza	800 W S2 (600 W S1)	Power	800 W S2 (600 W S1)
Magneti	4	Magnets	4
Supporti	Cuscinetti a sfera	Bearings	Ball bearings
Fori di montaggio	8	Mounting holes	8
Alimentazione	Bassa tensione, 12 o 24 Vcc	Power supply	Low voltage, 12 or 24 Vdc
Spazzole	N° 4 di composto grafite-rame	Brushes	4 brushes made of graphite/copper composite
Dimensione spazzole	LxPxH = 18.9 x 9.5 x 16.7 mm	Brushes size	LxPxH = 18.9 x 9.5 x 16.7 mm
Terminali	2 con doppio dado di fissaggio	Leads terminals	2, with double nut
Freno	Elettromagnetico	Brake	Electromagnetic

Tipo Type	S	Pn [W]	V [V]	I [A]	IC	FF	Mn [Nm]	n ₁ [min ⁻¹]	IP	Kg
EC600.120	S1	600	12	71	F	1	1.91	3000	40	6.6
	S2 30'	800		94.4			2.54			
EC600.240	S1	600	24	35.5			1.91		40	7.1
	S2 30'	800		47.2			2.54			

Obr. 8-45 Parametry zvoleného motoru [41]

Výpočet a volba převodovky

Vzhledem k vysokému poměru požadovaného krouticího momentu za převodovkou (M_2) a nominálního momentu na výstupu z motoru (M_n), jehož hodnotu lze vyčíst z výše uvedeného obrázku ($M_n = 2,54 \text{ N}\cdot\text{m}$), byla pro tuto aplikaci zvolena třístupňová planetová převodovka z řady přímých planetových převodovek s označením „P“. Právě třístupňové planetové převodovky umožňují dostatečně vysoký převod při zachování přijatelných zástavbových rozměrů. Pro volbu konkrétního typu převodovky bylo nutné, na základě znalosti požadovaného krouticího momentu, stanovit potřebný převodový poměr.

Výpočet požadovaného převodového poměru:
$$i_{pož} = \frac{n_1}{n_2} \quad (8.6-25)$$

Kde: $i_{pož}$ – požadovaný převodový poměr převodovky [-]
 n_2 – otáčky na výstupu z převodovky [ot/min]
 n_1 – otáčky motoru (z katalogu – viz Obr. 8-45) [ot/min]

$$P_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot M_2}{60} \rightarrow n_2 = \frac{60 \cdot P_2}{2 \cdot \pi \cdot M_2} \quad (8.6-26)$$

Kde: P_2 – výkon na výstupu z převodovky [W]
 n_2 – otáčky na výstupu z převodovky [ot/min]
 M_2 – potřebný výstupní moment z převodovky [N·m]

$$P_2 = P_1 \cdot \mu_p \quad (8.6-27)$$

Kde: P_2 – výkon na výstupu z převodovky [W]
 P_1 – výkon motoru (z katalogu motoru – Obr. 8-45) [W]
 μ_p – účinnost převodovky (z katalogu planetových převodovek) [-]

$$P_2 = 800 \cdot 0,7 = 560 \text{ W} \quad (8.6-27)$$

$$n_2 = \frac{60 \cdot 560}{2 \cdot \pi \cdot 119} \cong 45 \text{ ot/min} \quad (8.6-26)$$

$$i_{pož} = \frac{3000}{45} \cong 66,7 \quad (8.6-25)$$

Volba převodovky: - konkrétní typ převodovky byl volen na základě znalosti vstupních otáček z motoru (n_1), požadovaného převodového poměru ($i_{požad}$) a požadovaného výstupního momentu z převodovky (M_2)

Ns	i	Mn ₂ [Nm]													
		P42		P52		P62		P72		P81		P105		P120	
		3000 rpm	1400 rpm	3000 rpm	1400 rpm	3000 rpm	1400 rpm	3000 rpm	1400 rpm	3000 rpm	1400 rpm	3000 rpm	1400 rpm	3000 rpm	1400 rpm
3	50.89													300	384
	58.85													—	—
	68.06													—	—
	71.16													—	—
	78.71													—	—
	92.70													300	384
	95.17													—	—
	99.50													—	—
	107.20													—	—
	115.07	15	19	25	32	50	64	84	107	120	154	195	250	—	—
	123.97													—	—
	129.62													—	—
	139.13													—	—
	149.90													—	—
	168.84													300	384
	181.24													—	—
195.26													—	—	
236.09													—	—	
307.54													300	384	

Obr. 8-46 Parametry třístupňových planetových převodovek řady "P" [42]

Na základě výše uvedeného byla zvolena převodovka s označením **P81** s převodovým poměrem **68,06**.

Stanovení doby zdvihu

Na základě znalosti převodového poměru zvolené převodovky lze vycílit výstupní otáčky na pohybovém šroubu, které vypovídají o rychlosti zdvihu plošiny.

$$\text{Výpočet otáček pohybového šroubu: } n_2 = \frac{n_1}{i_p} \quad (8.6-28)$$

Kde: n_2 – otáčky pohybového šroubu (na výstupu z převodovky) [ot/min]
 n_1 – otáčky motoru [ot/min]
 i_p – převodový poměr zvolené převodovky [-]

$$n_2 = \frac{3000}{68,06} \cong 44 \text{ ot/min} \quad (8.6-28)$$

$$\text{Stanovení doby zdvihu: } t_z = \frac{z_p}{z_m} \quad (8.6-29)$$

Kde: t_z – doba zdvihu [min]
 z_m – minutový zdvih [mm/min]
 z_p – požadovaný zdvih (výsun pohybového šroubu) [mm]

$$z_m = n_2 \cdot P \quad (8.6-30)$$

Kde: n_2 – otáčky pohybového šroubu [ot/min]
 (na výstupu z převodovky)
 P – stoupání (rozteč) závitu [mm]

$$z_m = 44 \cdot 3 = 132 \text{ mm} \quad (8.6-30)$$

Požadovaný zdvih (výsun pohybového šroubu nutný pro zdvih plošiny) určíme z rozdílu délky šroubu mezi pohonem a trapézovou maticí ve spodní a horní poloze (dle CAD modelu).

$$z_p = l_d - l_h \quad (8.6-31)$$

Kde: z_p – požadovaný zdvih (výsun pohybového šroubu) [mm]
 l_d – vzdálenost pohonu od matice v dolní poloze [mm]
 l_h – vzdálenost pohonu od matice v horní poloze [mm]

$$z_p = 178,4 - 85,7 = 92,7 \text{ mm} \quad (8.6-31)$$

$$t_z = \frac{92,7}{132} \cong 0,7 \text{ min} = 42 \text{ s} \quad (8.6-29)$$

Skutečná doba zdvihu:



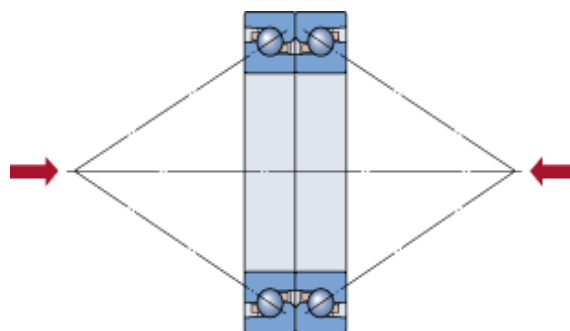
Obr. 8-47 Grafické zobrazení předpokládaného průběhu otáček pohybového šroubu během zdvihu

Z výše uvedeného grafu plyne, že ve skutečnosti bude zdvih plošiny trvat o něco déle, než bylo stanoveno výše uvedeným výpočtem, neboť čas zdvihu bude ovlivněn náběhem elektromotoru na provozní otáčky a také jeho doběhem. V případě, že by byl uvažován výše uvedený průběh s lineárním náběhem a doběhem otáček během jedné vteřiny, byla by skutečná doba zdvihu cca **43 s** (stanoveno na základě průměrných otáček pohybového šroubu během zdvihu). Jelikož zadáním byla maximální doba zdvihu plošiny omezena na 1 min, lze navržený pohon z tohoto hlediska považovat za **VYHOVUJÍCÍ**.

8.6.3 Volba ložiska pro uložení pohybového šroubu

Jak již bylo zmíněno výše, pohybový šroub bude v tomto případě uložen na jedné straně ve dvojici radiální ložisek, druhý konec pak bude uložen letmo. Při dimenzování uložení pohybového šroubu je potřeba klást největší důraz na axiální zatížení ložisek, které je v těchto aplikacích výrazně vyšší než zatížení radiální. Proto byla pro uložení pohybového šroubu zvolena dvě kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Ta se vyznačují tím, že mají vzájemně přesazené oběžné dráhy vnějšího a vnitřního kroužku ve směru osy ložiska, čímž se výrazně zvyšuje jejich axiální únosnost ve srovnání s běžnými kuličkovými ložisky.

Ložiska budou v uložení uspořádána zády k sobě (tzv. do „O“). To znamená, že spojnice stykových bodů na vnějším a vnitřním kroužku se rozbíhají směrem od dvojice ložisek (viz následující obrázek - Obr. 8-48). Toto uspořádání umožňuje přenášení obousměrného axiálního zatížení, přičemž v každém směru přenáší zatížení vždy pouze jedno z ložisek.



Obr. 8-48 Uspořádání ložisek zády k sobě (do "O") [43]

Pro danou aplikaci bylo zvoleno ložisko od dodavatele SKF s označením **7308 BEGAM**, které (mimo jiné) odpovídá i požadavkům na zástavbové rozměry. Základní parametry zvoleného ložiska (dle katalogu) jsou zobrazeny na následujícím obrázku (Obr. 8-49).

7308 BEGAM		Data výpočtu		
Rozměry		Základní dynamická únosnost	C	50 kN
		Základní statická únosnost	C ₀	32.5 kN
d	40 mm	Mezní únavové zatížení	P _u	1.37 kN
D	90 mm	Referenční otáčky		9500 r/min
B	23 mm	Mezní otáčky		12000 r/min
d ₁	≈ 59.7 mm	Dvojice ložisek uspořádaná zády k sobě (do „O“) nebo čely k sobě (do „X“)		
d ₂	≈ 49.55 mm	Výpočtový součinitel	X	0.57
D ₁	≈ 71.6 mm	Výpočtový součinitel	Y ₀	0.52
a	39 mm	Výpočtový součinitel	Y ₁	0.55
r _{1,2}	min. 1.5 mm	Výpočtový součinitel	Y ₂	0.93
r _{3,4}	min. 1 mm	Výpočtový součinitel	e	1.14
Hmotnost				
Hmotnost ložiska	0.68 kg			

Obr. 8-49 Parametry a výpočtové součinitele ložiska SKF 7308 BEGAM [44]

Výpočet trvanlivosti ložiska

Jelikož radiální zatížení ložiska v uložení šroubu je zanedbatelně malé ve srovnání se zatížením axiálním, bylo při výpočtu trvanlivosti počítáno pouze se zatížením v axiálním směru. Jakožto axiální zatížení byla pak uvažována síla působící na pohybový šroub při maximálním zatížení plošiny ve spodní poloze (síla F_D), vycházející ze statické analýzy nůžkového mechanismu (viz kapitola 8.2).

$$L_H = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^k \quad (8.6-32)$$

Kde: L_H – hodinová životnost ložiska [hod]
 n – otáčky uloženého hřídele (pohybového šroubu) [ot/min]
 C – dynamická únosnost ložiska [kN]
 P – ekvivalentní zatížení ložiska [kN]
 k – exponent rovnice trvanlivosti [-]
(3 – pro ložiska s bodovým stykem,
10/3 pro ložiska s čárovým stykem)

Protože ve výpočtu je uvažováno pouze s axiálním zatížením ložiska, byl pro stanovení ekvivalentního zatížení ložiska (P) využit následující vztah (dle katalogu výrobce):

$$P = X \cdot F_r + Y_2 \cdot F_A \quad (8.6-33)$$

Kde: P – ekvivalentní zatížení ložiska [kN]
 X, Y_2 – výpočtové součinitele (dle katalogu) [-]
 F_r – radiální zatížení ložiska (zde zanedbáno) [kN]
 F_A – axiální zatížení ložiska [kN]

$$P = 0,57 \cdot 0 + 0,93 \cdot 38 = 35,34 \text{ kN} \quad (8.6-33)$$

$$L_H = \frac{10^6}{60 \cdot 44} \cdot \left(\frac{50}{35,34}\right)^3 \cong \mathbf{1072 \text{ hod}} \quad (8.6-32)$$

Na základě znalosti doby zdvihu lze hodinovou trvanlivost převést na počet zdvihů nůžkového mechanismu.

$$L_Z = \frac{L_H \cdot 60^2}{t_{zs}} \quad (8.6-34)$$

Kde: L_Z – trvanlivost ložiska na počet zdvihů [-]
 L_H – hodinová trvanlivost ložiska [hod]
 t_{zs} – skutečná doba zdvihu [s]

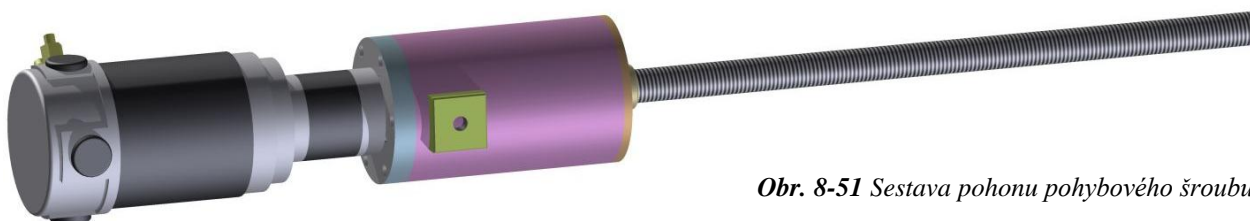
$$L_Z = \frac{1072 \cdot 60^2}{43} = \mathbf{89\ 748 \text{ zdvihů}} \quad (8.6-34)$$

Jelikož zdvih plošiny bude dle zadání probíhat přibližně 2x za hodinu (v případě plného časového vytížení vozíku), lze výše vypočtenou trvanlivost ložiska považovat za **VYHOVUJÍCÍ**.

8.7 Konstrukční návrh pohonu zdvižného mechanismu

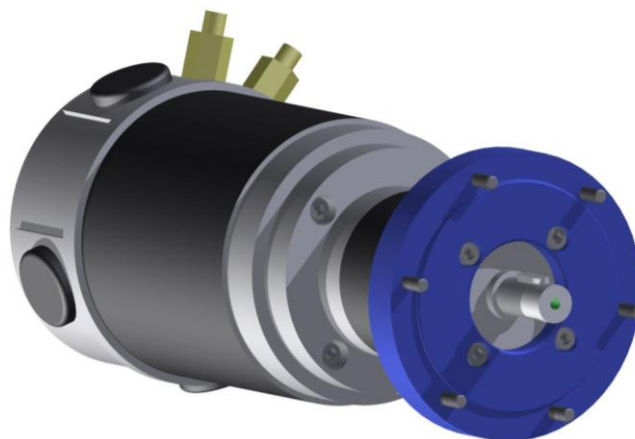
8.7.1 Pohon pohybového šroubu

Na základě výše uvedených výpočtů a volby hlavních komponent pro pohon pohybového šroubu (viz kapitola 8.6) byla navržena konkrétní podoba tohoto konstrukčního celku, jejíž 3D model je zobrazen na následujícím obrázku (Obr. 8-50).

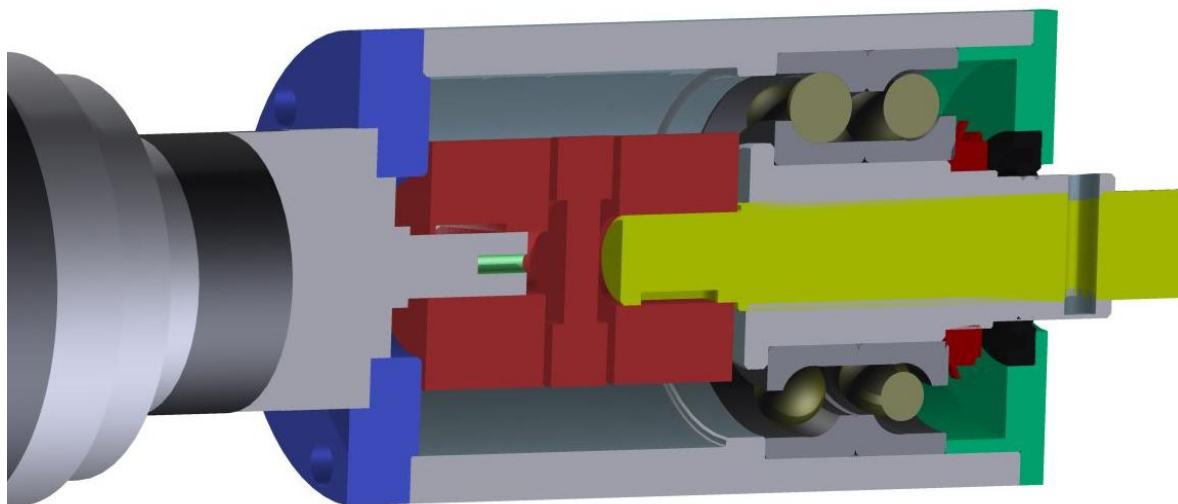


Obr. 8-51 Sestava pohonu pohybového šroubu

Základem této sestavy je motor s převodovkou (na obrázku vlevo). V tomto případě se jedná o set motoru a třístupňové planetové převodovky od společnosti TRANSTECNO. Obě tyto komponenty budou dodány v jednom celku (převodovka s motorem spojena přes přírubu pomocí 4 šroubů). Převodovka je v sestavě upevněna tak, že je čelem přišroubována k zadnímu víku domku uložení pomocí 4 šroubů, jejichž hlava je zapuštěna do materiálu víka uvnitř domku (viz Obr. 8-51). Vlastní víko je spojeno s domkem uložení taktéž pomocí šroubů po obvodu. V závitech, vytvořených v plochých návarcích po obou stranách domku uložení (na obrázku – Obr. 8-50 jsou návarky zobrazeny béžovou barvou), budou upevněny čepy, pomocí kterých bude celá sestava pohonu kyvně uložena v držácích na rámu vozíku. Uvnitř domku uložení se pak budou nacházet další významné součásti sestavy pohonu pohybového šroubu (viz řez domkem - Obr. 8-52).

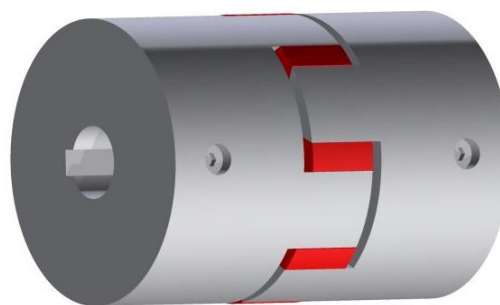


Obr. 8-50 Způsob upevnění motoru s převodovkou k zadnímu víku domku uložení



Obr. 8-52 Řez domkem uložení pohonu zdvižného mechanismu

Na výše uvedeném řezu domkem uložení je možné vidět, že kroučící moment je z převodovky na pohybový šroub přenášen přes hřídelovou spojku (v řezu spojka zobrazena červeně). Jedná se konkrétně o pružnou bezvůlovou spojku řady KBE1. Tyto spojky jsou tvořeny dvěma hliníkovými náboji propojenými pružným věncem z polyuretanu, který umožňuje tlumení vibrací a zároveň vyrovnání nesouososti vstupní a výstupní hřídele. Moment mezi nábojem a hřídelí je zde přenášen pomocí perového spoje, axiálnímu posuvu náboje je zamezeno stavěcími šrouby. Konkrétní velikost spojky byla volena na základě max. točivého momentu omezeného výrobcem (dle katalogu).



Obr. 8-53 Bezvůlová pružná spojka řady KBE1

Uložení pohybového šroubu je realizováno pomocí dvou kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem (viz kapitola 8.6.3), která jsou spolu se spojkou umístěna uvnitř domku uložení. Na konec pohybového šroubu je našroubovaná speciální matice s trapézovým závitem (v řezu tato matice zobrazena šedou barvou), jejíž poloha na šroubu je zajištěna pomocí kolíku (otáčky šroubu jsou proto spjaté s otáčkami této matice). Na vnějším průměru matice je vytvořena plocha, určená pro uložení ve vnitřních kroužcích zmíněných ložisek. Přenos axiálních sil na vnitřní kroužky ložisek je pak realizován na jedné straně přes osazení vytvořené na vnějším obvodu matice, a na straně druhé pomocí pojistné KM matice a MB podložky upevněných na závitu, vytvořeném taktéž na vnější straně trapézové matice. Z ložisek jsou dále vedeny axiální síly na jedné straně do osazení vytvořeného uvnitř domku, a na straně druhé do předního víka domku (na obrázku řezu zelenou barvou). V případě potřeby může být mezi přední víko domku a vnější kroužek ložiska umístěn navíc kroužek vymezující vůli mezi těmito součástmi.

Celý vnitřní prostor domku uložení je utěsněn na zadní straně skříní planetové převodovky a na straně přední pomocí hřídelového těsnicího kroužku řady HSMA od dodavatele SKF (těsnění v řezu zobrazeno černou barvou). Tento kroužek je usazen (dle požadavků uvedených v katalogu dodavatele) v předním víku domku uložení. Díky tomuto opatření je celý vnitřní prostor domku chráněn proti vniku nečistot.



Obr. 8-54 Hřídelový těsnicí kroužek řady HSMA [45]

Pohybový šroub mechanismu bude vytvořen z nakupované trapézové tyče, s požadovanou velikostí lichoběžníkového závitu (viz kapitola 8.6.1), vyrobené z oceli s označením C45 (dle ČSN 12 050). Po zaříznutí této tyče na požadovanou délku (587 mm) bude na jednom konci závit z tyče odebrán soustružením, tím bude vytvořena válcová část o průměru 20 mm, určená pro usazení šroubu do náboje hřídelové spojky. Dále budou na šroubu obrobena další prvky (drážka pro pero apod.).



Obr. 8-55 Pohybový šroub pohonu

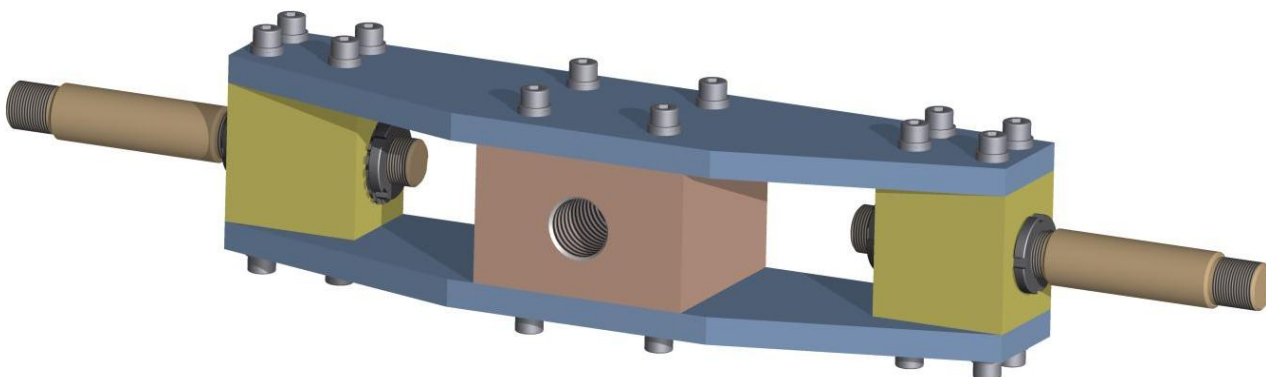
8.7.2 Pohybová matice

Pohybová (trapézová) matice je další velmi významnou komponentou sestavy pohonu. Spolu s pohybovým šroubem zajišťuje transformaci rotačního pohybu generovaného elektromotorem na posuvný pohyb ramen, který je nůžkovým mechanismem dále převáděn na zdvih plošiny. Mimo to také konstrukce matice slouží jako vazba mezi rameny zdvihacího mechanismu, zajišťující jeho větší stabilitu.

Při návrhu této součásti byly uvažovány následující dvě možnosti, jak tento konstrukční uzel řešit:

1. využití nakupované trapézové matice s přírubou (pomocí příruby upevnění matice ke zbytku konstrukce)
2. pohybová matice vlastní konstrukce

Z důvodu omezeného disponibilního prostoru pro konstrukci matice při spodní poloze nůžkového mechanismu byla zvolena druhá z výše uvedených variant (vlastní, prostorově úsporná konstrukce matice). Mimo omezený zástavbový prostor byl návrh matice omezen také minimální délkou závitu, stanovenou výpočtem na 11 mm (viz kapitola 8.6.1). Dále bylo při návrhu pohybové matice dbáno zejména na dosažení potřebné tuhosti této konstrukce. Výsledný konstrukční návrh je reprezentován následujícím obrázkem (Obr. 8-56)



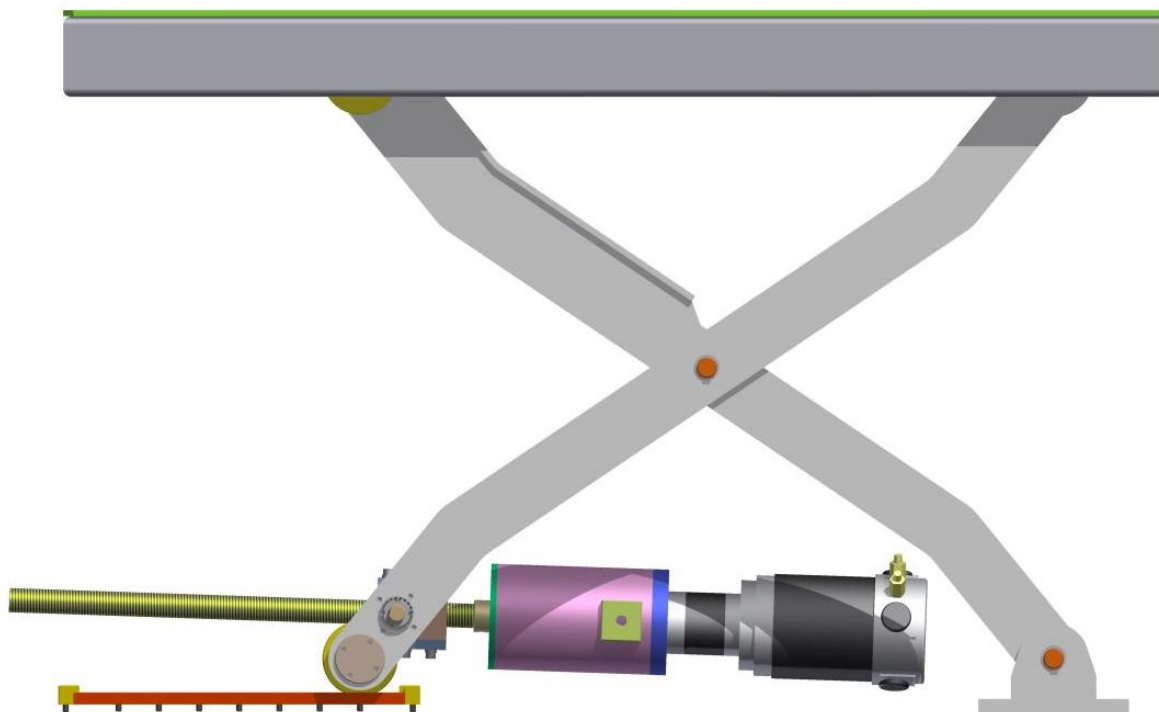
Obr. 8-56 Sestava navržené pohybové matice

Navržená sestava matice se skládá ze tří ocelových kvádrů, přičemž dva krajní kvádry slouží pro upevnění čepů, zatímco v prostředním kvádru je vytvořen otvor s trapézovým závitem pro pohybový šroub. Všechny tři kvádry jsou propojeny dvěma výpalky z plechu tloušťky 10 mm, které jsou ke každému z nich připevněny čtyřmi šrouby velikosti M6.

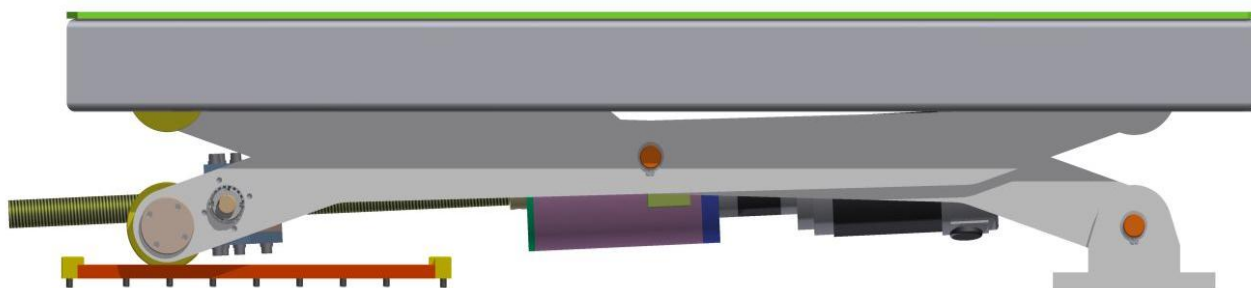
Celá konstrukce matice je kyvně uložena v ramenech nůžkového mechanismu pomocí čepů (čepy uloženy v kluzných pouzdrech uvnitř vložky ramena – viz Obr. 8-36). Na zmíněných čepích jsou po obou stranách vytvořeny jemné závity s drážkou pro zajištění jejich příčné polohy pomocí pojistných KM matic a MB podložek. Upevnění čepů pomocí KM matic po obou stranách bočních kvádrů také umožňuje seřízení polohy matice v příčném směru při montáži zdvihacího mechanismu tak, aby svou polohou odpovídala poloze uložení pohybového šroubu.

8.8 Zdvihací mechanismus v krajních polohách

Na následujících dvou obrázcích je znázorněn boční pohled na 3D model kompletního nůžkového mechanismu, včetně sestavy pohonu při jeho horní a spodní poloze (rozdíl mezi výškou stolu v horní a dolní poloze - 460 mm).



Obr. 8-57 Horní poloha zdvižného mechanismu



Obr. 8-58 Spodní poloha zdvižného mechanismu

9 Návrh podvozku vozíku

Základním stavebním prvkem každého manipulačního vozíku je jeho podvozek. Jde o část konstrukce, na kterou je následně vázána většina výzbroje vozíku (komponenty pohonu, řízení, další výstroje). Proto je při návrhu konstrukce podvozku nutné uvažovat všechny tyto související součásti.

Podvozek vozíku (navrhovaného v rámci této diplomové práce) bylo nutné vytvořit tak, aby byly splněny požadavky stanovené v rámci specifikace požadavků (viz kapitola 7.3). Při návrhu tak muselo být uvažováno např.:

- maximální vnější rozměry vozíku – 1500x900 mm
- maximální dovolená hmotnost vozíku – 750 kg
- požadavek na zajištění maximální možné manévrovatelnosti vozíku

atd.

9.1 Původní varianty konstrukce podvozku

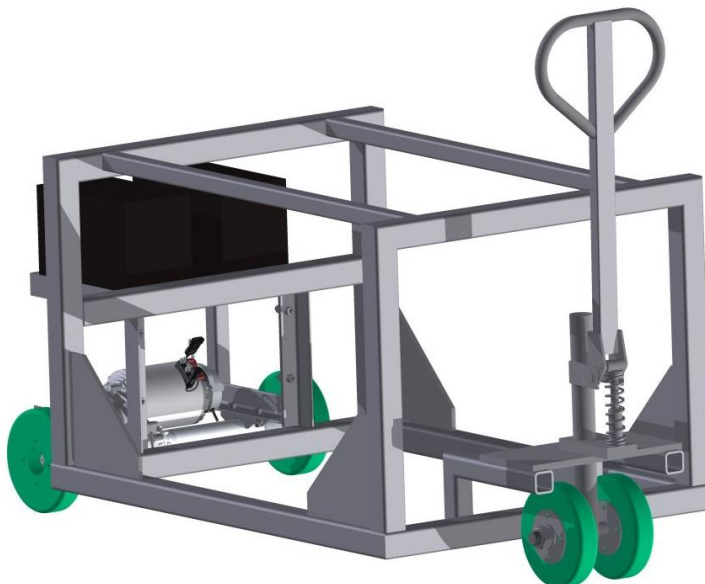
Prvotní návrh vozíku, který byl v rámci této práce vytvořen, předpokládal využití jednoduché svařované konstrukce jakožto základního těla vozíku (konstrukce složená především z uzavřených ocelových profilů). K zadní části této konstrukce by pak byl připojen další svařovaný ocelový rám, který by sloužil jako nosič elektrické výzbroje (včetně baterií) a zároveň jako zavěšení zadní poháněné nápravy. Tento návrh počítal s využitím hnané zadní nápravy, dodávané italskou společností Benevelli-Group, která se zabývá právě vývojem a výrobou elektricky poháněných os.



Obr. 9-1 Hnací osa italské společnosti Benevelli řady TX1 Serie Plus [46]

Řízení vozíku bylo v rámci této varianty řešeno, podobně jako u ručních paletových vozíků, pomocí oje natáčející přední řízená kola. Na ovládací madlo oje by bylo následně instalováno ovládání pohonu vozíku a zdvižného mechanismu. Důvodem využití tohoto způsobu řízení bylo zejména to, že umožňuje poměrně dobrou manévrovatelnost vozíku, která je jedním ze základních požadavků na jeho konstrukci.

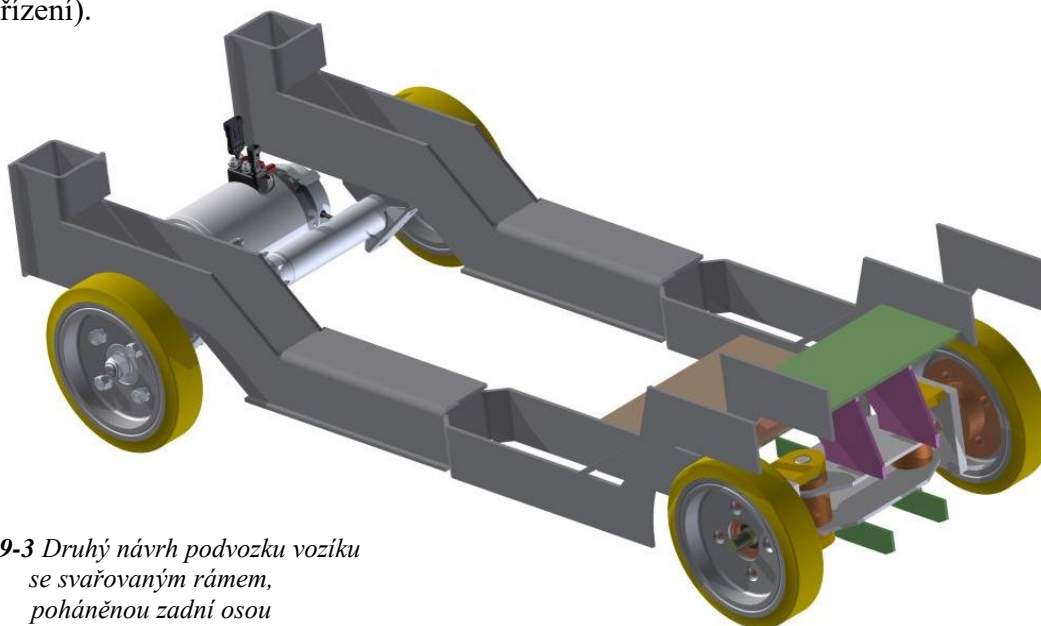
Výše popsaný návrh vozíku ovšem nebyl vybrán k realizaci, jelikož po dohodě se zadavatelem projektu bylo později rozhodnuto o použití průmyslového joysticku pro silově nenáročnou a intuitivní ovládací pohybu vozíku. Z hlediska tohoto požadavku se tak tento prvotní návrh stal nevyhovujícím. Dalším důvodem pro zamítnutí této varianty pak byla nestabilita celé konstrukce z důvodu malého rozchodu předních kol.



Obr. 9-2 Prvotní návrh konstrukce vozíku využívající elektricky poháněnou zadní osu a natáčení předních kol pomocí oje

Základem druhého návrhu vozíku byl rám podvozku, vytvořený jako svařenec z plochých ohýbaných výpalků. Pro pohon vozíku byla, stejně jako v případě první varianty, využita elektricky poháněná osa společnosti Benevelli-Group, jež byla připevněna ke zmíněnému rámu podvozku a zajišťovala tak zároveň vazbu mezi pravým a levým podélníkem.

Zatáčení vozíku by zde bylo zajištěno natáčením předních kol do rejdu. To by umožňovala konstrukce jejich zavěšení, které by v tomto případě bylo realizováno pomocí svislých čepů uložených v ložiskách na konstrukci nápravnice. Pro vlastní natáčení kol do rejdu by bylo nutné (v případě využití této varianty podvozku) vytvořit lichoběžník řízení, který by zajistil rozdílné úhly natočení vnějšího a vnitřního kola při průjezdu zatáčkou tak, aby nedošlo k jejich nežádoucímu smýkání (aby byla dodržena Ackermanova podmínka řízení).



Obr. 9-3 Druhý návrh podvozku vozíku se svařovaným rámem, poháněnou zadní osou a předními říditelnými koly

Velkým nedostatkem druhé zmíněné varianty podvozku je to, že navržená koncepce řízení nezajišťuje dostatečnou manévrovatelnost vozíku, potřebnou pro jeho bezproblémový provoz v úzkých uličkách výrobní haly. Tento fakt, byl hlavním důvodem, proč ani tento návrh nebyl vybrán pro následnou realizaci.

9.2 Popis realizovaného návrhu podvozku

Jelikož ani jedna z výše uvedených variant nesplnila dostatečně požadavky na ovládání a manévrovatelnost vozíku, bylo po dohodě se zadavatelem projektu (zákazníkem) rozhodnuto o aplikaci nestandardního typu pohonu vozíku, který využívá společnost KOVA Engineering s.r.o. pro aplikace, kde je vyžadována vysoká manipulovatelnost s určitou konstrukcí ve všech směrech. Nevýhodou tohoto způsobu pohonu je značně vyšší cena a složitost konstrukce ve srovnání s výše uvedenými variantami. To bylo také hlavním důvodem, proč nebyla tato varianta v počátcích návrhu vozíku uvažována.

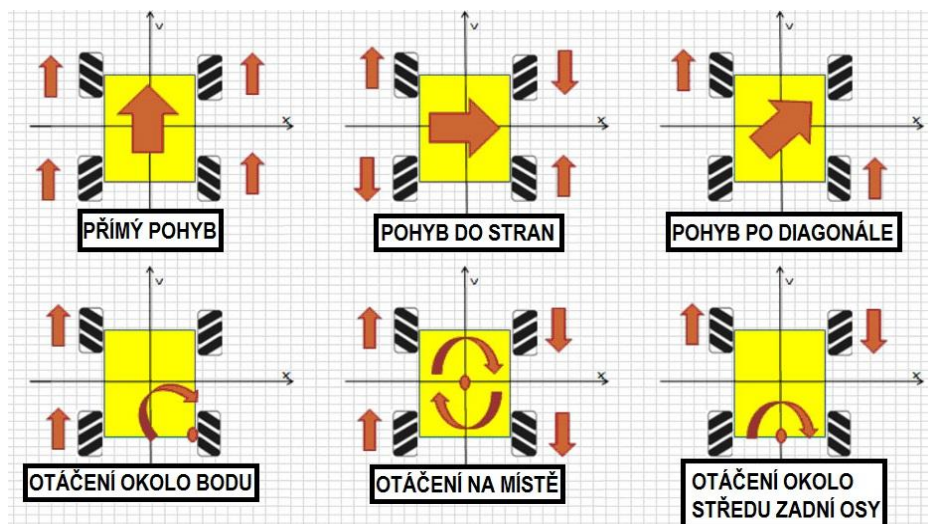
Základem výše uvedeného pohonu jsou kola speciální konstrukce, známá pod pojmy: „omni wheel“, „mecanum wheel“, nebo také „omni-directional wheel“. Vlastní název tohoto typu kola („omni-directional wheel“ - v překladu: „všesměrové kolo“) přesně vystihuje jeho základní myšlenku. Jde o kola, která umožňují pohyb vozidla jakýmkoliv směrem (přímo, do stran, otáčení na místě apod.). Skládají se obvykle ze dvou ráfků a dále několika volnoběžných válečků, které jsou uloženy po obvodu ráfků na čepech pod úhlem 45° k podélné ose vozidla. Existují ale i jiné způsoby konstrukce s vlastnostmi typickými pro kola s označením „omni wheel“.

Obr. 9-4 Ukázka vysokozdvizného vozíku osazeného koly typu "Omni wheel" [47]

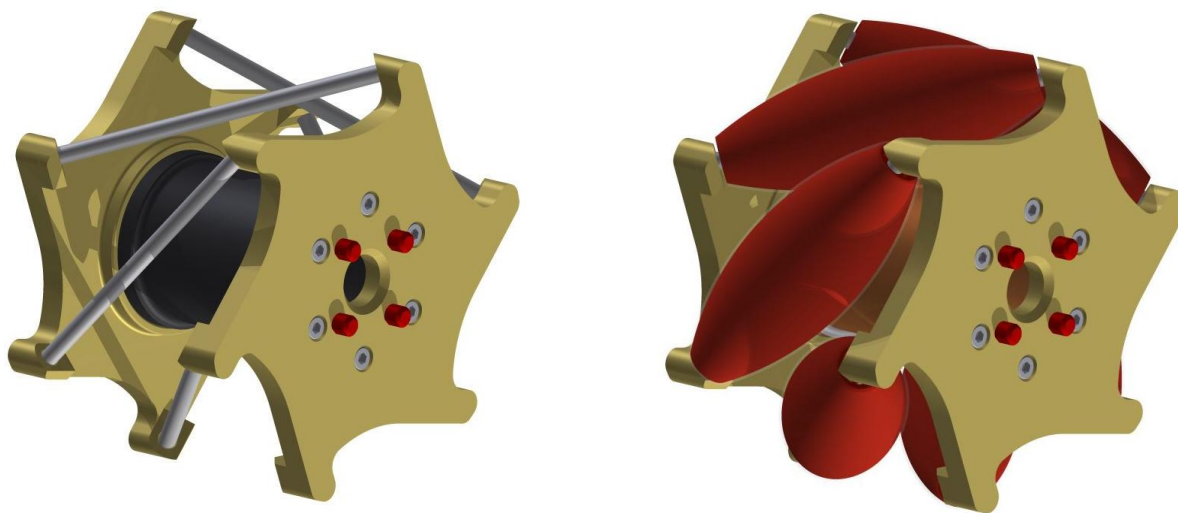


Nevýhodou pojezdu, využívajícího kola tohoto typu je to, že k zajištění všech výše zmíněných pohybů vozidla je nutný nezávislý pohon každého kola. Principem řízení v tomto případě totiž není natáčení kol do rejdu, nýbrž rozdílná rychlost (popř. směr otáčení) jednotlivých kol vozíku (viz následující obrázek – Obr. 9-5). Z tohoto důvodu je nutná instalace zvláštního motoru a převodovky pro každé kolo vozíku, což nejen výrazně prodražuje celou konstrukci, ale také navyšuje vlastní hmotnost vozíku.

Obr. 9-5 Princip řízení otáček jednotlivých kol pro dosažení požadovaného směru pohybu vozíku [48]

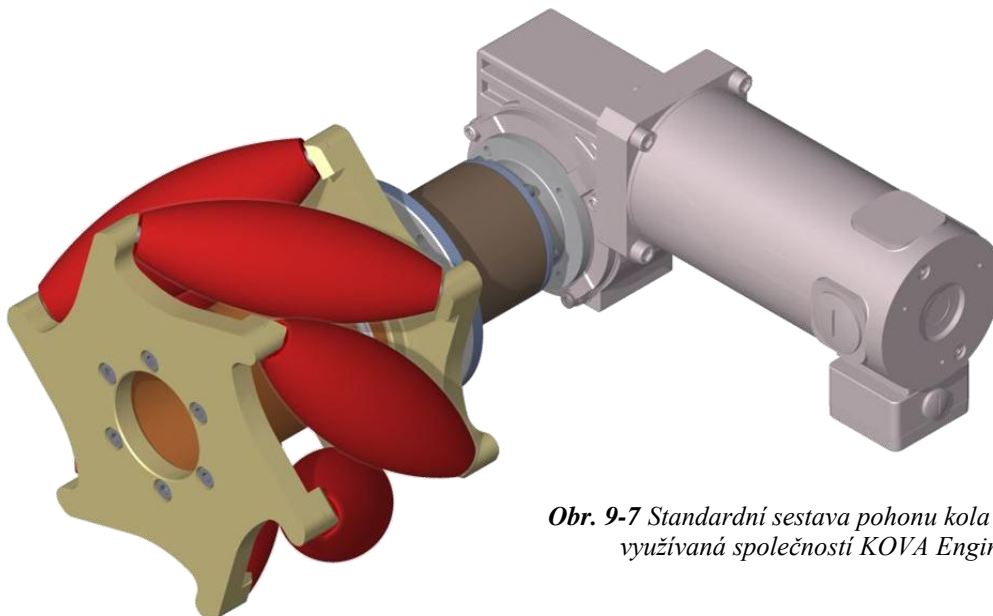


Společnost KOVA Engineering s.r.o. využívá vlastní konstrukci kol typu „omni wheel“, vytvořenou ze dvou ocelových disků spojených nábojem uprostřed a po obvodu tenkými ocelovými čepy, na kterých jsou pomocí kuličkových ložisek uloženy volně otočné nosiče. Tyto nosiče jsou vyrobeny z polymerního materiálu s označením POM-C (polyoxymetylen). Jedná se o velmi kvalitní plast určený pro třískové obrábění, jenž se vyznačuje nízkou nasákavostí, tepelnou a chemickou odolností a především vysokou pevností. Po obrobení jsou zmíněné nosiče po obvodu dále opatřeny polyuretanovým nástřikem, který se vyznačuje dobrou odolností proti otěru, kavitaci, korozi a dalším vlivům opotřebení.

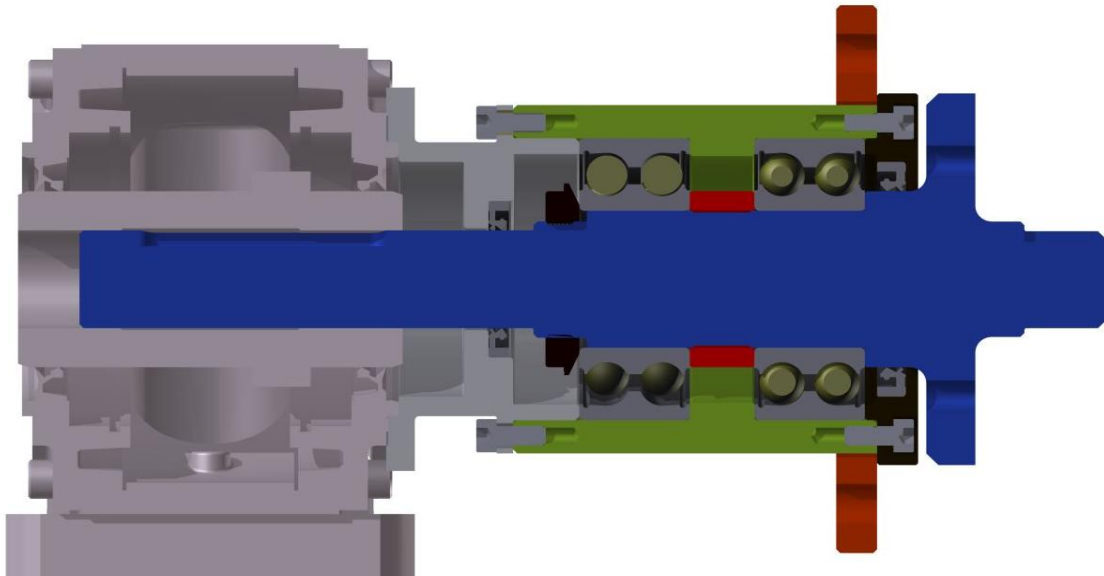


*Obr. 9-6 Konstrukce kola typu "omni wheel" využívaná společností KOVA Engineering s.r.o.
(vlevo – ocelová kostra bez plastových nosičů; vpravo – kompletní kolo včetně plastových nosičů)*

Pro vlastní pohon kol je společností KOVA Engineering s.r.o. standardně využívána sestava stejnosměrného elektromotoru s permanentními magnety a šnekové převodovky od německé společnosti MAYR s označením PM-62. Součástí standardní sestavy pohonu je také domek uložení, osazený dvěma dvouřadými kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem, která jsou dimenzována na zatížení jednoho kola hmotností až 600 kg. Zmíněný domek uložení je zároveň opatřen přírubou pro upevnění celé sestavy pohonu ke konstrukci, jejíž pohyb má zajišťovat.



*Obr. 9-7 Standardní sestava pohonu kola typu "omni wheel",
využívaná společností KOVA Engineering s.r.o.*



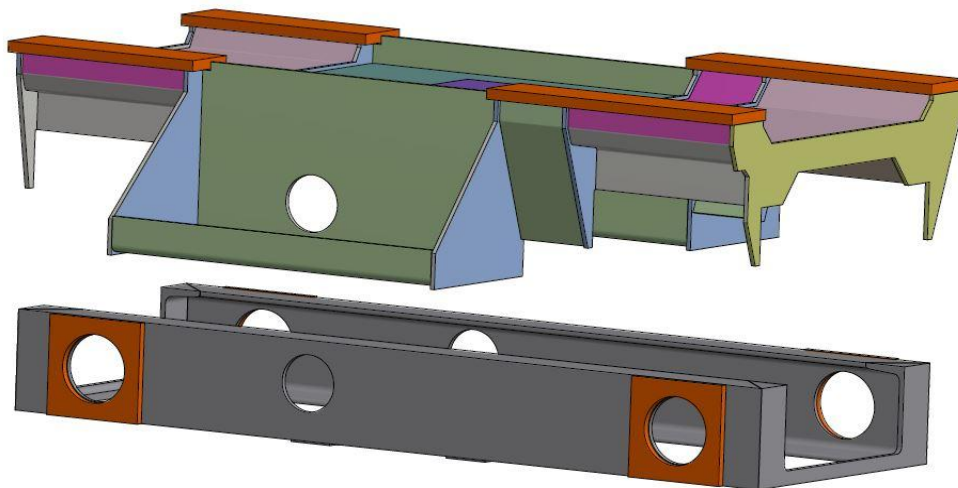
Obr. 9-8 Řez domkem uložení standardní sestavy pohonu
(vlevo převodovka s dutou výstupní hřídelí, vpravo modrá příruba pro upevnění kola)

Výše popsaná sestava pohonu byla, po ověření všech potřebných parametrů (výkon motoru, moment na výstupu z převodovky, otáčky na výstupu z převodovky, parametry uložení apod.), uznána za vhodnou pro aplikaci na navrhovaný vozík. Bylo tedy nutné vytvořit rám podvozku takové konstrukce, která by umožnila zabudování tohoto pohonu do vozíku, a zároveň vyhovovala i dalším požadavkům, jako např.:

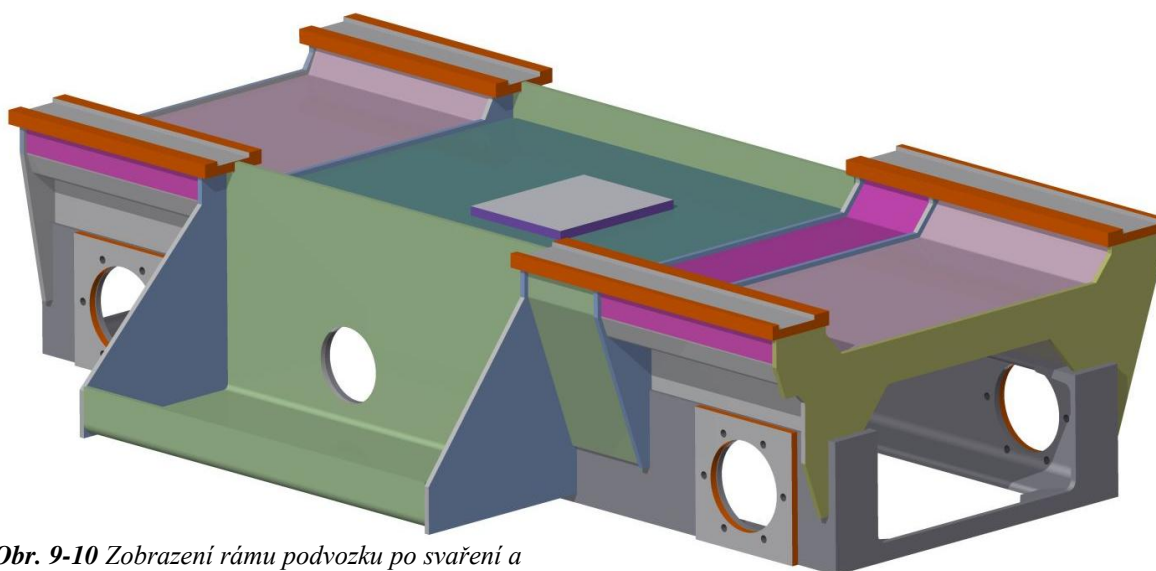
- vytvoření prostoru pro elektrickou výzbroj (baterie, regulátory otáček apod.)
- vytvoření ploch pro připojení navrženého zdvižného mechanismu
- zajištění dostatečné pevnosti a tuhosti konstrukce (viz kapitola 11.2)
- minimalizace hmotnosti rámu (z důvodu omezení max. hmotnosti vozíku)

Celý rám podvozku byl navržen jako svařovaná konstrukce. Základem je obdélníkový svařenec vytvořený z ocelových U profilů velikosti U140. Na tuto konstrukci jsou následně z boku na čtyřech místech navařeny 10 mm silné ocelové desky. Uprostřed těchto desek budou dále vypáleny průchozí otvory, určené pro domky uložení kol. K připevnění sestav pohonu jednotlivých kol pak budou sloužit zmíněné navařené ocelové desky, na kterých bude, po svaření celého rámu, vyfrézována rovná plocha pro připevnění jejich přírub. Celá sestava motoru, převodovky a domku uložení kola tak bude zabudována uvnitř této základní obdélníkové konstrukce. Pro účel instalace pohonu a zajištění servisního přístupu budou do zmíněného základního rámu vytvořeny obdélníkové výřezy na přední a zadní straně.

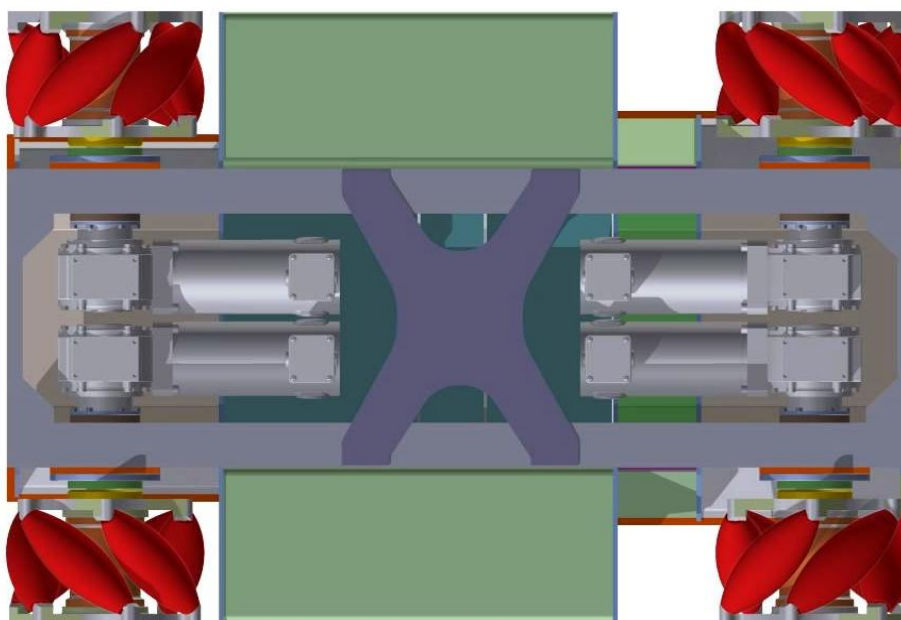
Na výše popsanou základní kostru rámu bude následně přivařena nástavba svařená z rovných, popř. ohýbaných ocelových výpalků různé tloušťky (3 – 15 mm). Na této nástavbě budou v horní části navařeny čtyři obdélníkové výpalky tloušťky 15 mm, na kterých budou, po svaření rámu, vyfrézovány plochy pro usazení nůžkového zdvihacího mechanismu (dvě kratší plochy pro pevné úchyty, dvě delší plochy na usazení pojezdových desek pro kolečka nůžkového mechanismu). Dalším významným prvkem nástavby bude obdélníková deska, navařená přibližně uprostřed rámu, jejíž horní plocha bude následně také opracována. Ta bude sloužit pro uchycení držáku pohonu zdvižného mechanismu (viz Obr. 9-12). Po obou stranách rámu podvozku budou v oblasti mezi koly vytvořeny „kapsy“, sloužící jako prostor pro baterie a další potřebnou elektrickou výstroj. Veškerá kabeláž k pohonu jednotlivých kol bude z těchto kapes vedena vypálenými kruhovými otvory.



Obr. 9-9 Zobrazení dvou hlavních segmentů svařence rámu podvozku (základní kostra dole, nástavba nahoře)



Obr. 9-10 Zobrazení rámu podvozku po svaření a obrobění funkčních ploch

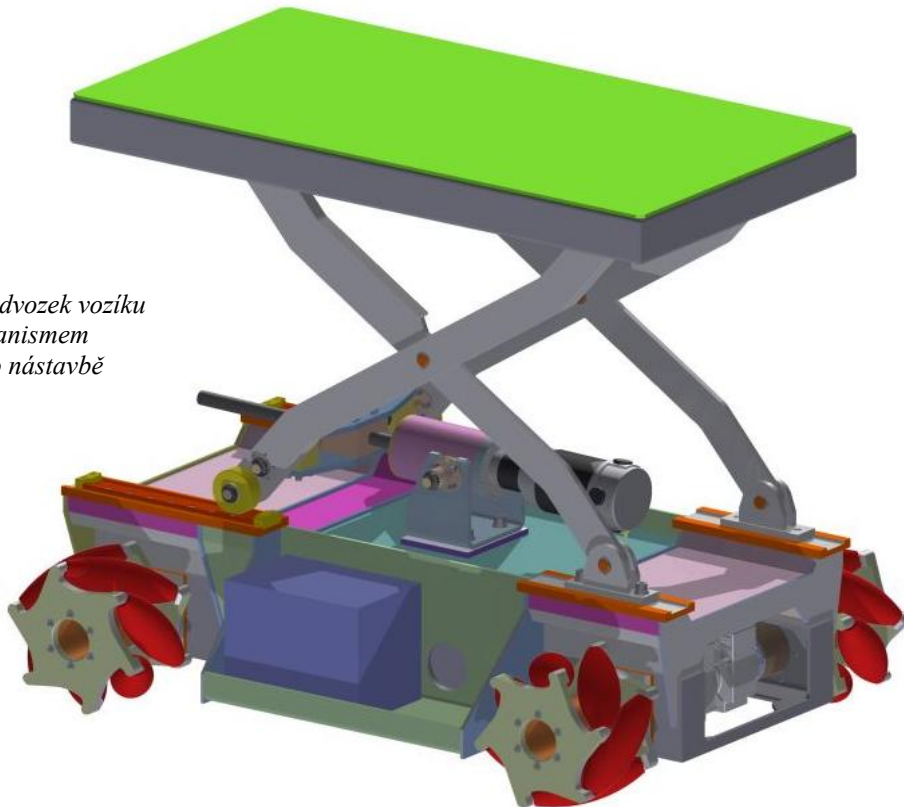


Obr. 9-11 Spodní pohled na podvozek vozíku po zástavbě pohonu

9.3 Sestava podvozku a zdvižného mechanismu

Na následujícím obrázku (Obr. 9-12) je zobrazen 3D model navrženého podvozku spolu s nůžkovým zdvižným mechanismem, který byl (stejně jako veškeré ostatní modely vytvořené v rámci této diplomové práce) zpracován pomocí 3D CAD softwaru Autodesk Inventor 2014.

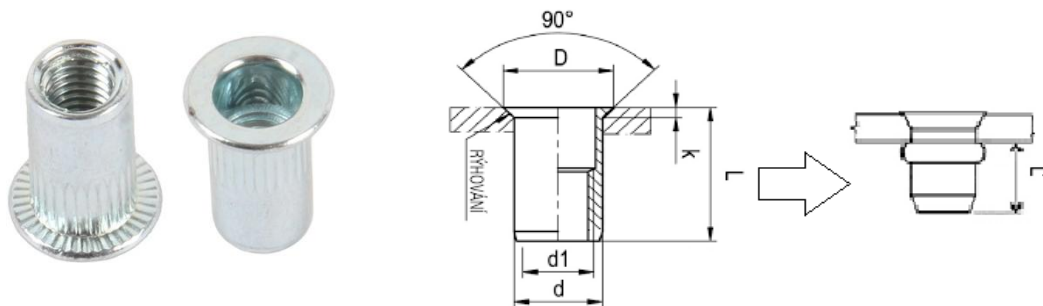
*Obr. 9-12 Navržený podvozek vozíku
s nůžkovým mechanismem
upevněným na jeho nástavbě*



10 Návrh oplechování a dalších součástí vozíku

Z důvodu ochrany vnitřního zařízení vozíku proti vlivům vnějšího prostředí, ale také z bezpečnostních důvodů, je nutné, aby byla výstroj vozíku dostatečně zabezpečena ochrannými kryty (dle normy ČSN EN ISO 3691-1 „Manipulační vozíky – Bezpečnostní požadavky a ověření“). Zakryta musí být celá konstrukce (vně i uvnitř), včetně pojezdových kol. Bylo tedy nutné navrhnout konstrukci, která by mohla být připevněna k navrženému rámu podvozku a dostatečně zakrývala celou výstroj vozíku. Zároveň bylo požadováno, aby tato konstrukce byla co možná nejlehčí a nenavýšila příliš celkovou vlastní hmotnost vozíku.

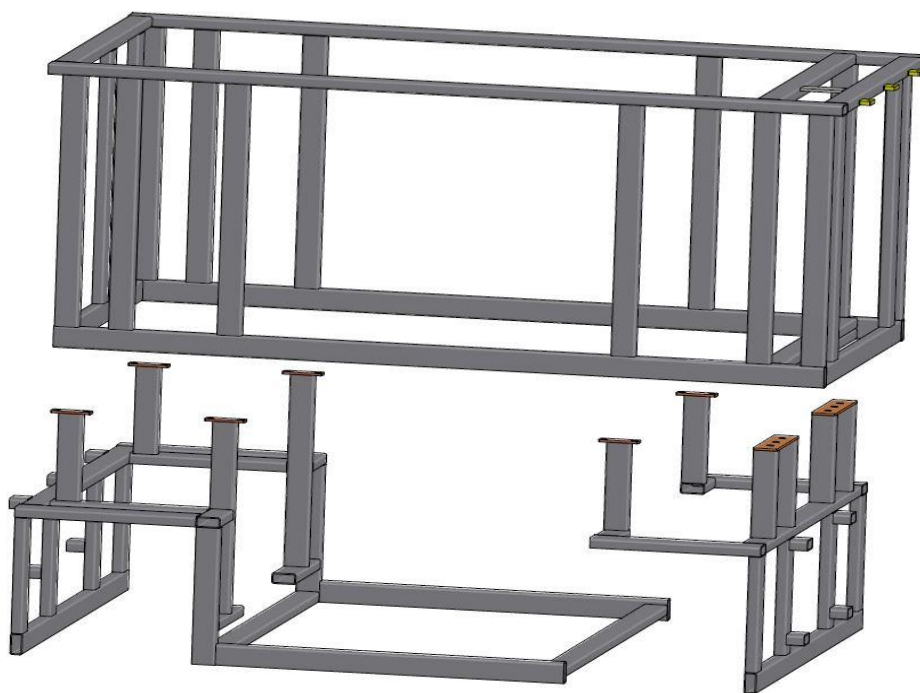
Po zvážení všech možných variant bylo zvoleno následující řešení. Na rám podvozku vozíku bude pomocí řady držáků připevněn rám oplechování, vytvořený z dutých svařovaných profilů obdélníkového průřezu (ČSN EN 10219-2) o velikosti 40x20x2. Tyto profily jsou díky malé tloušťce stěny (2 mm) poměrně lehké (dle katalogu hmotnost profilu 1,73 kg/m), ale přitom dostatečně pevné a tuhé pro danou aplikaci. Vlastní zakrytí konstrukce pak bude provedeno pomocí ocelových plechů tloušťky 2 mm. Plechy vně vozíku budou na rámu zavěšeny na držácích vytvořených z ohýbaných výpalků, takže vnější povrch nebude vizuálně narušen hlavami šroubů nebo nýtů. Krycí plechy uvnitř nákladového prostoru vozíku budou přišroubovány šrouby z boku do jednotlivých profilů rámu. Jelikož stěna profilů použitých na výrobu rámu je příliš tenká na vytvoření závitového otvoru, budou do profilů v místech šroubových spojů aplikovány nýťovací matice.



Obr. 10-1 Nýtovací matice využitá při konstrukci krytování vozíku [49]
(vlevo reálná podoba matice, vpravo princip aplikace matice do tenké stěny ocelového profilu)

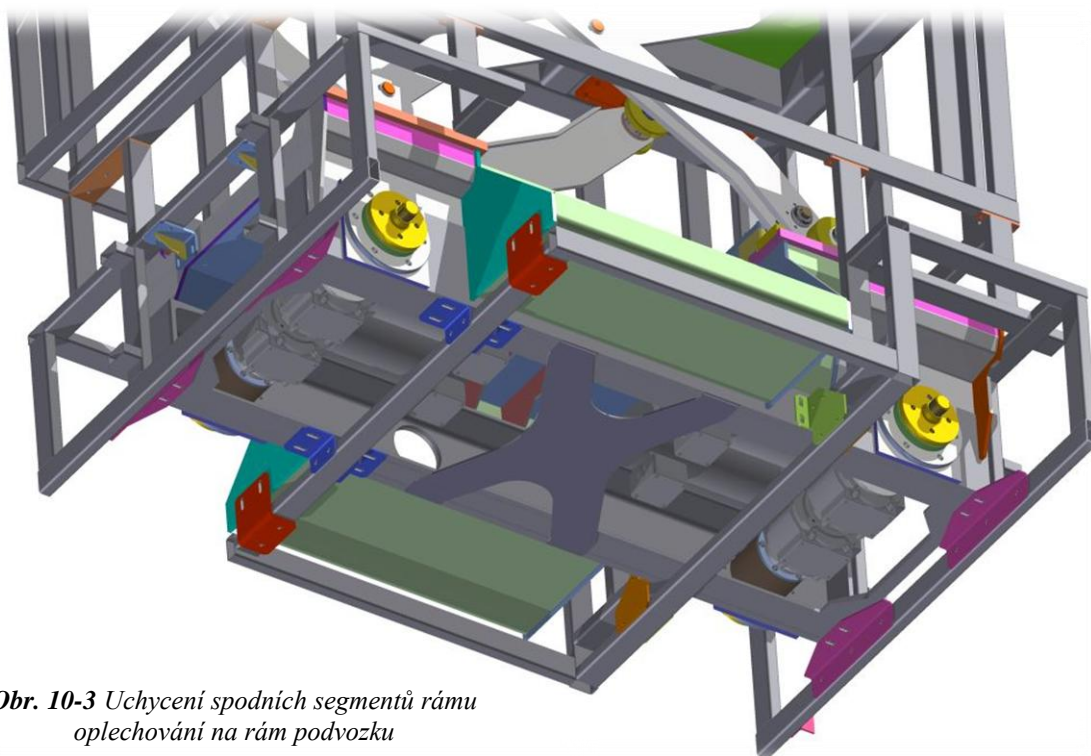
10.1 Nosný rám oplechování

Výše zmíněný rám, který bude primárně sloužit jako nosná konstrukce plechových krytů vozíku, bude rozdělen na tři hlavní segmenty: horní rám, čelní spodní rám a zadní spodní rám. Tyto segmenty budou nejprve jednotlivě svařeny a následně vzájemně pospojovány pomocí šroubových spojů při montáži.



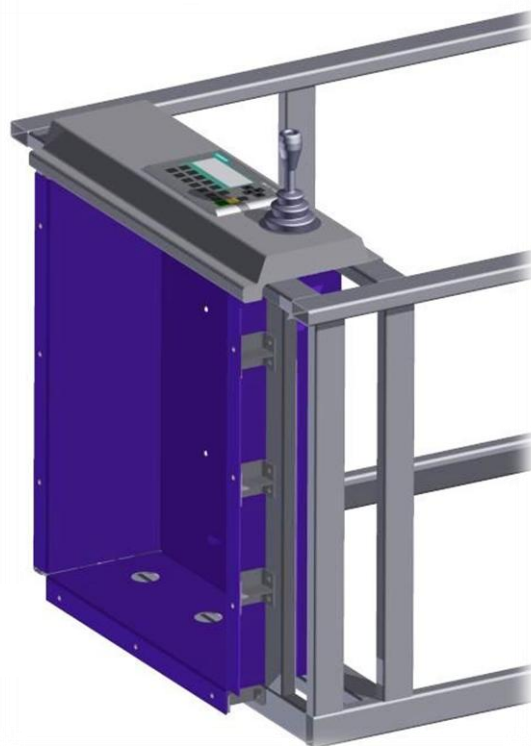
Obr. 10-2 Jednotlivé svařované segmenty nosné konstrukce krytů
(vlevo dole - přední spodní rám, vpravo dole - zadní spodní rám, nahoře - horní rám)

Montáž rámu oplechování na vozík bude probíhat postupně. Nejprve budou k rámu podvozku upevněny dva spodní segmenty (viz Obr. 10-3). Pro upevnění těchto částí budou použity, jak již bylo zmíněno výše, jednoduché držáky, vytvořené z ohýbaných plechových výpalků. Tyto držáky budou připevněny k rámu podvozku pomocí šroubových spojů (šrouby v závitových dírách vytvořených ve svařenci podvozku). Aby byla umožněna částečná nastavitelnost polohy rámu oplechování vůči rámu podvozku, budou v držácích namísto kruhových děr pro šrouby vypáleny drážky. Rám oplechování bude k držákům následně uchycen taktéž šroubovými spoji s využitím matic nanýtovaných v tenkých stěnách ocelových profilů. Po upevnění dvou spodních částí rámu k nim bude (přes příruby navařené na horních koncích profilů) přišroubován rám horní (využití nýtovacích matic v profílech horního rámu).



*Obr. 10-3 Uchycení spodních segmentů rámu
oplechování na rám podvozku*

Mimo primární funkci rámu oplechování (tj. nést plechové kryty vozíku) bude tato konstrukce využita také pro upevnění dalších významných částí konstrukce, jako např.: elektrického rozvaděče, ovládací desky, madla pro obsluhu apod. Tato sekundární funkce rámu oplechování je znázorněna na následujícím obrázku (Obr. 10-4), kde je zobrazeno zabudování elektrického rozvaděče do konstrukce horního rámu oplechování pomocí svařovaných držáků a usazení svařované ovládací desky na vrchní část rámu.



*Obr. 10-4 Zabudování elektrického rozvaděče a ovládacího
panelu do konstrukce horního rámu oplechování*

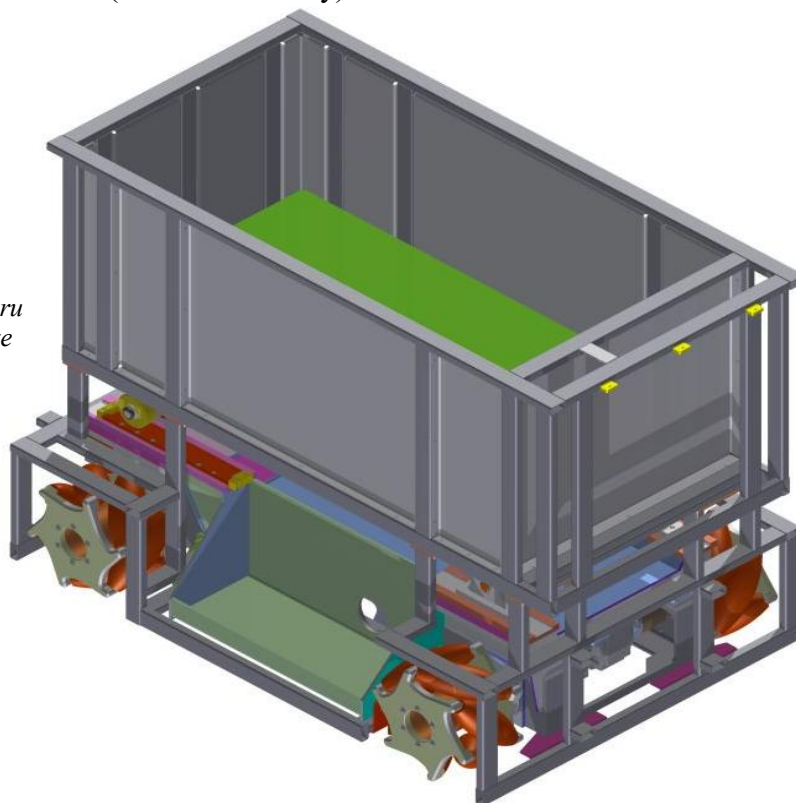
10.2 Plechové kryty vozíku

Jak bylo zmíněno již v úvodu této kapitoly, pro vlastní zakrytí vnitřní výstroje vozíku budou sloužit plechy tloušťky 2 mm. Ty budou na konstrukci rámu oplechování připevněny dvěma způsoby:

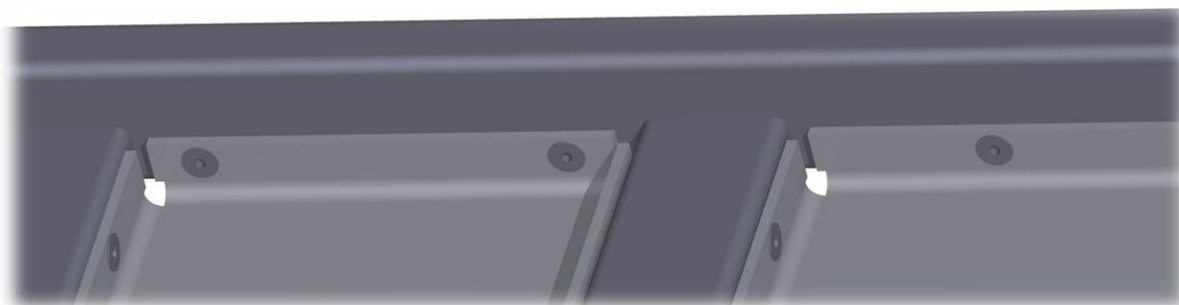
1. vnější plechy – zavěšením na držáky připevněné k rámu oplechování
2. vnitřní plechy – přišroubované do matic nanýtovaných do bočních stěn profilů rámu oplechování

Pojmem „vnitřní plechy“ jsou v tomto případě myšleny plechové kryty zakrývající výstroj vozíku uvnitř nákladového prostoru okolo zdvižné plošiny (viz následující obrázek - Obr. 10-5). Mimo ochrany vnitřního vybavení vozíku proti vlivům vnějšího prostředí a zajištění bezpečnosti obsluhy (např. zabránění uvíznutí ruky obsluhy mezi stolem zdvižného mechanismu a konstrukcí rámu oplechování během vykládání nákladu), mají tyto kryty také funkci ochrany proti zapadnutí části nákladu (brzdové destičky) do útrob vozíku.

Obr. 10-5 Pohled do nákladového prostoru vozíku s vnitřními kryty při spodní poloze zdvihacího mechanismu



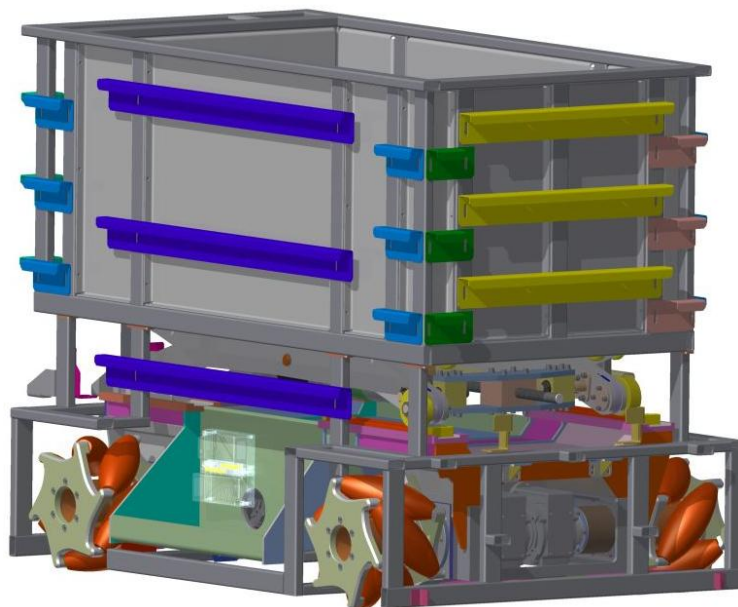
Jednotlivé vnitřní kryty budou zasazeny mezi profily rámu oplechování, přičemž jejich upevnění bude realizováno pomocí šroubových spojů mezi obrubami plechů a maticemi nanýtovanými do bočních stěn profilů rámu (viz Obr. 10-6).



Obr. 10-6 Způsob uchycení vnitřních plechových krytů

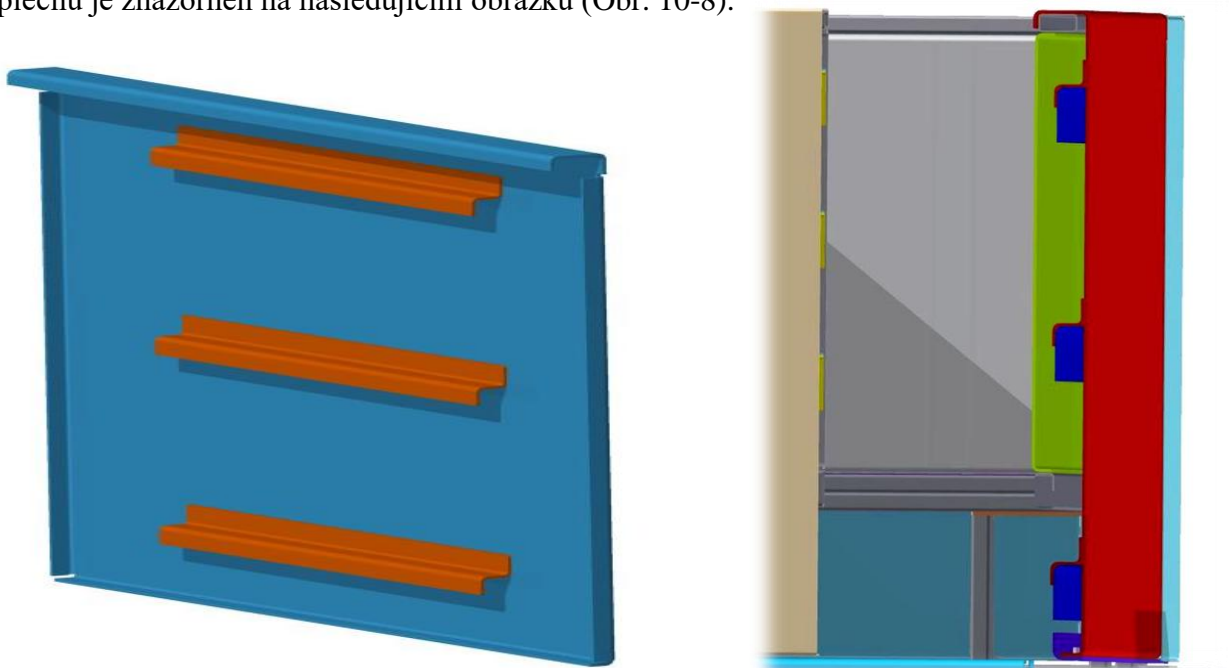
Vnější plechy (tzn. plechy tvořící vnější povrch vozíku) budou na konstrukci rámu oplechování připojeny odlišným způsobem. Hlavním cílem při návrhu těchto krytů bylo zajištění jednotitého vnějšího vzhledu vozíku, který nebude nijak narušen hlavami šroubů, případně nýtů. Tento požadavek by byl splněn i použitím totožného principu uchycení jako v případě krytů vnitřních, nicméně takový způsob upevnění by neumožňoval zakrytí vlastní konstrukce rámu oplechování.

Proto byly vytvořeny držáky z ohýbaných výpalků tloušťky 3 mm, které budou pomocí šroubů připevněny na rám oplechování (s využitím nýtovacích matic v profilech rámu). Na tyto držáky pak budou dosedat ohýbané protikusy, navařené na jednotlivých vnějších krytech vozíku. Jelikož plechové kryty jsou silné pouze 2 mm, bude navaření protikusů na plechy realizováno metodou TIG (Tungsten Inert Gas), která umožňuje svařování i takto tenkých materiálů. V držácích na rámu oplechování budou místo kruhových otvorů pro upevňovací šrouby vypáleny drážky, které umožní nastavení jejich výškové polohy tak, aby bylo zajištěno správné dosednutí protikusů na tyto držáky.



Obr. 10-7 Rozmístění držáků vnějších plechových krytů na horním rámu oplechování

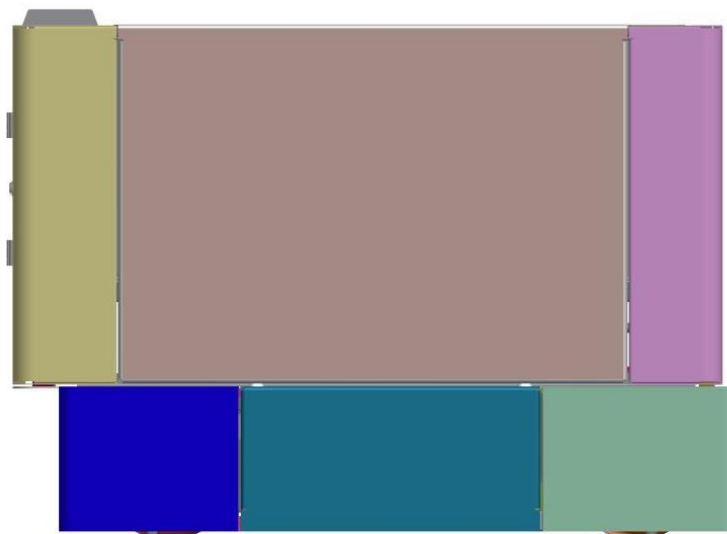
Mimo výše zmíněné zavěšení budou vnější plechové kryty usazeny také zpětným ohybem na horních profilech rámu oplechování. Jejich poloha pak bude zajištěna šroubovými spoji mezi obrubou na spodní hraně krytu a držákem ve spodní části rámu. Celý způsob upevnění plechů je znázorněn na následujícím obrázku (Obr. 10-8).



Obr. 10-8 Způsob upevnění vnějších krytů (vlevo - svařenec vnějšího bočního krytu, vpravo - řez boční stěnou vozíku) (Barvy v řezu: svařenec vnějšího krytu - červeně, držáky upevněné na rámu oplechování - modře, vnitřní kryt - zeleně)

Výše popsáním způsobem bude zakryta celá konstrukce navrženého vozíku, včetně pojezdových kol. Jelikož bude vozík provozován na rovné betonové podlaze výrobní haly, bylo možné navrhnout kryty pouhých 20 mm nad podlahou (viz boční pohled na vozík – Obr. 10-9), což zajistí dostatečnou bezpečnost proti najetí kola na nohu obsluhy (dle normy ČSN EN ISO 3691-1).

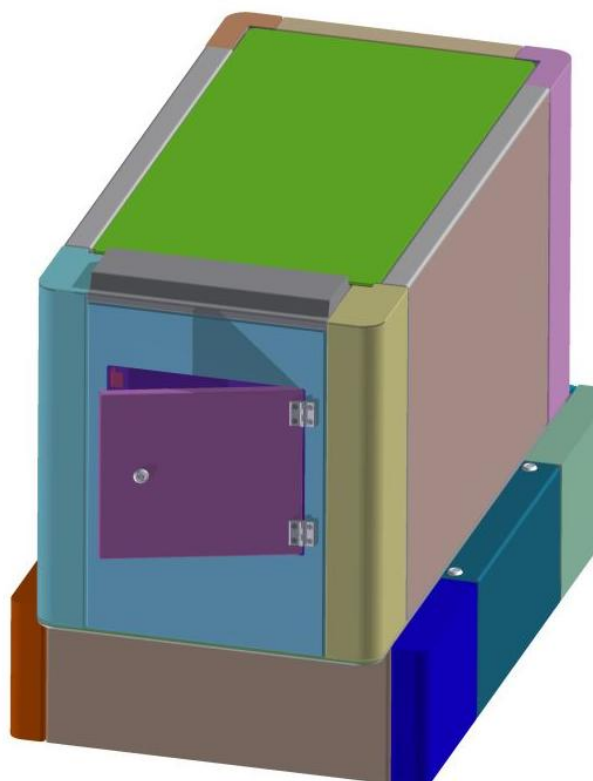
Obr. 10-9 Boční pohled na vozík s vnějšími kryty



Na výše uvedeném obrázku (Obr. 10-9) si lze také povšimnout mezer mezi jednotlivými vnějšími kryty. Tyto spáry ve vnějším oplechování vznikly, jelikož plechové kryty jsou vždy o několik milimetrů užší než prostor, který zakrývají. To zajišťuje jejich bezproblémovou montáž na vozík (eliminace nepřesností výroby). Protože ale bude vozík provozován ve velmi prašném prostředí (v blízkosti pracoviště práškového lakování), je nutné tyto mezery zaslepit, aby nedošlo k zanesení jeho vnitřní výstroje prachem a ostatními nečistotami. Z tohoto důvodu budou zmíněné spáry po montáži všech krytů vyplněny polyuretanovým tmelem s označením PU 50 FC. Jedná se o jednosložkový těsnící spárovací tmel, vytvářející trvale pevný a odolný elastický spoj. Vyplnění spár tímto tmelem navíc zamezí vzniku nepříjemných skřípavých zvuků, způsobených případným vzájemným kontaktem plechů při pohybu vozíku.

Jedním z požadavků, který bylo nutné brát v potaz při návrhu vnějších krytů, bylo zajištění servisního přístupu k některým součástem uvnitř vozíku. Především bylo nutné umožnit bezproblémový přístup do elektrického rozvaděče umístěného v zadní části vozíku. Proto byl vnější kryt rozvaděče zavěšen na konstrukci rámu oplechování pomocí pantů. Pro zajištění tohoto krytu v uzavřené pozici byl využit jednoduchý zámek, ovládaný plochým šroubovákem.

Obr. 10-10 Otevíratelný kryt v zadní části vozíku pro zajištění přístupu do elektrického rozvaděče



Dále byly, z důvodu zajištění servisního přístupu, vytvořeny odnímatelné kryty ve spodní části uprostřed vozíku (viz Obr. 10-10). Díky tomu bude umožněn přístup do kapes vytvořených po obou stranách rámu podvozku, ve kterých budou uloženy akumulátory, regulátory otáček motorů a další elektrická výstroj. Odnímatelnost těchto krytů bude zajištěna dvěma jednoduchými zámky, ovládanými plochým šroubovákem (totožná konstrukce zámku jako v případě krytu rozvaděče – viz Obr. 10-11).

Obr. 10-11 Zámek ovládaný plochým šroubovákem [50]



10.3 Ovládací prvky vozíku

Ve 3D modelu vozíku bylo následně navrženo také rozmístění některých ovládacích prvků. Na níže uvedeném obrázku zadní části vozíku (Obr. 10-12) je vidět průmyslový joystick určený pro ovládání pojezdu vozíku, ovládací panel sloužící pro nastavení parametrů jednotlivých zařízení nebo madlo, určené pro odložení levé ruky obsluhy. Všechny tyto ovládací prvky jsou rozmístěné na ovládací desce, která je vytvořena jako svařenec z ohýbaných plechů. Horní plocha této desky se nachází ve výšce 1050 mm nad podlahou haly, což je vyhovující výška z hlediska ergonomických zásad pro jemnou práci v stoje (viz kapitola 7.2.2). Dalším ovládacím prvkem je pak hlavní vypínač vozíku, umístěný na zadní stěně (nad krytem rozvaděče).

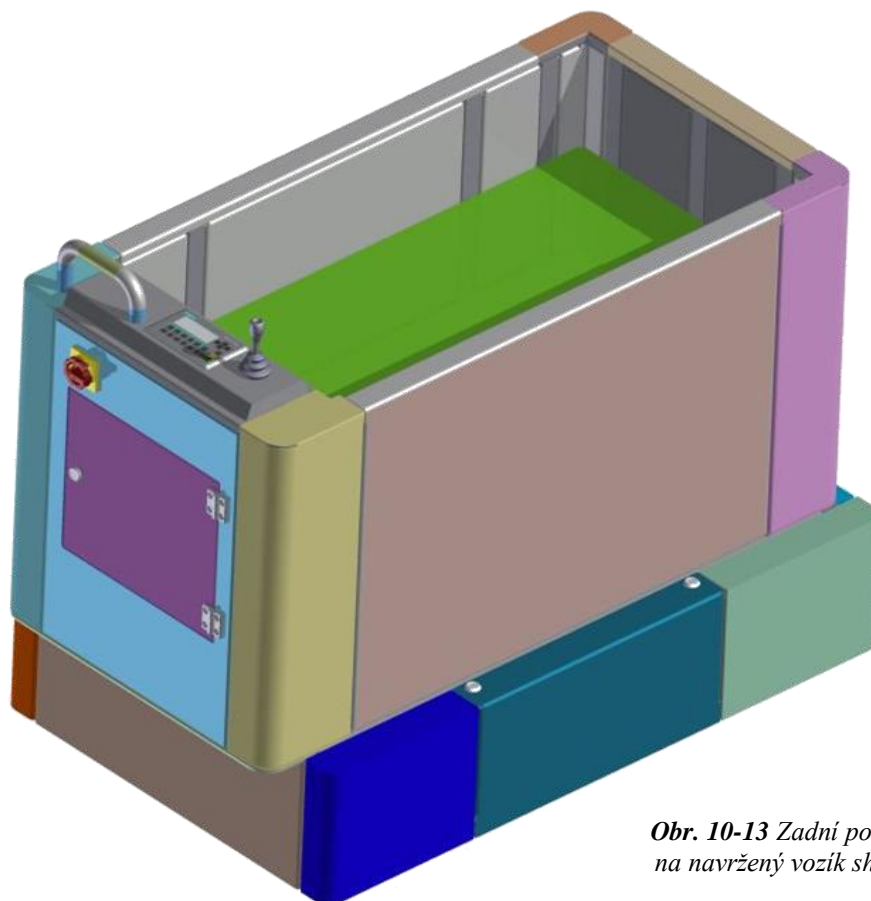
Obr. 10-12 Navržené rozmístění ovládacích prvků v zadní části vozíku



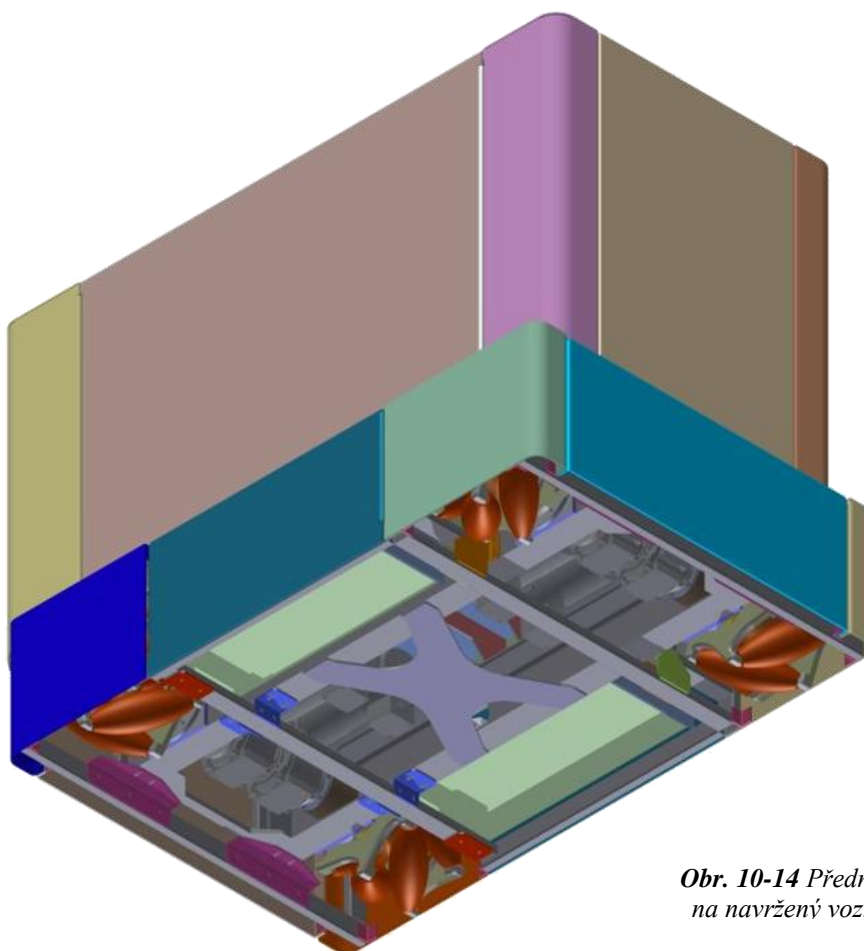
Navržené umístění ovládacích prvků není konečné, jde pouze o návrh, který bude dále uzpůsoben dle přání zákazníka. Na ovládací desku budou také dále doplněny další potřebné ovládací prvky (např. tlačítko E-Stop, ruční ovládání zdvihu plošiny atd.).

10.4 Kompletní model navrženého vozíku

Na následující straně je na obrázcích (Obr. 10-13 a Obr. 10-14) zobrazen kompletní 3D model navrženého vozíku. Celý model byl zpracován pomocí 3D CAD softwaru Autodesk Inventor 2014. V rámci této diplomové práce byla zpracována také výkresová dokumentace k tomuto modelu, jejíž ukázka je přiložena v rámci volně vložených příloh.



*Obr. 10-13 Zadní pohled
na navržený vozík shora*



*Obr. 10-14 Přední pohled
na navržený vozík zdola*

11 Pevnostní a tuhostní analýza

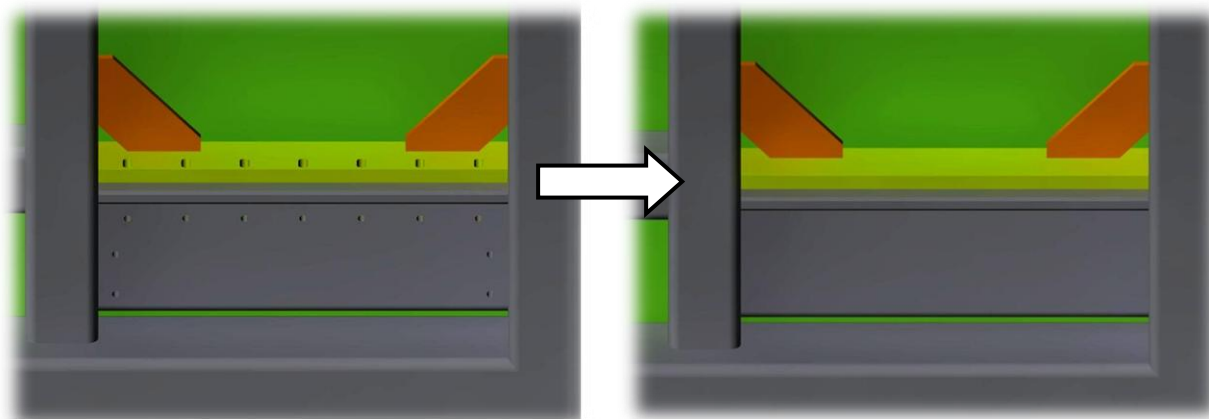
Ve výsledném návrhu manipulačního vozíku se vyskytují dvě poměrně rozměrné svařované konstrukce. Jedná se o plošinu zdvihacího mechanismu a dále rám podvozku vozíku. Jelikož jde o základní nosné části navržené konstrukce, bylo nutné provést ověření jejich pevnosti a tuhosti. Proto byla provedena pevnostní a tuhostní analýza obou těchto svařenců pomocí metody konečných prvků (MKP). Pro provedení analýzy byla využita studentská verze softwaru společnosti PTC Inc. (Parametric Technology Corporation), konkrétně PTC Creo Simulate 3.0.

11.1 Analýza plošiny

11.1.1 Výpočtový model

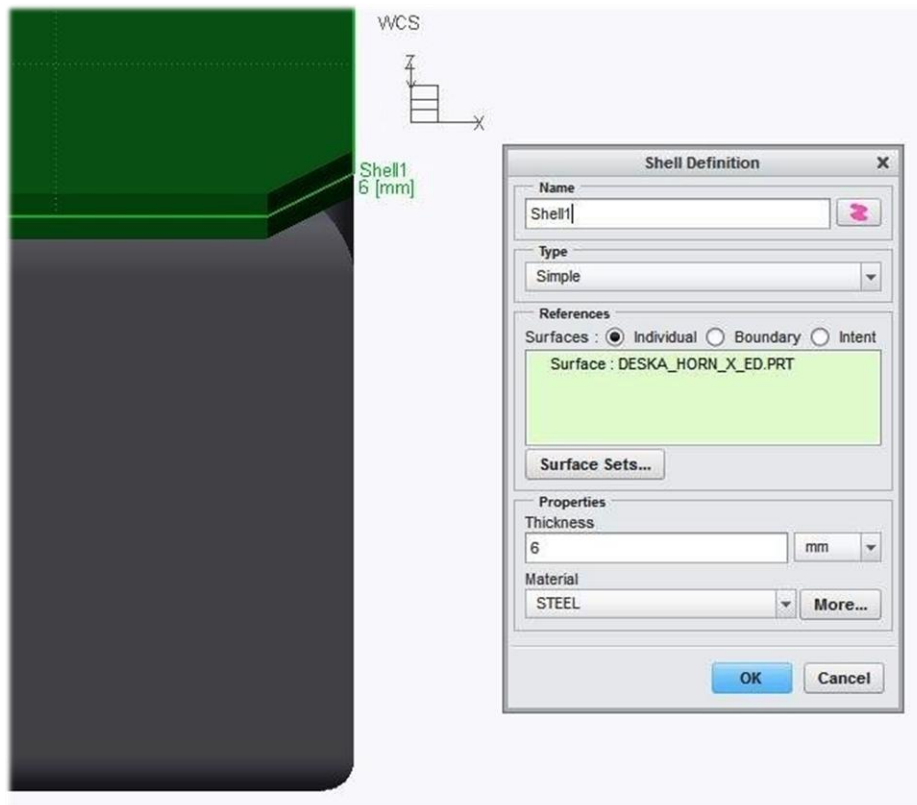
Před provedením vlastní analýzy plošiny bylo nutné vytvořit její výpočtový model. Pro výpočet byl převzatý CAD model vytvořený v softwaru Autodesk Inventor 2014, který byl následně (pomocí formátu STP) exportován do výše uvedeného softwaru PTC Creo Simulate 3.0. Na tomto modelu bylo následně provedeno několik zjednodušení, která měla napomoci bezproblémovému vytvoření sítě. Jako příklad zavedených zjednodušení lze uvést např.:

- odstranění sražených a zaoblených hran
- odstranění otvorů se závity
- zanedbání šroubového připojení nosiče dráhy koleček (vytvoření pevného spojení)



Obr. 11-1 Ukázka zjednodušení zavedeného ve spodní části svařence plošiny

Dalším zavedeným zjednodušením pak bylo nahrazení horní desky plošiny prvkem typu skořepina (SHELL). Jedná se o prvek využíváný pro výpočet součástí, jejichž tloušťka je výrazně menší ve srovnání s rozměry příčnými (např. rozměrné desky, tenkostěnné trubky apod.). Zavedením SHELL prvku je umožněno výrazné zjednodušení výpočtového modelu, díky němuž jsou mimo jiné snižovány požadavky na výkon výpočetního zařízení. Je zřejmé, že takovýmto zásahem lze zanést do výpočtu chybu, nicméně při vhodném užití SHELL prvků se odchylka výsledků pohybuje pouze v řádech procent, což je přijatelné. Horní deska plošiny je pro tuto idealizaci bezpochyby vhodná, jelikož jde o součást silnou 6 mm s příčnými rozměry 1100 x 570 mm.

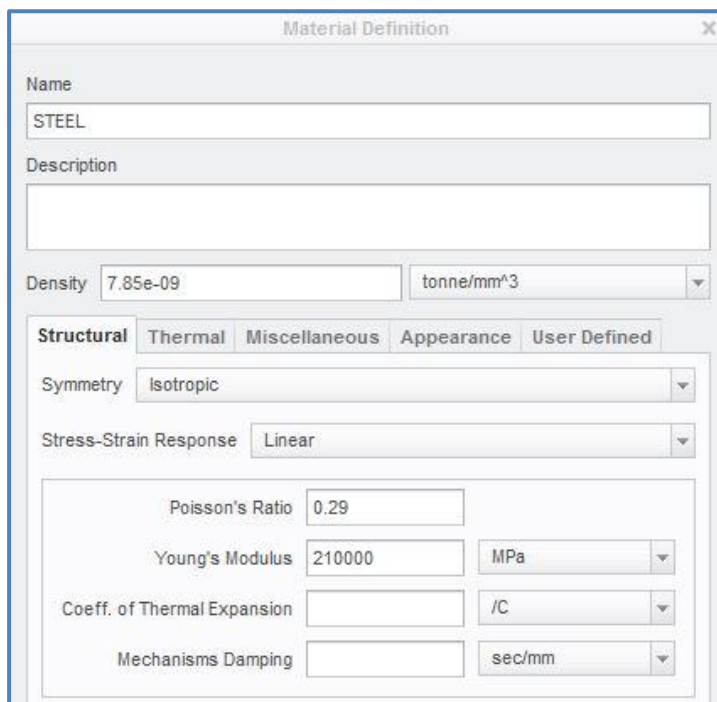


Obr. 11-2 Definice SHELL prvku

Dalšími informacemi, které je nutné softwaru poskytnout v rámci výpočtového modelu, jsou údaje o materiálu jednotlivých součástí. V případě lineární statické analýzy jsou podstatné tři materiálové konstanty, se kterými je dále počítáno. Jedná se o Youngův modul pružnosti v tahu (E [MPa]), Poissonovo číslo (μ [-]) a hustotu materiálu (ρ [kg/m^3]), která je využita pro výpočet zatížení od vlastní tíhy konstrukce. V případě této plošiny zdvihacího mechanismu je materiálem všech součástí ocel s označením S235 (dle ČSN 11 375). Zavedeny tedy byly následující hodnoty výše uvedených konstant (viz Obr. 11-3):

- $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa
- $\mu = 0,29$
- $\rho = 7\,850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Obr. 11-3 Definice potřebných materiálových konstant pro výpočet plošiny



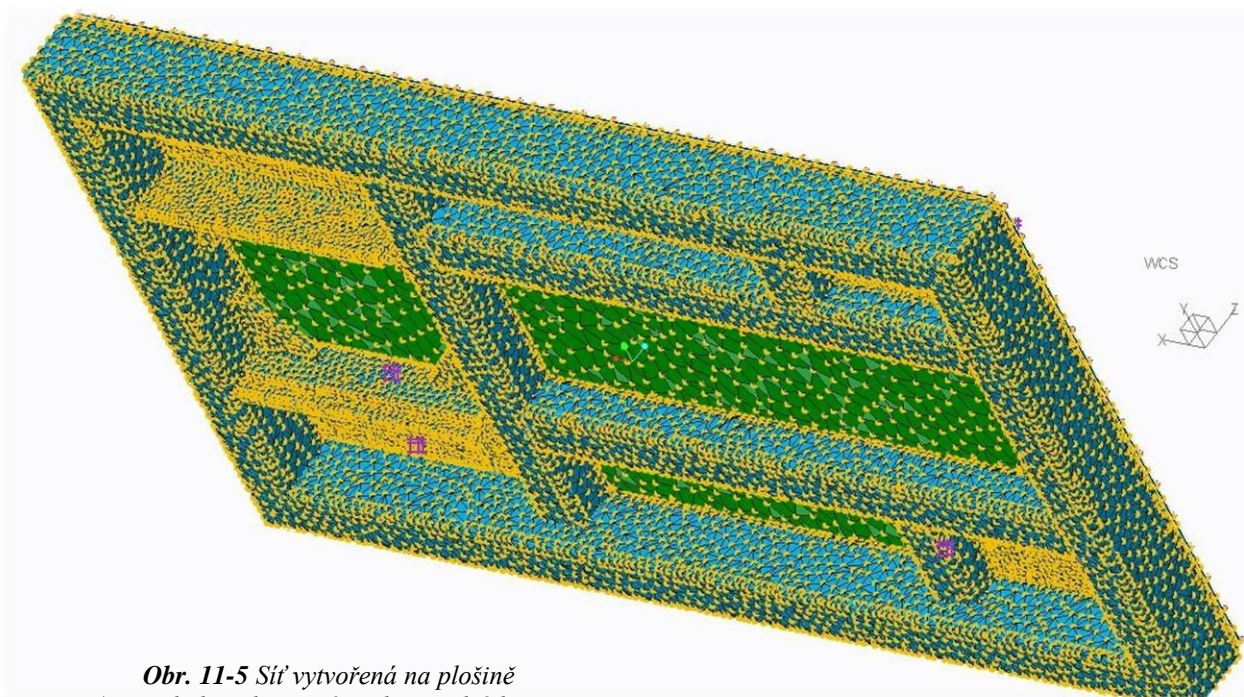
11.1.2 Tvorba sítě

Po vytvoření výpočtového modelu následuje fáze tzv. „síťování“, během které je model rozdělen na jednotlivé elementy (základní princip MKP). V jednotlivých rozích těchto elementů (v uzlech) je následně prováděn výpočet. Výsledky dosažené v těchto uzlech jsou pak rozpočítány do prostoru patričních elementů. Z výše uvedeného je zřejmé, že kvalita sítě má poměrně zásadní vliv na správnost dosažených výsledků. Proto je vytváření sítě, které probíhá automaticky při tzv. „preprocessingu“, korigováno pomocí dostupných nástrojů. Nejčastěji využívanou korekcí je volba maximální velikosti prvků v určité oblasti. Při volbě požadované velikosti prvků je nutné brát ohled na to, aby síť byla dostatečně jemná pro zajištění požadované přesnosti výpočtu, ale zároveň aby počet prvků sítě nebyl příliš vysoký a výpočet se tak nestal „zbytečně“ náročným.

V případě tohoto výpočtu byla síť jednotlivých součástí omezena maximální velikostí elementů. Na horní desce byla navíc definována pravidelná distribuce uzlů sítě podél jednotlivých hran. Výsledná síť na plošině a množství jednotlivých typů elementů jsou pak znázorněny na následujících dvou obrázcích (Obr. 11-4 a Obr. 11-5).

AutoGEM Summary			
Entities Created:			
Beam:	0	Edge:	206919
Tri:	4859	Face:	293335
Quad:	1399	Face-Face Link:	0
Tetra:	123761	Edge-Face Link:	0
Wedge:	3736		
Brick:	0		
Criteria Satisfied:			
Angles (Degrees):			
Min Edge Angle:	5.00	Max Edge Angle:	169.20
Max Aspect Ratio: 10.37			
Elapsed Time: 2.25 min		CPU Time: 2.23 min	
Close			

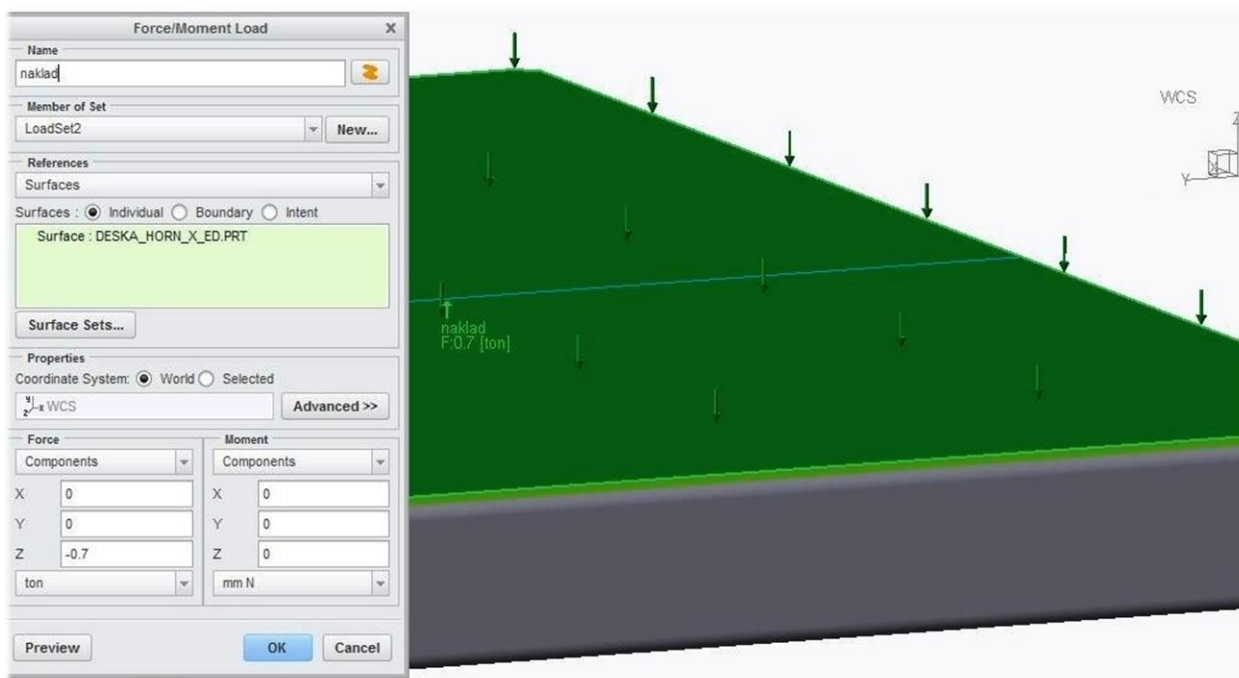
Obr. 11-4 Množství jednotlivých typů prvků sítě plošiny
(Vysvětlivky: Tri - rovinné trojhranné prvky,
Quad – rovinné čtyřhranné prvky,
Tetra - prostorové tetraedrické prvky,
Wedge – prostorové klinové prvky)



Obr. 11-5 Síť vytvořená na plošině
(Vysvětlivky: objemové prvky- modrá barva,
rovinné "shell" prvky – zelená barva)

11.1.3 Definice okrajových podmínek

Dalším krokem při přípravě analýzy je definice okrajových podmínek. V této fázi je nadefinováno zatížení analyzované konstrukce a její uchycení v prostoru (vazby). V případě plošiny bylo zvoleno zatížení horní plochy hmotností nákladu, která je dle zadání stanovena na 700 kg (zadááno jako 0,7 t). Zatížení bylo zadáno rovnoměrně na celou plochu plošiny, jelikož i v provozu bude plošina takto zatížena jednotlivými vrstvami přepravovaných destiček. Při výpočtu bylo dále uvažováno zatížení od vlastní tíhy plošiny. Toto zatížení bylo definováno zadáním směru a velikosti gravitačního zrychlení (použita velikost gravitačního zrychlení $9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$). Výpočetní software pak na základě objemu a hustoty materiálu jednotlivých částí automaticky stanovuje polohu těžiště a velikost zatížení od vlastní tíhy.



Obr. 11-6 Definice zatížení plošiny hmotností nákladu

Vazby plošiny v prostoru byly definovány následovně (viz Obr. 11-7):

- na dosedací ploše úchytů ramen – zakázání posuvů ve směru všech os
- na dosedací ploše dráhy koleček – zakázání posuvu ve svislém směru (osa z)



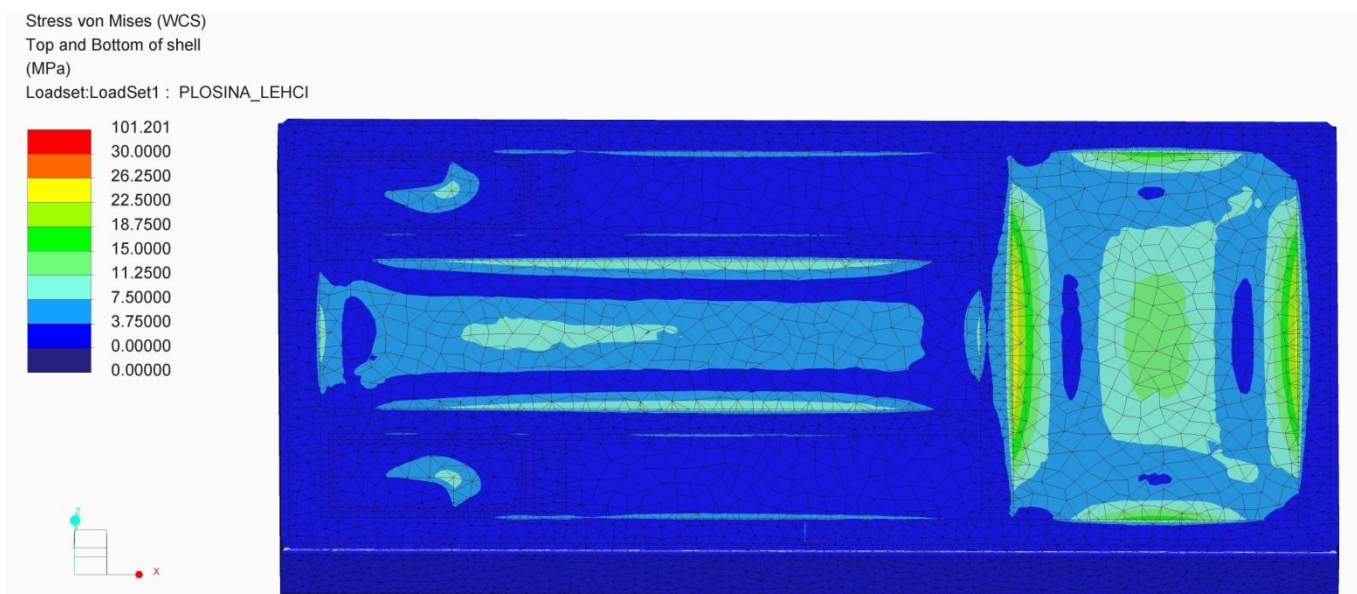
Obr. 11-7 Zobrazení oblastí s definovanou vazbou na spodní části plošiny

11.1.4 Výsledky pevnostní analýzy

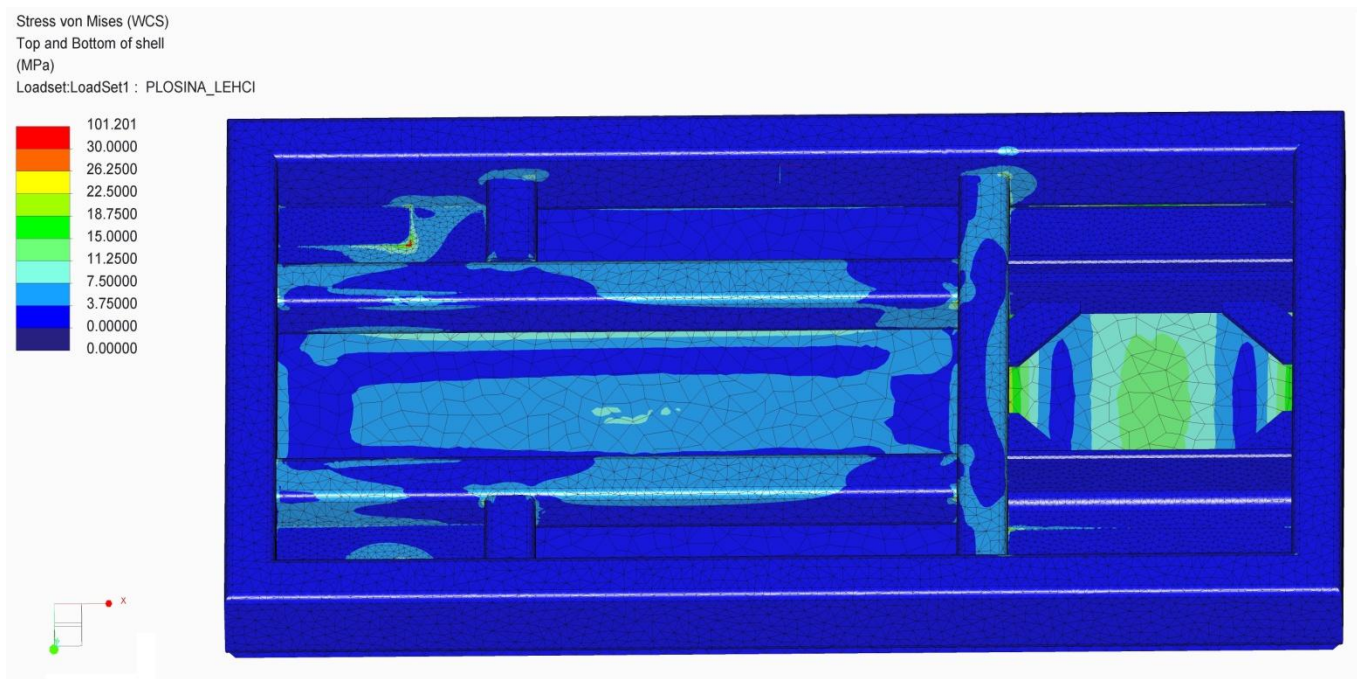
Hlavním výstupem z pevnostní analýzy je znázornění rozložení napětí na analyzované konstrukci. V tomto případě bylo jako výsledné napětí uvažováno vždy redukované napětí, stanovené dle hypotézy HMM (někdy také nazývané „von Mises“). Toto redukované napětí je vypočítáno z jednotlivých složek smykového (τ) a normálového (σ) napětí v daném místě dle následujícího vztahu:

$$\sigma_{von\ Mises} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_z \cdot \sigma_x) + 3 \cdot (\tau_x^2 + \tau_y^2 + \tau_z^2)} \quad [11-1.1]$$

Rozložení napětí na modelu svařence plošiny je znázorněno na následujících obrázcích.

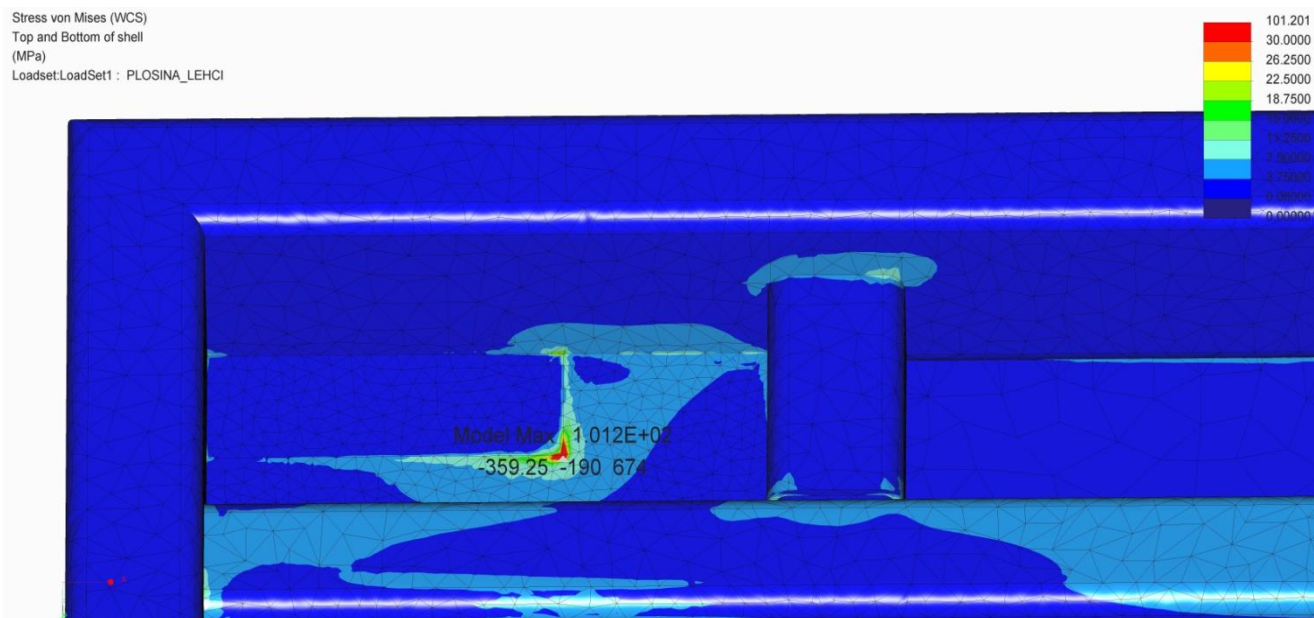


Obr. 11-8 Rozložení napětí (dle HMM) na plošině zdvihacího mechanismu - pohled shora, jednotky:[MPa]



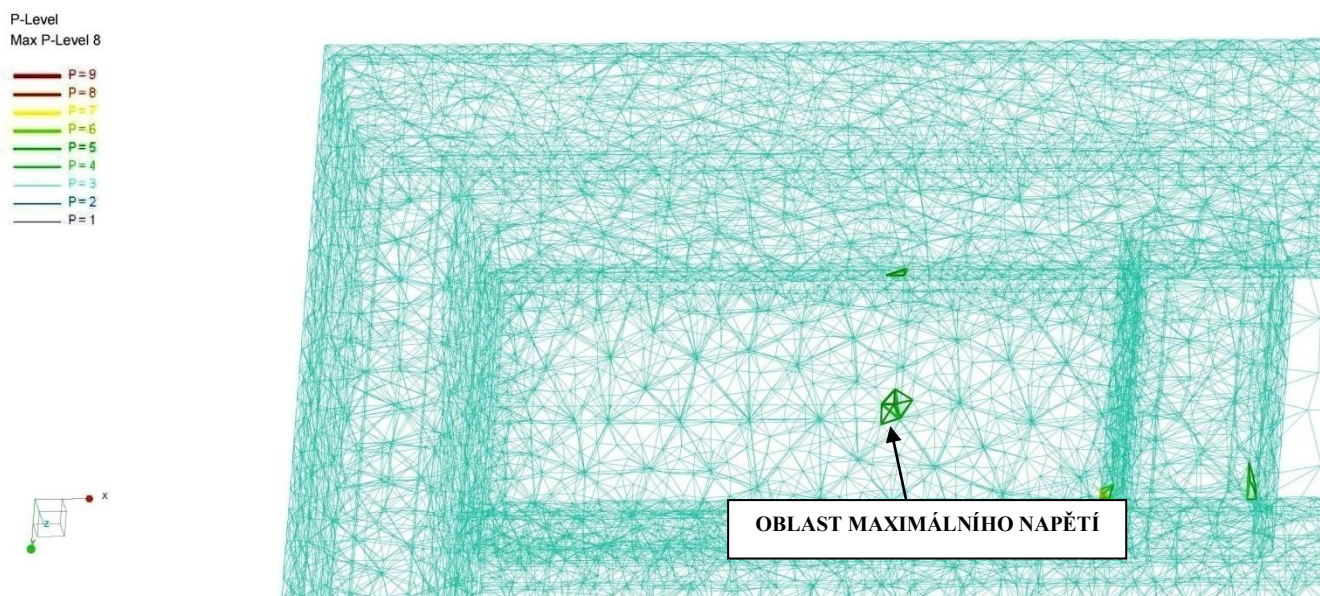
Obr. 11-9 Rozložení napětí (dle HMM) na plošině zdvihacího mechanismu - pohled zdola, jednotky:[MPa]

Aby bylo možné pozorovat rozložení napětí v rámci celé konstrukce, bylo upraveno měřítko zobrazení výše uvedených výsledků na hodnoty od 0 do 30 MPa. Veškerá napětí nad 30 MPa jsou proto označena červenou barvou. Maximální výsledné napětí bylo detekováno v oblasti rohu úchyty plošiny (viz Obr. 11-10). Jeho hodnota byla stanovena na cca 101,2 MPa. Mimo tuto ojedinělou špičku ovšem nepřekračují hodnoty napětí na plošině velikost 30 MPa.



Obr. 11-10 Detail oblasti maximálního napětí (HMH) na plošině - jednotky: [MPa]

Při pohledu na výše uvedenou napěťovou špičku, představující maximální napětí analyzované konstrukce, je možné pozorovat, že v jejím okolí se napětí skokově zmenšuje. To může být jedním z ukazatelů toho, že by se v tomto případě mohlo jednat o „nepravou napěťovou špičku“, vzniklou nepřesným výpočtem v této oblasti. Tuto teorii podporuje i zvýšený stupeň polynomu, který značí, že výpočet v daném místě hůře konvergoval (viz následující obrázek – Obr. 11-11). Zmíněnou nepřesnost se z výpočtu bohužel nepodařilo odstranit ani zjemněním sítě v této oblasti.

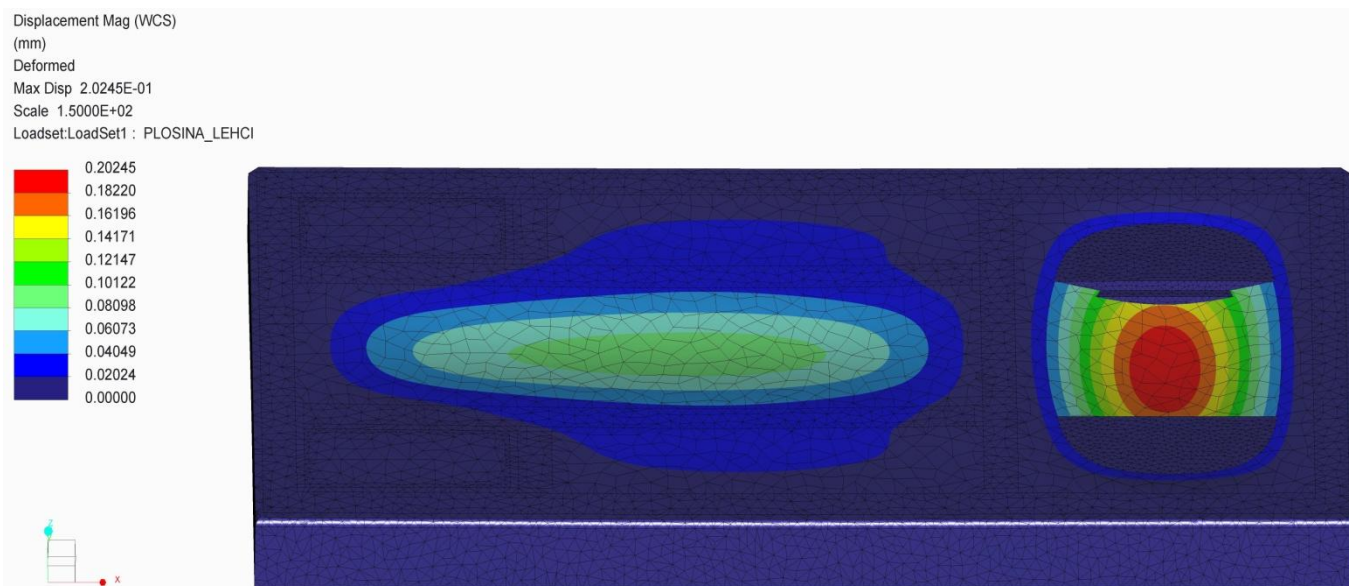


Obr. 11-11 Zobrazení zvýšeného stupně polynomu v oblasti maximálního napětí

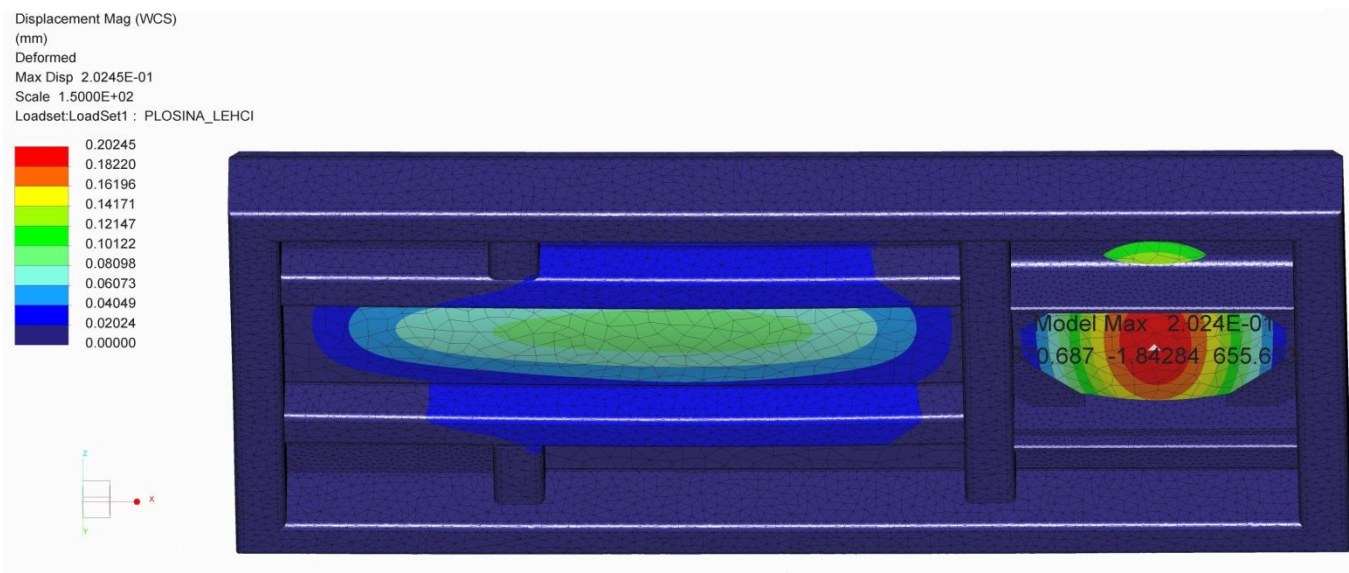
Nicméně i v případě uvažování výše uvedeného maximálního napětí mezi reálné výsledky analýzy lze prohlásit konstrukci svařence z hlediska velikosti napětí při maximálním statickém zatížení za **VYHOVUJÍCÍ**, neboť minimální mez kluzu oceli S235, stanovená materiálovým listem při daných tloušťkách materiálu, je 235 MPa. Minimální bezpečnost analyzované konstrukce vůči mezi kluzu lze tedy stanovit následovně: $s_k = \frac{235}{101,2} \cong 2,32$.

11.1.5 Výsledky tuhostní analýzy

Jako výsledky tuhostní analýzy jsou na následujících obrázcích zobrazeny celkové deformace analyzované konstrukce, ke kterým by mělo dojít vlivem výše uvedeného zatížení. Zobrazení deformace je zde 150x zvětšeno (měřítko zobrazení deformace 150:1) z toho důvodu, aby bylo možné pozorovat, v jakých směrech a jakým způsobem deformace probíhá.



Obr. 11-12 Deformace plošiny (zobrazení deformace v měřítku 150:1) - pohled shora, jednotky:[mm]



Obr. 11-13 Deformace plošiny (zobrazení deformace v měřítku 150:1) - pohled zdola, jednotky:[mm]

Jak je vidět z výše uvedených výsledků, maximální deformace na plošině při jejím největším zatížení má hodnotu přibližně 0,2 mm. Lze tedy prohlásit, že pro danou aplikaci je tato konstrukce z hlediska tuhosti **VYHOVUJÍCÍ**.

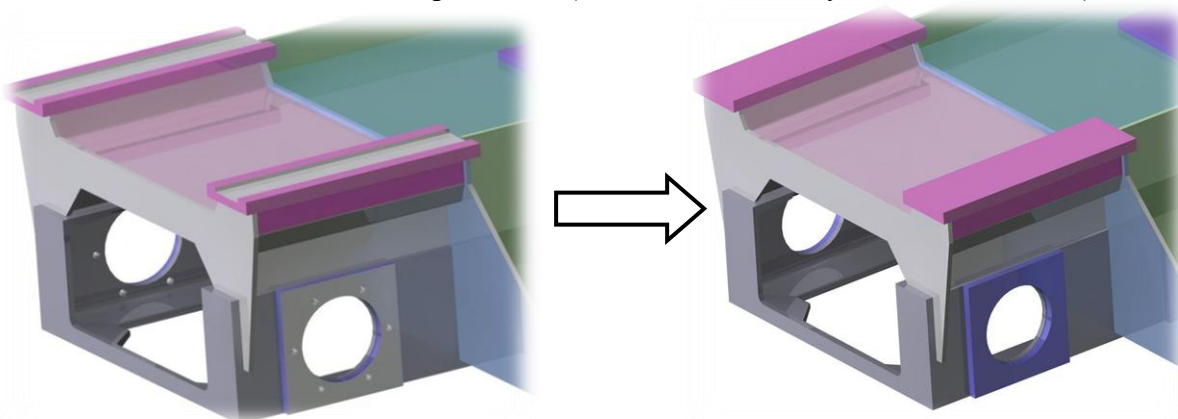
11.2 Analýza rámu

Postup přípravy pevnostní a tuhostní analýzy rámu podvozku byl, až na několik málo odlišností, totožný s výše uvedeným postupem přípravy analýzy plošiny.

11.2.1 Výpočtový model

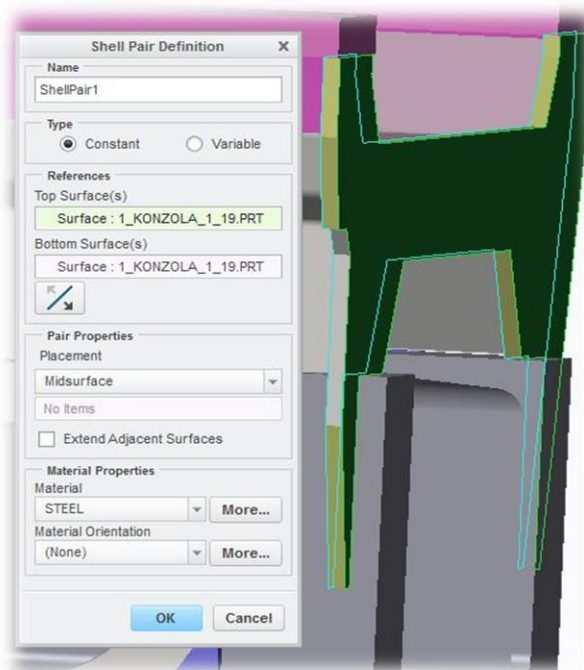
Prvním krokem návrhu analýzy byla opět tvorba výpočtového modelu. Stejně jako v případě plošiny byl převzat CAD model rámu vytvořený v softwaru Autodesk Inventor 2014, který byl následně exportován do výpočetního softwaru (PTC Creo Simulate 3.0). Dále byla zavedena tvarová zjednodušení jako např.:

- odstranění sražených a zaoblených hran
- odstranění otvorů se závity
- odstranění opracování (zanedbání frézovaných úběrů materiálu)



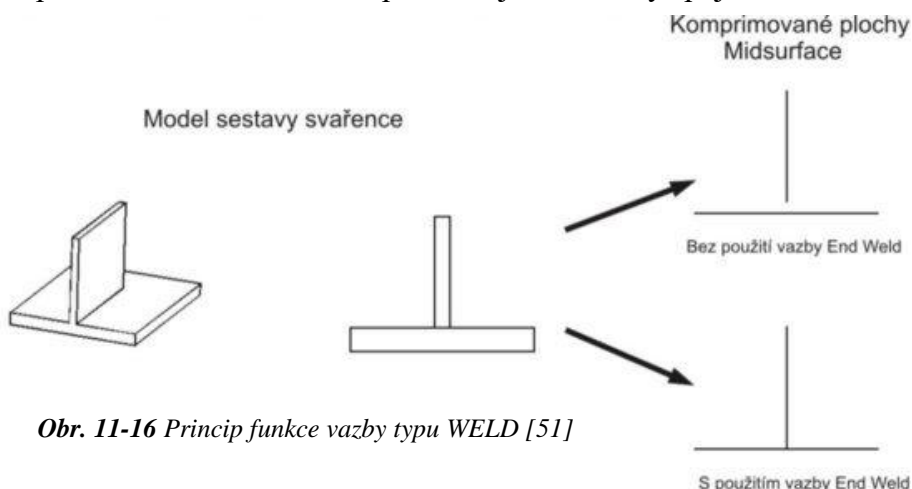
Obr. 11-14 Ukázka tvarového zjednodušení zavedeného v přední části rámu

Jelikož velká část konstrukce rámu je vytvořena jako svařenec z plechů, jejichž tloušťka je výrazně menší než ostatní rozměry, byla opět využita idealizace výpočtového modelu zavedením prvků typu SHELL. Na rozdíl od výpočtového modelu plošiny nebyly v tomto případě SHELL prvky definovány příkazem „Shell“, nýbrž příkazem „Shell Pair“. Zatímco v prvním případě (příkaz „Shell“) je tenkostěnný prvek vytvořen zadáním tvaru, tloušťky a přiřazením materiálu, v tomto případě (příkaz „Shell Pair“) tvorba shell prvku spočívá ve výběru dvou protilehlých ploch tenkostěnné součásti a zadání materiálových vlastností (viz Obr. 11-15). Tenkostěnný prvek je pak vytvořen jako střednice vybraných ploch (tzv. Midsurface).



Obr. 11-15 Definice SHELL prvku pomocí příkazu "Shell Pair"

V případě sestavy s větším množstvím idealizovaných tenkostěnných součástí, které se vzájemně dotýkají, nastává problém s jejich vzájemným kontaktem. Redukcí součástí na tenkostěnné prvky totiž může docházet ke vzniku mezer. Pro zajištění přenosu zatížení mezi součástmi byla proto využita vazba typu svar (WELD). Ta zajistí propojení sítě vybraných ploch a přenos zatížení mezi nimi, podobně jako svarový spoj.



Obr. 11-16 Princip funkce vazby typu WELD [51]

Co se týče materiálových vlastností, všechny součásti svařence rámu budou vyrobeny z oceli s označením S355 (dle ČSN 11 503). Proto byly do výpočtového modelu zaneseny údaje platné pro ocel (totožné jako v případě plošiny):

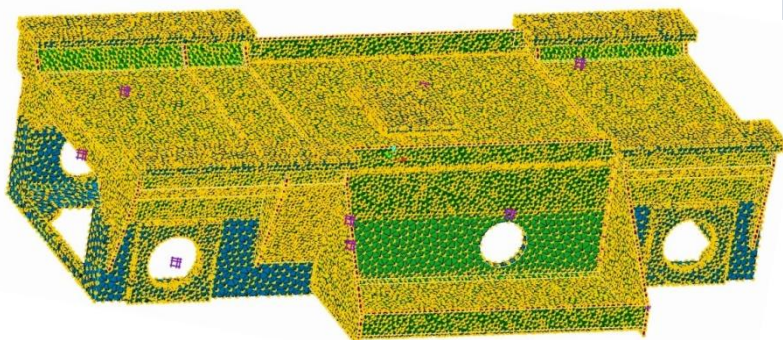
- $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa
- $\mu = 0,29$
- $\rho = 7\,850$ kg · m⁻³

11.2.2 Tvorba sítě

Automatické generování sítě bylo v případě rámu omezeno, podobně jako u plošiny, maximální velikostí elementů na jednotlivých součástech. Navíc byla zavedena omezení maximální délky hrany prvku v oblastech svarů, kde byla předpokládána koncentrace napětí. Výsledná síť je znázorněna na následujících obrázcích (Obr. 11-17 a Obr. 11-18).

Obr. 11-17 Množství jednotlivých typů prvků sítě rámu
(Vysvětlivky: Tri - rovinné trojhranné prvky,
Quad - rovinné čtyřhranné prvky,
Tetra - prostorové tetraedrické prvky,
Wedge - prostorové klínové prvky)

AutoGEM Summary		
Entities Created:		
Beam:	0	Edge: 210081
Tri:	14864	Face: 234130
Quad:	30775	Face-Face Link: 0
Tetra:	82183	Edge-Face Link: 742
Wedge:	3514	
Brick:	0	
Criteria Satisfied:		
Angles (Degrees):		
Min Edge Angle:	0.86	Max Edge Angle: 174.67
Max Aspect Ratio: 14.81		
Elapsed Time: 4.12 min		CPU Time: 4.03 min
Close		

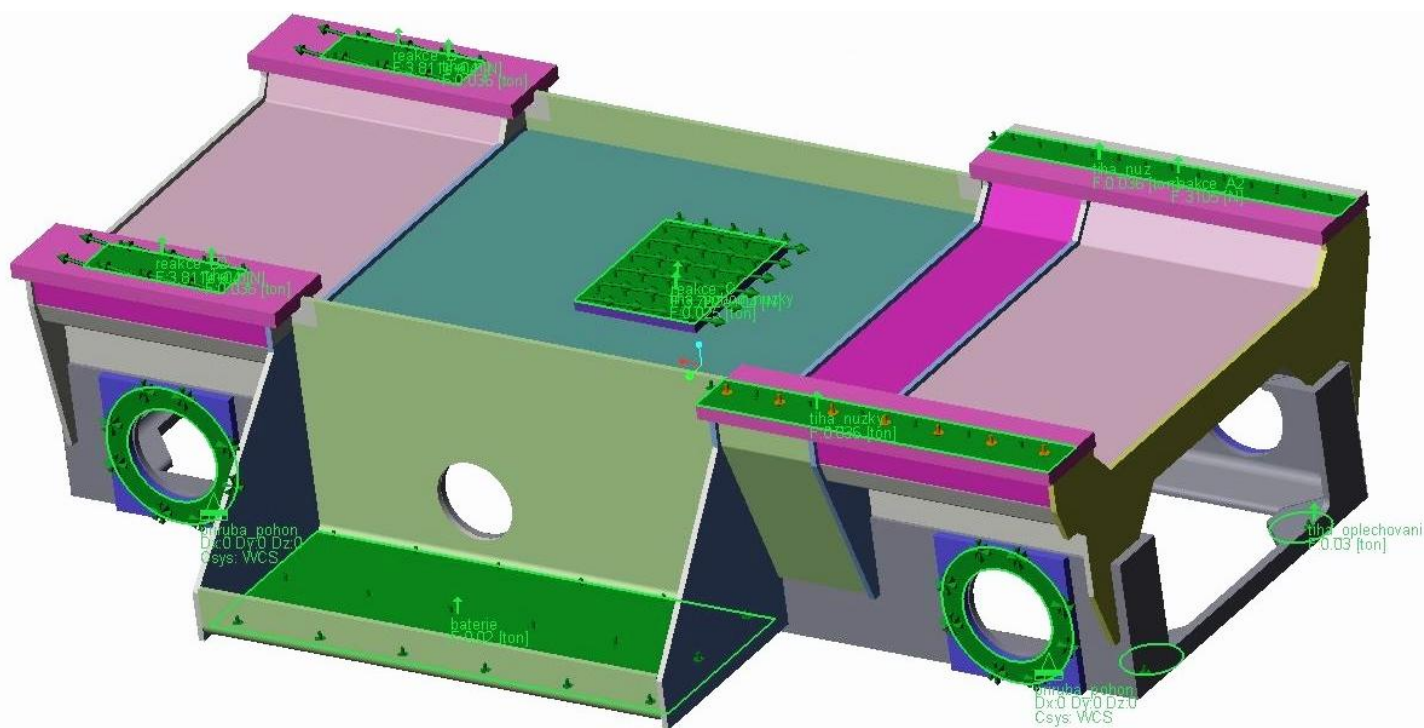


Obr. 11-18 Síť vytvořená na modelu rámu
(Vysvětlivky: objemové prvky- modrá barva,
rovinné „shell“ prvky - zelená barva)

11.2.3 Definice okrajových podmínek

Co se týče okrajových podmínek definovaných na modelu rámu, byla zavedena jedna vazba (uchycení v prostoru) a několik zatěžujících účinků, simulujících jeho namáhání. Vazba byla definována v oblasti, kde je k rámu přes přírubu uchyceno uložení kol vozíku. V těchto místech byly rámu odebrány 3 stupně volnosti (posuvy ve směrech všech os). Zatížení pak bylo definováno následovně:

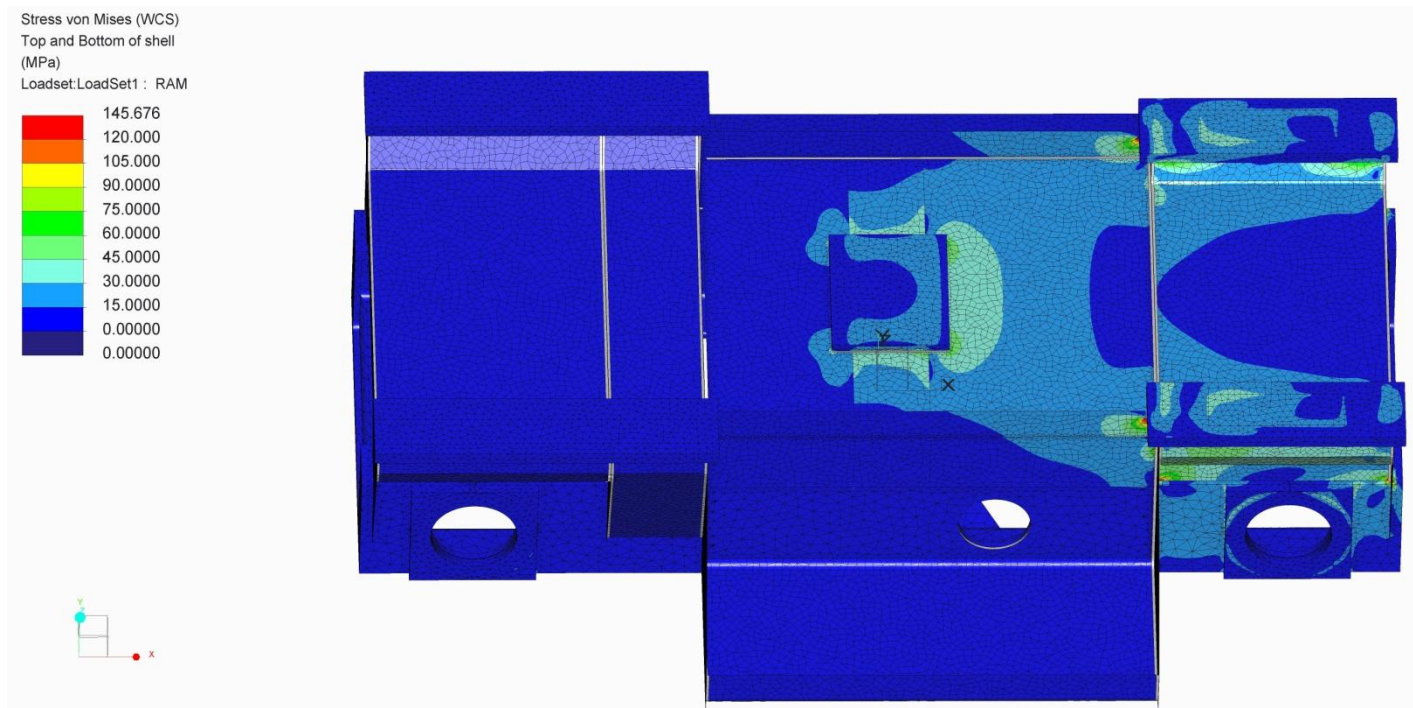
- zatížení tíhou nůžkového mechanismu (uvažována celková hmotnost mechanismu 145 kg) v místech upevnění úchyťtů ramen
- zatížení reakcemi v úchytech nůžkového mechanismu, vypočítaných ve statické analýze (viz kapitola 8.2)
- zatížení tíhou pohonu v místě jeho uchycení na desce uprostřed rámu (uvažována hmotnost mechanismu pohonu 25 kg)
- zatížení reakcemi v místě uchycení pohonu zdvihacího mechanismu na desce uprostřed rámu (viz statická analýza mechanismu - kapitola 8.2)
- zatížení tíhou baterií a další elektrické výzbroje v postranních kapsách rámu (uvažována tíha 20 kg v každé kapse)
- zatížení tíhou oplechování, zavěšeného na spodní části konstrukce rámu (uvažována tíha oplechování 120 kg)
- zatížení od vlastní hmotnosti rámu (totožná definice jako v případě plošiny)



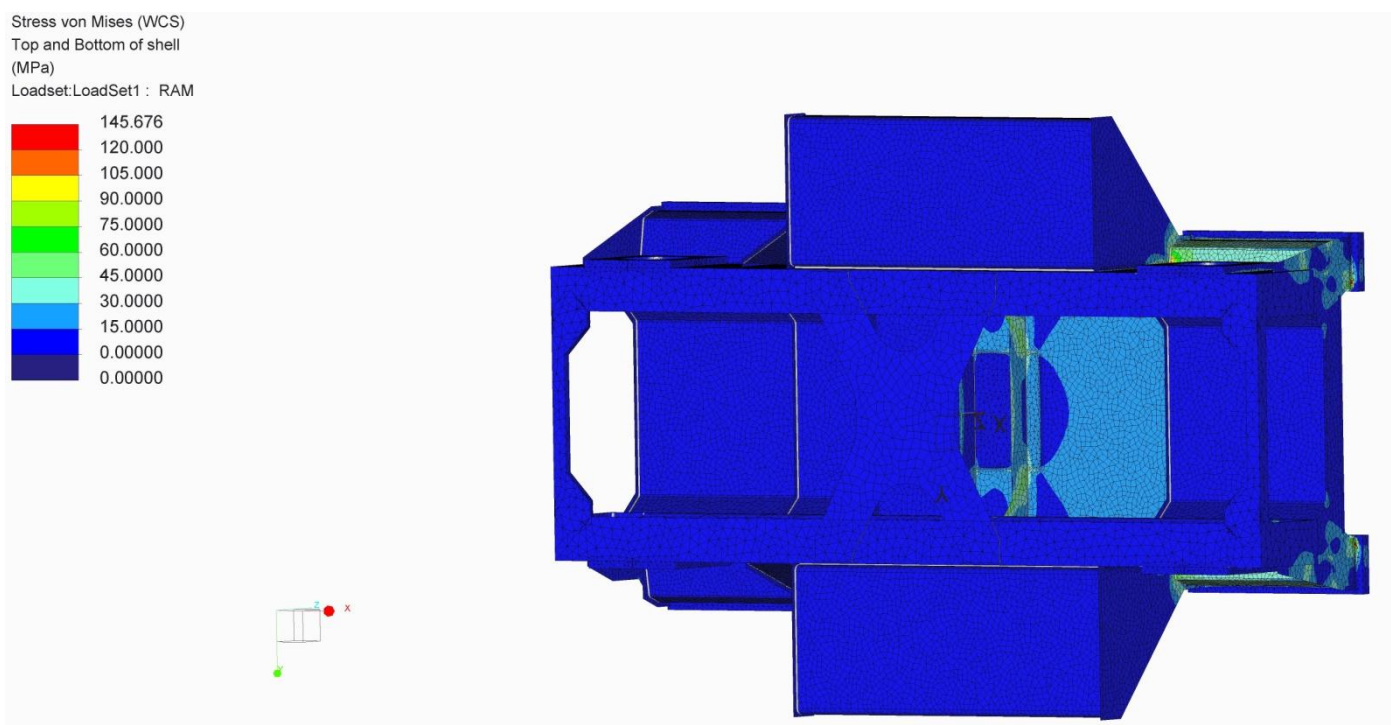
Obr. 11-19 Definice okrajových podmínek na modelu rámu

11.2.4 Výsledky pevnostní analýzy

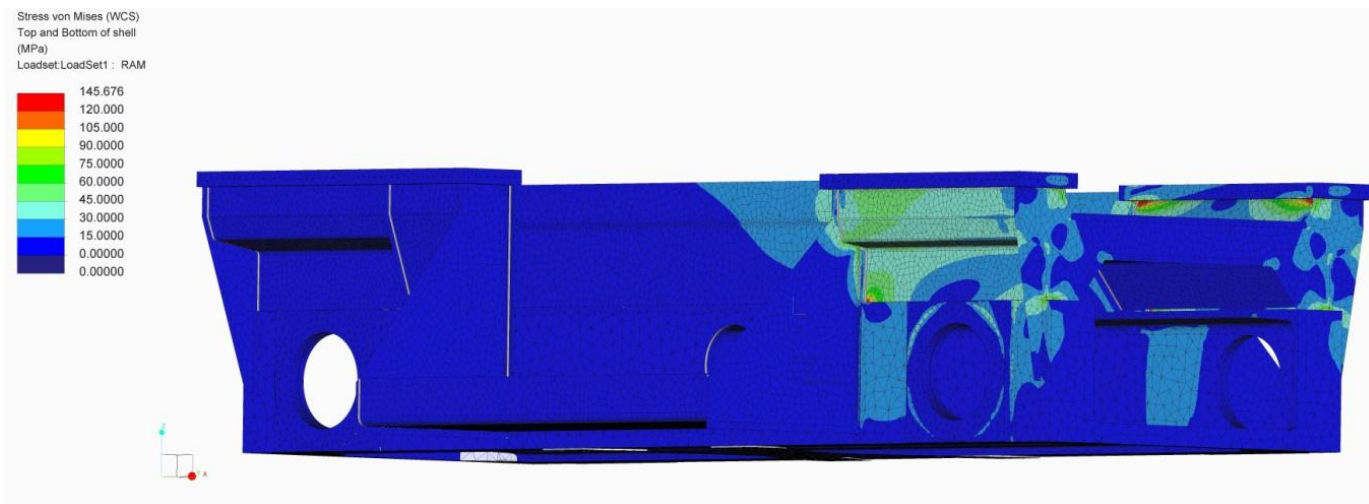
Jako výstup z pevnostní analýzy rámu je na následujících obrázcích znázorněno rozložení napětí na modelu svařence rámu. Pojmem „napětí“ je, stejně jako v předešlé analýze plošiny zdvižného mechanismu, míněno redukované napětí stanovené dle hypotézy HMM (viz vztah 11-1.1).



Obr. 11-20 Rozložení napětí (dle HMM) na rámu vozíku - pohled shora, jednotky:[MPa]



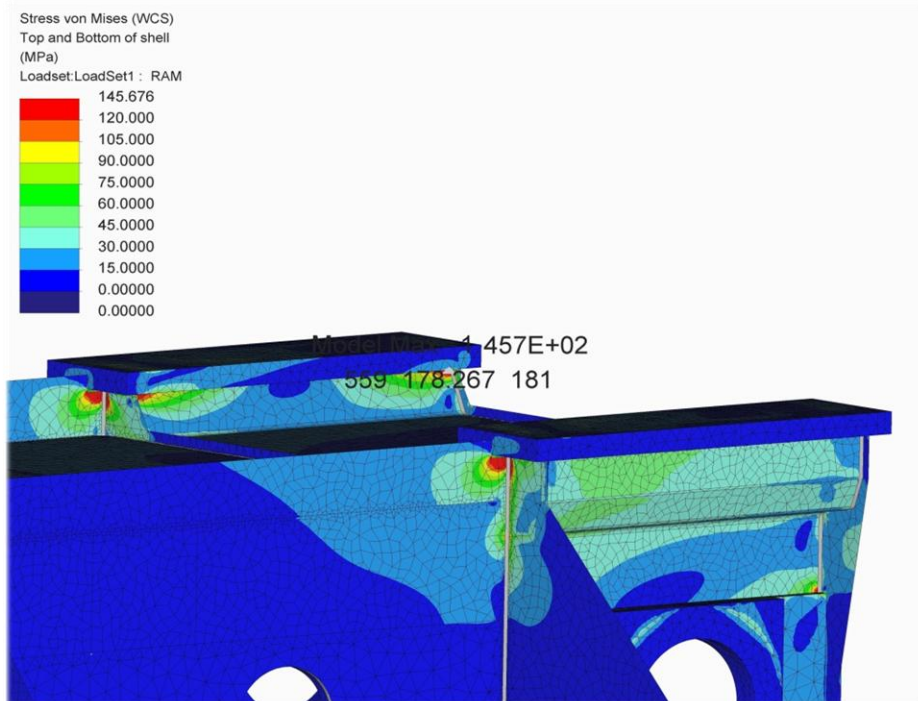
Obr. 11-21 Rozložení napětí (dle HMM) na rámu vozíku - pohled zdola, jednotky:[MPa]



Obr. 11-22 Rozložení napětí (dle HMH) na rámu vozíku - boční pohled, jednotky:[MPa]

Podobně jako v případě výsledků pevnostní analýzy plošiny, bylo i v tomto případě, pro větší přehlednost výsledků, upraveno měřítko napětí od 0 do 120 MPa. Jak je z výše uvedených výsledků patrné, na většině částí svařence rámu se hodnoty napětí při maximálním statickém zatížení pohybují do cca 105 MPa. Maximální napětí na analyzované konstrukci má pak hodnotu cca 145,7 MPa. Detail oblasti s maximálním zjištěným napětím je zobrazen níže (viz Obr. 11-23).

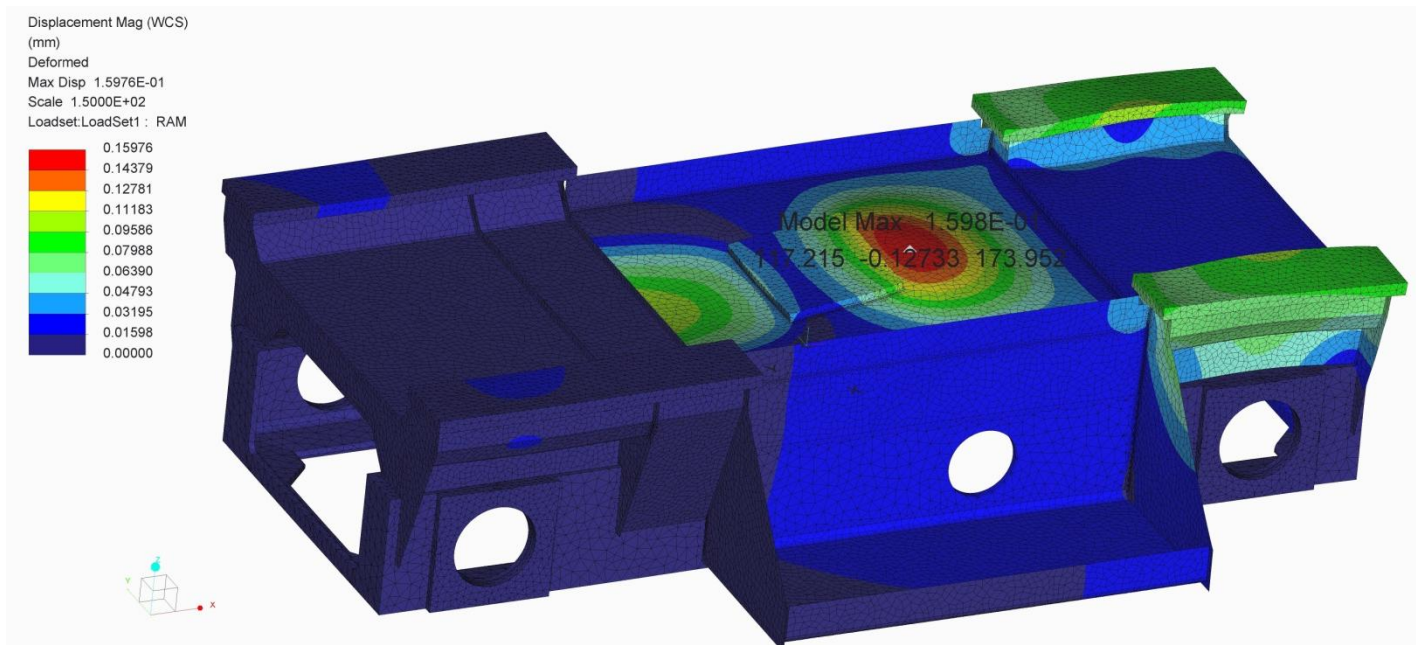
Obr. 11-23 Detail oblasti maximálního napětí (HMH) na rámu vozíku – jednotky:[MPa]



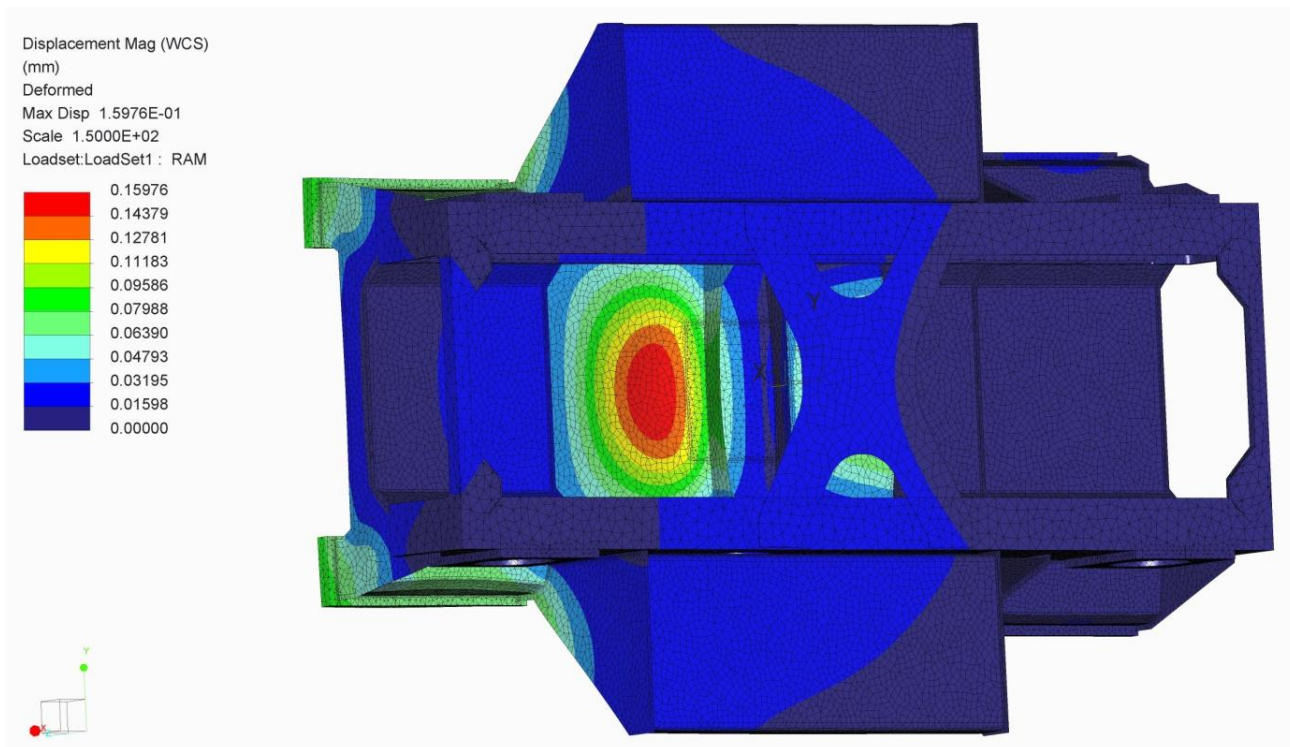
Oblast maximálního napětí na rámu může být, stejně jako v případě plošiny, zatížena určitou nepřesností výpočtu, jelikož zde byl detekován zvýšený stupeň polynomu, který značí horší konvergenci výpočtu v tomto místě. Tento problém se podařilo zmírnit (ne však zcela odstranit) zjemněním sítě na inkriminovaném místě. Nicméně i v případě „správnosti“ tohoto výsledku lze konstrukci svařence rámu z hlediska pevnostní analýzy prohlásit za **VYHOVUJÍCÍ**, neboť minimální mez kluzu oceli S355, stanovená materiálovým listem při daných tloušťkách materiálu, je 355 MPa. Minimální bezpečnost analyzované konstrukce vůči mezi kluzu lze tedy stanovit následovně: $s_k = \frac{355}{145,7} \cong 2,43$.

11.2.5 Výsledky tuhostní analýzy

Hlavním výstupem z tuhostní analýzy rámu je zobrazení jeho celkové deformace při maximálním statickém zatížení. Velikost celkové deformace na jednotlivých částech svařence rámu je znázorněna na následujících obrázcích. Stejně jako v případě tuhostní analýzy plošiny bylo i zde pro zobrazení deformace použito měřítko 150:1 (zobrazovaná deformace 150x větší než ve skutečnosti), aby mohl být pozorován směr deformace v jednotlivých částech.



Obr. 11-24 Deformace rámu vozíku (zobrazení deformace v měřítku 150:1) - pohled shora, jednotky:[mm]



Obr. 11-25 Deformace rámu vozíku (zobrazení deformace v měřítku 150:1) - pohled shora, jednotky:[mm]

Jelikož hodnota maximální celkové deformace rámu vozíku při maximálním statickém zatížení je přibližně 0,16 mm, lze tuto konstrukci považovat z hlediska tuhosti za **VYHOVUJÍCÍ**.

Závěr

Hlavním cílem předložené diplomové práce bylo vytvoření konstrukčního návrhu vozíku, určeného pro přepravu rozpracovaných výrobků z nového manipulačního pracoviště na následující technologickou linku. Návrh byl proveden na základě požadavků, vyplývajících z rozpracování zadání, a dodatečných přání zákazníka (jelikož se jedná o zakázkovou výrobu vozíku, mají dodatečné požadavky zákazníka rozhodující význam).

Nejvýznamnější část této práce tvoří podrobný popis návrhu konstrukce, který zahrnuje, mimo jiné, také návrhové výpočty některých součástí. V rámci popisu jsou také zmíněny další varianty řešení jednotlivých konstrukčních uzlů, které byly při návrhu uvažovány. Celý popis výsledné konstrukce je doplněn obrázkovou dokumentací 3D modelu zpracovaného v CAD softwaru Autodesk Inventor 2014, kterým disponuje společnost KOVA Engineering s.r.o. (zadavatel této diplomové práce). Závěr práce je zaměřen na MKP analýzu pro ověření pevnosti a tuhosti dvou hlavních svařovaných částí navržené konstrukce (stolu zdvihacího zařízení a rámu podvozku vozíku).

Po schválení návrhu konstrukčním oddělením společnosti KOVA Engineering s.r.o., byla následně vytvořena výkresová dokumentace celé konstrukce vozíku. Její ukázka je doložena v rámci volně vložených příloh. V současné době již probíhá výroba prvního prototypu vozíku, na kterém bude následně ověřena jeho funkčnost (fotodokumentace výroby a montáže uvedena v Příloze č. 3). V případě potřeby bude na základě výsledků těchto prototypových zkoušek navržená konstrukce dále modifikována.

Poté, co se podaří dosáhnout požadovaných vlastností prototypu vozíku, bude zahájena výroba osmi kusů těchto zařízení, která budou dodána zákazníkovi spolu s novým robotickým manipulačním pracovištěm.

Poděkování

Za spolupráci na této diplomové práci bych rád poděkoval zejména vedoucímu práce Doc. Ing. Ladislavovi Němcovi, CSc., který mi umožnil zpracování toho zajímavého tématu a ochotně reagoval na veškeré moje dotazy.

Neméně velký dík pak patří mému konzultantovi, panu Jiřímu Václavovi, který zastává funkci vedoucího konstrukčního oddělení společnosti KOVA Engineering s.r.o. a který se mnou úzce spolupracoval na řešení jednotlivých konstrukčních problémů v rámci této diplomové práce. Stejně tak bych rád poděkoval za spolupráci a za velké množství cenných informací i ostatním členům konstrukčního týmu společnosti KOVA Engineering s.r.o.

Zdroje a použitá literatura

Zdroje převzatých textů

- [1] [2] DRAŽAN, F., JEŘÁBEK, K. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL, 1979.
- [5] HLAVENKA, B. *Manipulace s materiálem*. 4. vyd. Brno: CERM, 2008.
- [34] [36] ČSN EN ISO 3691-1. *Manipulační vozíky - Bezpečnostní požadavky a ověření: Část 1: Manipulační vozíky s vlastním pohonem, jiné než vozíky bez řidiče, vozíky s proměnným vyložení a vozíky k přepravě nákladů*. UNMZ, 2016.
- [38] ARISTOTELES.CZ. *Frobeniova věta* [online]. Dostupné z: http://www.aristoteles.cz/matematika/linearni_algebra/soustavy/frobeniova-veta.php. 2018 [cit. 2018-11-6].

Zdroje obrázků

- [3] NEWSBYTES. *Odhad celosvětových příjmů tvořených outsourcingovou výrobou*. [online] Dostupné z: <http://newsbytes.ph/2013/02/13/outsourced-electronics-manufacturing-set-for-4-5-growth-this-year/>. IHS iSuppliResearch, 2013 [cit. 2018-07-12].
- [4] TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI. *Rozdělení manipulačních prostředků podle vazby k dráze* [online]. CHALOUPKOVÁ, J. Dostupné z: <https://docplayer.cz/3549386-Technicka-univerzita-v-liberci.html>. Liberec [cit. 2018-08-15].
- [6] HLAVENKA, B. *Manipulace s materiálem*. 4. vyd. Brno: CERM, 2008.
- [7] STAŇEK, J. *Rozdělení manipulace podle snadnosti přepravy*. In STAŇEK, J. *Rozdělení dopravy – přednáška v rámci předmětu KKS/ZSDM* [PDF]. Plzeň: ZČU-KKS
- [8] HEAVYTECH. *Pásový přepravní vozík Lumag MD 300* [online]. Dostupné z: <http://www.naradi-pro.cz/pasovy-prepravnik?heu=1>. Praha:2018 [cit. 2018-10-4].
- [9] DELTALIFT. *Příklad manipulační plošiny pevně ukotvené a s pojízdným podvozkem*. [online]. Dostupné z: <https://www.deltalift.cz/staticka-zdvihaci-plosina-piw6n-nosnost-3t-zdvih-1010-mm>. Praha: 2018 [cit. 2018-10-4].
- [10] CONE ZLÍN. *Rudl 12001 PROFI* [online]. Dostupné z: <http://www.conezlin.cz/index.php?rubrika=2>. Zlín: 2018 [cit. 2018-10-7].
- [11] CONE ZLÍN. *Plošinový vozík - Serie 52000* [online]. Dostupné z: <http://www.conezlin.cz/index.php?rubrika=4>. Zlín: 2018 [cit. 2018-10-9].
- [12] HOFMAN GROUP. *Ruční paletový vozík s nůžkovým zdvihacím mechanismem* [online]. Dostupné z: https://www.hoffmann-group.com/medias/sys_master/root/h02/h91/9047758897182/b919916.jpg. Norimberk: 2018 [cit. 2018-10-7].
- KOZEL, D. *Studie řízených průmyslových vozíků – bakalářská práce* [online]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/100030>. Brno: VUT, 2017 [cit. 2018-10-7].
- [13] CONE ZLÍN. *Vysokozdvizný vozík - VVR1000/1200* [online]. Dostupné z: http://www.conezlin.cz/CZ/voziky-paletovaci-vysokozdvizne-zvedaci-stoly/vysokozdvizne-voziky-rucni-%20paletaky?rubrika_zbozi=37. Zlín: 2018 [cit. 2018-10-9].
- AA MARKET. *Dílenský jeřáb - T3100* [online]. Dostupné z: <https://www.aamarket.cz/pojizdny-skladaci-hydraulicky-dilensky-jerab-t31002-p1300>. Turnov: 2018 [cit. 2018-10-9].
- [14] TC MATERIAL HANDLING CZ. *Schéma plnění vozíku s pohonem na CNG* [online]. Dostupné z: <http://www.tcmh.cz>. Praha: 2016 [cit. 2018-10-9].

- [15] RELIANT GROUP. *Využití CNG pro vysokozdvizné vozíky* [online]. KLENK, J., ŘEHÁK, M. Dostupné z: <https://docplayer.cz/4711936-Vyuziti-cng-pro-vysokozdvizne-voziky.html>. Praha: 2015 [cit. 2018-10-9].
- [16] UNVAN.AZ. *Elektrický vozík Jungheinrich* [online]. Dostupné z: <https://unvan.cz/icare-elektrokar-jungheinrich-zt4000-5122617.html>. 2016 [cit. 2018-10-9].
- [17] GÖTTING KG. *Guide Wire* [online]. Dostupné z: <https://www.goetting-agv.com/solutions>. Lehrte: 2013 [cit. 2018-10-9].
- [18] MANIP. *Elektrický tahač QDD50* [online]. Dostupné z: <http://www.manip.cz/product/elektricky-tahac-qdd50-cena-na-vyzadani-986/>. Kyjov: 2018 [cit. 2018-10-11].
- GEKON INTERNATIONAL. *Plošinové vozíky HELI* [online]. Dostupné z: <https://www.gekkon.org/8-plosinove-voziky/>. Pardubice: 2017 [cit. 2018-10-11].
- [19] STILL. *EXV 14 - 20 Ručně vedený vysokozdvizný vozík; ECU-SF Nízkozdvizný vozík se sklopnou plošinou pro řidiče* [online]. Dostupné z: <https://www.still.cz/vysokozdvizny-vozik-obsluhou-exv-14-20.0.0.html>; <https://www.still.cz/ecu-sf-cz.0.0.html>. Praha: 2018 [cit. 2018-10-11].
- [20] STILL. *Diesellový a plynový vysokozdvizný vozík RX 70; Allround - všestranný boční vysokozdvizný vozík* [online]. Dostupné z: <https://www.still.cz/dieselove-voziky-rx-70-16.0.0.html>; <https://www.still.cz/votex-bison-allround-cz.0.0.html>. Praha: 2018 [cit. 2018-10-12].
- [21] JUNGHEINRICH. *Elektrický vozík s výsuvným zdvihacím zariadením; EKX 410 Elektro-Kommissionier-/Dreiseitenstapler* [online]. Dostupné z: <https://www.jungheinrich.sk/produkty/manipulacna-technika/voziky-s-vysuvnym-zdvihacim-zariadenim/etvetm-214216/>; <https://www.jungheinrich.sk/produkty/manipulacna-technika/vysokoregalove-zakladace/ekx-410/>. Senec: 2018 [cit. 2018-10-12].
- [22] EGEMIN AUTOMATION. *AGV Series – E'gv Standard* [online]. Dostupné z: http://www.egemin-automation.com/en/automation/material-handling-automation_ha-solutions_agv-systems_agv-series/Egv-STANDARD. Zwijndrecht: 2017 [cit. 2018-10-14].
- [23] PROFO HK. *Elektro-hydraulický pístový zvedák RAVAGLIOLI RAV1140* [online]. Dostupné z: <http://www.profo.cz/ravaglioli-rav1140-876.html>. Hradec Králové: 2012 [cit. 2018-10-15].
- [24] MITERAL. *Plošinový vertikální zvedák KAR 45* [online]. Dostupné z: <https://www.miteral.cz/zvedaky-hevery/zvedaky-pro-os-vozidla-a-dodavky/plosinove-zvedaky-nova-konstrukce/omer/plosinove-vertikalni-zvedaky>. Brno: 2018 [cit. 2018-10-16].
- [25] AUTOTECH. *Paralelogramový hydraulický pojízdný zvedák pro motocykly* [online]. Dostupné z: <https://www.autotech-chotebor.cz/produkty/detail/paralelogramovy-hydraulicky-pojizdny-zvedak-pro-motocykly>. Chotěboř: 2013 [cit. 2018-10-18].
- [26] AHPROFI. *Dvoulouповý zvedák 4000 kg* [online]. Dostupné z: <https://www.ahprofi.cz/dvoulouповy-zvedak-4000-kg.htm>. Plzeň: 2018 [cit. 2018-10-19].
- ZDVIH SERVIS. *Sloupové plošiny - TSLN 1002* [online]. Dostupné z: <http://www.zdvihservis.cz/nase-reseni/sloupove-plosiny/tsln-1002/60/>. Praha: 2018 [cit. 2018-10-19].
- [27] PURCHART, L. *Optimalizace a návrh elektrického pohonu zdvihacího mechanismu nůžkového stolu – diplomová práce* [online]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/63497/F2-DP-2015-Purchart-Lubomir-diplomovapracepurchart.pdf?sequence=-1>. Praha: ČVUT, 2015 [cit. 2018-10-19].

- [28] ZDVIH SERVIS. *Jednonůžková plošina – CL1001; Dvounůžková plošina – TRD500; Tandemová plošina – TLH4000* [online]. Dostupné z: <http://www.zdvihservis.cz/nase-reseni/nuzkove-plosiny/>. Praha: 2018 [cit. 2018-10-19].
- [29] PARKER. *Svorníkový hydraulický válec; Svorníkový pneumatický válec PIF-T* [online]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/hydraulicke-valce/>; <http://blog.parker.com/cz/nove-pohony-p1f-efektivita-v-prumyslovych-aplikacich> . Cleveland: 2018 [cit. 2018-10-22].
- [30] DANROCKETT. *Screw Lift Table L30* [online]. Dostupné z: <http://www.danrockett.com/screw-lift-table-S146851/best-screw-lift-table-130-on-wow-home-designing-ideas-with-screw-lift-table/>. 2017 [cit. 2018-10-22].
- LIFTS.UK. *Rigid Chain Lift* [online]. Dostupné z: <http://www.lifts-uk.co.uk/scissor-lifts/rigid-chain>. Nottingham : 2017 [cit. 2018-10-22].
- [31] FEDERAL-MOGUL MOTORPARTS A.S. *Přehled značek výrobků* [online]. Dostupné z: <https://www.fmmotorparts.cz/brands.html>. Michigan : 2018 [cit. 2018-11-4].
- [32] ASW – AUTOMATION SOUTH WEST. *Euchner Industrial Joysticks* [online]. Dostupné z: <https://www.automationsouthwest.com/index.php/products/control-products/pend-joystick>. 2011 [cit. 2018-11-27].
- AUTOMATION 24. *Panel HMI Siemens KP300 Basic mono* [online]. Dostupné z: <https://www.automation24.es/panel-hmi-siemens-kp300-basic-mono-pn-6av6647-0ah11-3ax0#>. 2012 [cit. 2018-11-27].
- [33] ZNALOSTNÍ SYSTÉM PREVENCE RIZIK V BOZP. *Výšky pracovních rovin pro práci vstojí* [online]. Dostupné z: <https://zsbozp.vubp.cz/pracovni-prostredi/ergonomie/337-ergonomie-pracovniho-mista>. Praha: 2016 [cit. 2018-11-27].
- [35] ČSN EN ISO 3691-1. *Manipulační vozíky - Bezpečnostní požadavky a ověření: Část 1: Manipulační vozíky s vlastním pohonem, jiné než vozíky bez řidiče, vozíky s proměnným vyložením a vozíky k přepravě nákladů*. UNMZ, 2016.
- [37] ENKON SYSTEMS. *Ball Screw Scissor Lift Table* [online]. Dostupné z: <http://www.enkon.pro/technology-electric-ball-screw-lifts.html>. Walled Lake: 2019 [cit. 2019-2-26].
- [39] HIWIN. *Lineární kuličkové vedení – vozík HGH* [online]. Dostupné z: https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulikove-vedeni/rada-hg-gh/17_vozik-hgh. Brno: 2019 [cit. 2019-3-4].
- [40] VYSOKÁ ŠKOLA BĀŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA. *Pružnost, pevnost, 13. cvičení – Vzpěr přímých prutů* [online]. Ličková, D. Dostupné z: <http://homel.vsb.cz/~lic098/files/13.cviceni.pdf>. cit. [2019-2-3].
- [41] TRANSTECNO. *Katalog stejnosměrných motorů řady EC – charakteristika motoru 600.240BR*. Itálie: Proceci srl, 2018
- [42] TRANSTECNO. *Katalog přímých planetových převodovek řady P – parametry třístupňových převodovek*. Itálie: Proceci srl, 2018
- [43] SKF. *Uspořádání ložisek – Uspořádání zády k sobě (do „O“)* [online]. Dostupné z: https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-thrust-ball-bearings-for-screw-drives/bearingarrangementdesign/bearing_arrangements/index.html. 2018 [cit. 2019-2-13].

- [44] SKF. *Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, jednořadá – Parametry ložiska 7308 BEGAM* [online]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings/single-row/index.html?designation=7308%20BEGAM&unit=metricUnit>. 2019 [cit. 2019-2-13].
- [45] SKF. *Katalog - Hřídelové těsnici kroužky CR HMS5, HMSA10 RG* [online]. Dostupné z: <http://www.tpb.cz/editor/filestore/File/SKF%20-%20CR.pdf>. 2004 [cit. 2019-3-6].
- [46] BENEVELLI-GROUP. *TX1 serie plus - wheel hubs version* [online]. Dostupné z: <https://benevelli-group.com/images/datasheet/TX1/TX1-PLUS-Serie-Wheel-Hubs-Version.pdf>. Rubiera: 2019 [cit. 2019-3-11].
- [47] VEHICLE TECHNOLOGIES INC. *Sidewinder lift truck ATX-3000* [online]. Dostupné z: <http://www.vetexinc.com/vehicles/sidewinder.html>. Trenton: 2011 [cit. 2019-3-12].
- [48] ROBOTEQ. *Driving Mecanum Wheels Omnidirectional Robots* [online]. Dostupné z: <https://www.roboteq.com/index.php/applications/applications-blog/entry/driving-mecanum-wheels-omnidirectional-robots>. Scottsdale: 2015 [cit. 2019-3-12].
- [49] BIKE4U. *Nýt maticový M5* [online]. Dostupné z: <https://bike4u.cz/produkt/nyt-maticovy-m5-21408?cid=384>. Úpice: 2019 [cit. 2019-3-14].
- BRIOL. *Nýtovací matice se zápustnou hlavou* [online]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/nytovaci-matice-se-zapustnou-hlavou-90>. Čistá u Litomyšle: 2019 [cit. 2019-3-14].
- [50] TRADEINDIA. *Panel lock screwdriver* [online]. Dostupné z: <https://shahlocksindustries.tradeindia.com/panel-lock-screwdriver-1078703.html>. Uttar Pradesh: 2017 [cit. 2019-3-19].
- [51] VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA. *Další nástroje modulu structure pro analýzy svařenců - Vazba svar* [online]. Konečný, Z. Krys, V. Dostupné z: <http://robot.vsb.cz/skripta/cad-iii/7-3-dalsi-nastroje-modulu-structure-pro-analyzy-svarencu.html>. 2018 [cit. 2019-1-25].

Použitý software

Tvorba 3D modelu: Autodesk Inventor 2014

Pevnostní a tuhostní MKP analýza: PTC Creo Simulate 3.0

Řešení soustavy rovnic
(statická analýza nůžkového mechanismu): MATLAB 2018

Výpočet pro dimenzování
ramen zdvihacího mechanismu: IT4I - Výpočetní software pro posuzování napěťových, deformačních a stabilitních mezních stavů zdvihacích plošin

Použitá literatura

Teoretická část:

HLAVENKA, B. *Manipulace s materiálem*. 4. vyd. Brno: CERM, 2008.

DRAŽAN, F., JEŘÁBEK, K. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL, 1979.

STAŇEK, J. Přednášky v rámci předmětu Základy stavby dopravní a manipulační techniky (KKS/ZSDM) - Fakulta strojní Západočeské univerzity v Plzni [PDF]. Plzeň: ZČU-KKS

ČSN 26 0002. *Manipulace s materiálem. Názvosloví*. UNMZ, 1983.

Konstrukční návrh:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra*. Brno: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3

ČSN EN ISO 3691-1. *Manipulační vozíky - Bezpečnostní požadavky a ověření: Část 1: Manipulační vozíky s vlastním pohonem, jiné než vozíky bez řidiče, vozíky s proměnným vyložením a vozíky k přepravě nákladů*. UNMZ, 2016.

ČSN EN 1570. *Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly*. UNMZ, 2015.

Seznam obrázků

Obr. 1-1 Celosvětový odhad příjmů vzniklých outsourcingem výroby z roku 2013 [3]	7
Obr. 1-2 Základní členění manipulace s materiálem.....	8
Obr. 1-3 Rozdělení manipulačních prostředků podle vazby k dráze [4].....	11
Obr. 1-4 Dělení materiálů podle stavu	13
Obr. 1-5 Příklad protokolu, jakožto výstupu z rozboru vlastností tuhého materiálu [6].....	13
Obr. 1-6 Znázornění výše uvedených forem přepravovaných materiálů [7]	14
Obr. 2-1 Příklad motorového dopravního vozíku pro přepravu sypkých materiálů [8].....	15
Obr. 2-2 Příklad manipulační plošiny pevně ukotvené a s pojízdným podvozkem [9]	16
Obr. 4-1 Rozdělení dopravních a manipulačních vozíků podle druhu pohonu.....	18
Obr. 4-2 Standardní rudl s ocelovým rámem a nafukovacími koly [10].....	18
Obr. 4-3 Plošinový vozík [11]	19
Obr. 4-4 Běžný ruční paletový vozík a vozík vybavený nůžkovým mechanismem [12]	20
Obr. 4-5 Ruční vysokozdvizný vozík a dílenský jeřáb[13].....	21
Obr. 4-6 Schéma plnění vozíků se spalovacím motorem na CNG [14].....	23
Obr. 4-7 Srovnání tří druhů pohonu spalovacím motorem [15]	23
Obr. 4-8 Umístění akumulátoru ve vysokozdvizném vozíku [16]	24
Obr. 4-9 Princip aktivní indukční navigace u vysokofrekvenčního vozíku [17]	25
Obr. 4-10 Srovnání motorového tříkolového tahače a plošinového vozíku [18].....	26
Obr. 4-11 Nízkozdvizný vozík pro stojící obsluhu a VZV pro kráčejší obsluhu [19].....	27
Obr. 4-12 Rozdíl mezi čelním diesellovým VZV a bočním akumulátorovým VZV [20]	28
Obr. 4-13 Srovnání skladového VZV a regálového zakladače [21].....	29
Obr. 4-14 AGV vozíky ve formě tahače plošinového vozíků a VZV [22]	30
Obr. 5-1 Dvoupístový zvedák s elektro-hydraulickým pohonem [23].....	31
Obr. 5-2 Plošinový vertikální zvedák pro zdvih dopravních prostředků [24].....	32
Obr. 5-3 Paralelogramový zvedák s válcem umístěným mimo nosné rameno plošiny [25]....	32
Obr. 5-4 Sloupová plošina pro zdvihání palet a sloupový zvedák pro zdvihání vozidel [26]..	33
Obr. 5-5 Nejrozšířenější způsob řešení kinematiky a jeho chování během zdvihu [27].....	34
Obr. 5-6 Jednonůžková plošina, dvounůžková plošina a tandemová plošina [28]	34
Obr. 5-7 Srovnání řezu pneumatickým a hydraulickým válcem [29]	35
Obr. 5-8 Pohon pomocí pohybového šroubu a matice a pomocí tlačných řetězů [30]	36
Obr. 6-1 Příklady značek výrobků společnosti Federal-Mogul Motorparts [31]	37
Obr. 6-2 Buňka pro robotické svařování s vertikálním otočným přípravkem.....	39

Obr. 6-3 Řada brzdových destiček na výstupu a výstup úzkého článkového dopravníku	40
Obr. 6-4 Půdorys současného stavu pracoviště	41
Obr. 6-5 Současná podoba pracoviště na výstupu z linky práškové lakovny	42
Obr. 6-6 Současná podoba konstrukce vozíků a stohování destiček na vozíku	42
Obr. 6-7 Zobrazení 3D modelu nového robotizovaného pracoviště	44
Obr. 6-8 Půdorys napojení nově navrhovaného pracoviště na stávající pracoviště	44
Obr. 7-1 Černá skříňka znázorňující činnost vozíku	45
Obr. 7-2 Transformační proces manipulace za pomoci navrhovaného vozíku	45
Obr. 7-3 Znázornění velikosti prostoru určeného pro stání vozíků.....	46
Obr. 7-4 Požadované ovládací prvky vozíku [32].....	47
Obr. 7-5 Výšky pracovních rovin pro práci vstoje [33]	48
Obr. 7-6 Volný prostor pro nohu obsluhy vozíku v oblasti kola [35].....	49
Obr. 8-1 Příklad konstrukčního řešení jednonůžkové zdvižné plošiny [37]	54
Obr. 8-2 Návrh rozložení jedné vrstvy přepravovaných destiček na plošině.....	55
Obr. 8-3 Schématické znázornění základních rozměrů zdvižného mechanismu	55
Obr. 8-4 Základní schéma výpočtového modelu.....	56
Obr. 8-5 Zatížení plošiny v horní úvrati s těžištěm nákladu na levé straně	57
Obr. 8-6 Zatížení plošiny v horní úvrati s těžištěm nákladu uprostřed podpor.....	58
Obr. 8-7 Zatížení plošiny v horní úvrati s těžištěm nákladu na pravé straně	58
Obr. 8-8 Zatížení plošiny ve spodní úvrati s těžištěm nákladu na levé straně	59
Obr. 8-9 Zatížení plošiny ve spodní úvrati s těžištěm nákladu uprostřed podpor.....	59
Obr. 8-10 Zatížení plošiny ve spodní úvrati s těžištěm nákladu na pravé straně	60
Obr. 8-11 Základní rozměry nůžkové plošiny v horní poloze	60
Obr. 8-12 Složky sil působící na člen 5 v horní úvrati.....	61
Obr. 8-13 Složky sil působící na člen 3 v horní úvrati.....	61
Obr. 8-14 Složky sil působící na člen 2 v horní úvrati.....	62
Obr. 8-15 Složky sil působící na člen 4 v horní úvrati.....	62
Obr. 8-16 Základní rozměry nůžkové plošiny ve spodní poloze	63
Obr. 8-17 Složky sil působící na člen 5 ve spodní úvrati.....	63
Obr. 8-18 Složky sil působící na člen 3 ve spodní úvrati.....	64
Obr. 8-19 Složky sil působící na člen 2 ve spodní úvrati.....	64
Obr. 8-20 Složky sil působící na člen 4 ve spodní úvrati.....	64
Obr. 8-21 Definice výpočtu pro horní polohu nůžkové plošiny.....	69
Obr. 8-22 Vizualizace 3D těles nůžkového mechanismu.....	69

Obr. 8-23	Kontrola výsledného redukovaného napětí.....	70
Obr. 8-24	Kontrola dovoleného posuvu	71
Obr. 8-25	Kontrola dovoleného natočení	71
Obr. 8-26	Ramena nůžkového mechanismu původní a po tvarových modifikacích.....	72
Obr. 8-27	Konstrukce úchyty prostředního ramena k rámu vozíku	72
Obr. 8-28	Rozpad sestavy navrženého zdvižného mechanismu	73
Obr. 8-29	Řez konstrukcí horního úchyty dvojdílného ramena zdvižného mechanismu	74
Obr. 8-30	Lineární kuličkové vedení [39].....	74
Obr. 8-31	Rozpad sestavy spodního kolečka	75
Obr. 8-32	Pojezdová deska spodního kolečka s upínkami.....	75
Obr. 8-33	Rozpad sestavy horního uložení prostředního ramena pomocí koleček.....	75
Obr. 8-34	Zobrazení principu výškově nastavitelného upevnění pojezdové desky	76
Obr. 8-35	Základní nosná konstrukce stolu.....	76
Obr. 8-36	Řez uložení spodního kolečka a uložení pohybové matice pohonu	77
Obr. 8-37	Schéma uložení a zatížení čepu A	78
Obr. 8-38	Schéma uložení a zatížení čepu B.....	80
Obr. 8-39	Schéma uložení a zatížení čepu E.....	81
Obr. 8-40	Schéma uložení ramena a zatížení v uzlu F	82
Obr. 8-41	Schéma uložení a zatížení čepu G	83
Obr. 8-42	Zjednodušené schéma nůžkového mechanismu ve spodní poloze	85
Obr. 8-43	Odvození velikosti úhlu stoupání závitu pohybového šroubu	87
Obr. 8-44	Volba koeficientu „n“ pro výpočet vzpěru [40].....	90
Obr. 8-45	Parametry zvoleného motoru [41]	92
Obr. 8-46	Parametry třístupňových planetových převodovek řady "P" [42]	93
Obr. 8-47	Zobrazení předpokládaného průběhu otáček pohybového šroubu během zdvihu... ..	94
Obr. 8-48	Uspořádání ložisek zády k sobě (do "O") [43]	95
Obr. 8-49	Parametry a výpočtové součinitele ložiska SKF 7308 BEGAM [44]	95
Obr. 8-50	Sestava pohonu pohybového šroubu	97
Obr. 8-51	Způsob upevnění motoru s převodovkou k zadnímu víku domku uložení.....	97
Obr. 8-52	Řez domkem uložení pohonu zdvižného mechanismu.....	97
Obr. 8-53	Bezvůlová pružná spojka řady KBE1	98
Obr. 8-54	Hřídelový těsnící kroužek řady HSMA [45].....	98
Obr. 8-55	Pohybový šroub pohonu	98
Obr. 8-56	Sestava navržené pohybové matice	99

Obr. 8-57 Horní poloha zdvižného mechanismu	100
Obr. 8-58 Spodní poloha zdvižného mechanismu.....	100
Obr. 9-1 Hnací osa italské společnosti Benevelli řady TX1 Serie Plus [46].....	101
Obr. 9-2 Prvotní návrh konstrukce vozíku	102
Obr. 9-3 Druhý návrh podvozku vozíku	102
Obr. 9-4 Ukázka vysokozdvizného vozíku osazeného koly typu "Omni wheel" [47].....	103
Obr. 9-5 Princip řízení [48].....	103
Obr. 9-6 Konstrukce kola typu "omni wheel"	104
Obr. 9-7 Standardní sestava pohonu kola typu "omni wheel"	104
Obr. 9-8 Řez domkem uložení standardní sestavy pohonu	105
Obr. 9-9 Zobrazení dvou hlavních segmentů svařence rámu podvozku	106
Obr. 9-10 Zobrazení rámu podvozku po svaření a obrobení funkčních ploch.....	106
Obr. 9-11 Spodní pohled na podvozek vozíku po zástavbě pohonu	106
Obr. 9-12 Navržený podvozek vozíku s nůžkovým mechanismem.....	107
Obr. 10-1 Nýtovací matice využitá při konstrukci krytování vozíku [49]	108
Obr. 10-2 Jednotlivé svařované segmenty nosné konstrukce krytů	108
Obr. 10-3 Uchycení spodních segmentů rámu oplechování na rám podvozku.....	109
Obr. 10-4 Zabudování elektrického rozvaděče a ovládacího panelu	109
Obr. 10-5 Pohled do nákladového prostoru vozíku s vnitřními kryty.....	110
Obr. 10-6 Způsob uchycení vnitřních plechových krytů.....	110
Obr. 10-7 Rozmístění držáků vnějších plechových krytů	111
Obr. 10-8 Způsob upevnění vnějších krytů	111
Obr. 10-9 Boční pohled na vozík s vnějšími kryty	112
Obr. 10-10 Otevíratelný kryt v zadní části vozíku	112
Obr. 10-11 Zámek ovládaný plochým šroubovákem [50]	113
Obr. 10-12 Navržené rozmístění ovládacích prvků v zadní části vozíku.....	113
Obr. 10-13 Zadní pohled	114
Obr. 10-14 Přední pohled	114
Obr. 11-1 Ukázka zjednodušení zavedeného ve spodní části svařence plošiny.....	115
Obr. 11-2 Definice SHELL prvku	116
Obr. 11-3 Definice potřebných materiálových konstant	116
Obr. 11-4 Množství jednotlivých typů prvků sítě plošiny	117
Obr. 11-5 Síť vytvořená na plošině	117
Obr. 11-6 Definice zatížení plošiny hmotností nákladu.....	118

Obr. 11-7 Zobrazení oblastí s definovanou vazbou na spodní části plošiny.....	118
Obr. 11-8 Rozložení napětí (dle HMM) na plošině zdvihacího mechanismu shora.....	119
Obr. 11-9 Rozložení napětí (dle HMM) na plošině zdvihacího mechanismu zdola.....	119
Obr. 11-10 Detail oblasti maximálního napětí (HMM) na plošině.....	120
Obr. 11-11 Zobrazení zvýšeného stupně polynomu v oblasti maximálního napětí	120
Obr. 11-12 Deformace plošiny pohled shora	121
Obr. 11-13 Deformace plošiny pohled zdola	121
Obr. 11-14 Ukázka tvarového zjednodušení zavedeného v přední části rámu	122
Obr. 11-15 Definice SHELL prvku pomocí příkazu "Shell Pair"	122
Obr. 11-16 Princip funkce vazby typu WELD [51]	123
Obr. 11-17 Množství jednotlivých typů prvků sítě rámu	123
Obr. 11-18 Sít' vytvořená na modelu rámu	123
Obr. 11-19 Definice okrajových podmínek na modelu rámu.....	124
Obr. 11-20 Rozložení napětí (dle HMM) na rámu vozíku - pohled shora.....	125
Obr. 11-21 Rozložení napětí (dle HMM) na rámu vozíku - pohled zdola.....	125
Obr. 11-22 Rozložení napětí (dle HMM) na rámu vozíku - boční pohled.....	126
Obr. 11-23 Detail oblasti maximálního napětí (HMM) na rámu vozíku	126
Obr. 11-24 Deformace rámu vozíku pohled shora	127
Obr. 11-25 Deformace rámu vozíku pohled shora	127

Seznam tabulek

Tbl. 6-1 Údaje o pobočce společnosti Federal-Mogul Motorparts a.s.	38
Tbl. 7-1 Přehled omezení základních rozměrů navrhovaného vozíku	46
Tbl. 7-2 Specifikace požadavků k provozní etapě životního cyklu	50
Tbl. 7-3 Specifikace požadavků ke všem etapám životního cyklu	52
Tbl. 7-4 Specifikace požadavků nezávislých na etapách životního cyklu	53
Tbl. 8-1 Zvolené základní rozměry nůžkové zdvižné plošiny	55
Tbl. 8-2 Označení členů schématu	56
Tbl. 8-3 Typy vazeb ve schématu	56
Tbl. 8-4 Velikost reakcí v horní úvrati	66
Tbl. 8-5 Velikost reakcí ve spodní úvrati	66
Tbl. 8-6 Velikost vypočtených maximálních sil působících v jednotlivých uzlech.....	77
Tbl. 8-7 Údaje o materiálu čepů [zdroj: materiálový list oceli C45]	78
Tbl. 8-8 Údaje o materiálu ramen a úchytů [zdroj: materiálový list oceli S355].....	78
Tbl. 8-9 Parametry zvoleného trapézového závitu [zdroj: Strojnické tabulky]	85
Tbl. 8-10 Hodnoty materiálových konstant.....	90

Seznam příloh

Vevázané přílohy

- Příloha č. 1 Postup výpočtu reakcí v jednotlivých uzlech nůžkového mechanismu (horní úvrat') provedeného v softwaru MATLAB 2018
- Příloha č. 2 Materiálové listy hlavních materiálů použitých na navržené konstrukci
- Příloha č. 3 Fotodokumentace některých fází výroby a montáže navrženého vozíku

Volně vložené přílohy

- KV900200 (1/1) Vozík_sestava
- KV900210 (1/4) Rám _podvozku – Sestava
- KV900210 (2/4) Rám _podvozku – Svařenec
- KV900210 (3/4) Rám _podvozku – Opracování
- KV900210 (4/4) Rám _podvozku – Lakovací výkres
- KV900230 (1/2) Pohon_zdvihu_sestava
- KV900230 (2/2) Pohon_zdvihu_sestava - Kusovník

PŘÍLOHA č. 1

**Postup výpočtu reakcí v jednotlivých uzlech nůžkového mechanismu
(horní úvrat') provedeného v softwaru MATLAB 2018**

```
>> A=[0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 0 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 1
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 -698
0 1 0 0 0 0 0 1 0 0 0 0
0 0 1 0 0 0 0 0 1 0 0 -1
0 -284 349 0 0 0 0 0 0 0 0 349
0 0 0 0 0 -1 0 -1 0 -1 0 0
1 0 0 0 0 0 1 0 -1 0 -1 0
-349 0 0 0 0 240 -294 0 0 -284 -349 0
0 0 0 1 0 1 0 0 0 0 0 0
0 0 0 0 1 0 -1 0 0 0 0 0
0 0 0 0 0 3.4 191.4 0 0 0 0 0]
```

A =

Columns 1 through 11

0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	1.0000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	1.0000	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	1.0000	0	0	0	0	0	0	0	1.0000	0
0	0	0	0	1.0000	0	0	0	0	0	0	0
1.0000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	-284.0000	349.0000	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	-1.0000	0	-1.0000	0
0	-1.0000	0	0	0	0	0	0	0	1.0000	0	0
0	1.0000	0	0	0	0	0	0	0	0	1.0000	0
-1.0000	0	-1.0000	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	-349.0000	0	0	0	0	0	240.0000	-294.0000	0	0	0
0	-284.0000	-349.0000	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	0	1.0000	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	1.0000	0	0	-1.0000	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	3.4000	191.4000	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Column 12

```
0
1.0000
-698.0000
0
-1.0000
349.0000
0
0
0
0
0
0
```

0

```
>> b=[0  
3950  
-3643250  
0  
0  
0  
0  
0  
0  
0  
0  
0  
0  
0  
0  
0  
1]
```

b =

```
    0  
   3950  
 -3643250  
    0  
    0  
    0  
    0  
    0  
    0  
    0  
    0  
    0  
    0  
    0  
    0  
    0  
    0  
    0
```

```
>> rank(A), rank([A b])
```

ans =

```
    12
```

ans =

```
    12
```

```
>> x=A\b
```

x =

```
1.0e+03 *  
    4.9735  
    5.2715  
   -0.9299  
   -5.2715  
   -0.0936  
    5.2715  
   -0.0936
```

-5.2715

6.1494

0

-1.2696

5.2196

>>

PŘÍLOHA č. 2

**Materiálové listy hlavních materiálů použitých
na navržené konstrukci**

Přehled vlastností oceli S235JR

1.0038

Druh oceli	Nelegovaná jakostní konstrukční ocel								
TDP	ČSN EN 10025-2: 2005								
Dřívější označení	S235JRG2 podle EN 10025: 1990 + A1: 1993; RSt 37-2 podle DIN 17100; 11 375 podle ČSN								
Chemické složení v % hmot. (rozběr tavby)	C max. pro tloušťku v mm			Mn max.	Si max.	P max.	S max.	N max.	
	≤16	>16≤40	>40 ¹⁾						
Složení hotového výrobku	0,17	0,17	0,20	1,40	-	0,035	0,035	0,012	
	0,19	0,19	0,23	1,50	-	0,045	0,045	0,014	
Mechanické vlastnosti pro zkoušky v podélném směru	Minimální mez kluzu R _{eH} MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm :								
	≤16	>16≤40	>40≤63	>63≤80	>80≤100	>100≤150	>150≤200	>200≤250	
	235	225	215	215	215	195	185	175	
	Pevnost v tahu R _m MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm :								
	≥ 3 ≤ 100		> 100 ≤ 150		> 150 ≤ 250				
	360-510		350-500		340-490				
	Minimální tažnost v % (L ₀ = 5.65√S ₀) pro výrobky jmenovité tloušťky v mm ²⁾ :								
	> 3 ≤ 40		> 40 ≤ 63		> 63 ≤ 100		> 100 ≤ 150		> 150 ≤ 250
	26		25		24		22		21
	Minimální nárazová práce KV (J) při 20° C pro výrobky jmenovité tloušťky v mm : ^{4),5)}								
≤150				>150≤250					
27 ⁴⁾				27 ⁴⁾					
Maximální hodnota CEV ³⁾	Pro výrobky jmenovité tloušťky v mm:								
	≤ 30		> 30 ≤ 40		> 40 ≤ 150		> 150 ≤ 250		
	0,35		0,35		0,38		0,40		
Technologické vlastnosti									
Svařitelnost	Vhodná ke svařování všemi obvykle používanými způsoby svařování. S rostoucí tloušťkou výrobku a rostoucí hodnotou uhlíkového ekvivalentu se zvyšuje riziko výskytu trhlin za studena v oblasti sváru. Je účelné dbát doporučení stanovující podmínky pro svařování, jak je ku příkladu uvádí ECSC IC 2 (EN 1011).								
Tváření za tepla	Jsou-li dodávané výrobky dále tvářeny za tepla, splňují uvedené mechanické vlastnosti pouze po následném normalizačním žhání.								
Tvařitelnost za studena	Ocel určená pro tváření za studena musí být označena písmenem C (S235JRC). To se týká i tažení za studena.								
¹⁾ pro profily o jmenovité tloušťce nad 100 mm se obsah C stanoví po dohodě. ²⁾ pro profily o jmenovité tloušťce nad 100 mm je hodnoty nutno dohodnout ³⁾ hodnota uhlíkového ekvivalentu CEV se vypočte z rozboru tavby podle vzorce : CEV = C + Mn : 6 + (Cr+Mo+V) : 5 + (Ni+Cu) : 15 CEV je volitelný požadavek. ⁴⁾ průměrná hodnota vypočtená z výsledků tří stanovení musí splňovat předepsané požadavky. Jedna hodnota může být nižší, než předepsaná minimální průměrná hodnota za předpokladu, že nebude nižší než 70% této hodnoty. V opačném případě se odebírají ze zkušební vzorku další 3 zkušební tělesa. Průměrná hodnota ze 6 zkoušek pak nesmí být nižší než předepsaná minimální hodnota, přičemž 2 výsledky mohou být nižší, ale pouze jeden s hodnotou nižší, než 70% předepsané minimální hodnoty. ⁵⁾ pro podélný směr zkoušení.									

Přehled vlastností oceli S355J2							1.0577		
Druh oceli	Nelegovaná jakostní konstrukční ocel								
TDP	ČSN EN 10025-2: 2005								
Dřívější označení	S355J2G4 podle EN 10025: 1990 +A1: 1993; St 52-3 N podle DIN 17100; 11 503 podle ČSN								
Chemické složení v % hmot. (rozbor tavby)	C max. pro tloušťku v mm			Mn	Si	P	S	N	
	≤ 16	>16≤40	>40 ¹⁾	max.	max.	max.	max.	max.	
Složení hotového výrobku	0,20 ⁵⁾	0,20 ⁴⁾	0,22	1,60	0,55	0,025	0,025	-	
Mechanické vlastnosti pro zkoušky v podélném směru	Minimální mez kluzu R _{eH} MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm :								
	≤16	>16≤40	>40≤63	>63≤80	>80≤100	>100≤150	>150≤200	>200≤250	
	355	345	335	325	315	295	285	275	
	Pevnost v tahu R _m MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm :								
	≥3 ≤ 100			> 100 ≤ 150			> 150 ≤ 250		
	470-630			450-600			450-600		
	Minimální tažnost v % (L ₀ = 5.65√S ₀) pro výrobky jmenovité tloušťky v mm v ⁸⁾ :								
	≥ 3 ≤ 40		> 40 ≤ 63		> 63 ≤ 100		> 100 ≤ 150		> 150 ≤ 250
	22		21		20		18		17
	Minimální nárazová práce KV (J) při - 20° C pro výrobky jmenovité tloušťky v mm ^{2), 8)} :								
≤ 150				>150 ≤ 250					
27 ^{b)}				27 ^{b)}					
Maximální hodnota CEV ³⁾	Pro výrobky jmenovité tloušťky v mm:								
	≤ 30		> 30 ≤ 40		> 40 ≤ 150		> 150 ≤ 250		
	0,45		0,47		0,47		0,49 ⁷⁾		
Technologické vlastnosti									
Svařitelnost	Vhodná ke svařování všemi obvykle používanými způsoby svařování. S rostoucí tloušťkou výrobku a rostoucí hodnotou uhlíkového ekvivalentu se zvyšuje riziko výskytu trhlin za studena v oblasti sváru. Je účelné dbát doporučení, stanovující podmínky pro svařování, jak je ku příkladu uvádí ECSC IC 2 (EN 1011).								
Tváření za tepla	Jsou-li dodané výrobky dále tvářené za tepla, splňují uvedené mechanické hodnoty pouze po následném normalizačním žitání.								
Tvářitelnost za studena	Ocel určená pro tváření za studena musí být označena písmenem C (S355JOC). To se týká i tažení za studena.								
¹⁾ pro profily o jmenovité tloušťce nad 100 mm se obsah C stanoví po dohodě. ²⁾ pro profily o jmenovité tloušťce nad 100 mm je hodnoty nutno dohodnout ³⁾ hodnota uhlíkového ekvivalentu CEV, stanovená z rozboru tavby se vypočte podle vzorce : CEV = C + Mn : 6 + (Cr+Mo+V) : 5 + (Ni+Cu) : 15 CEV je volitelný požadavek. ⁴⁾ pro jmenovitou tloušťku nad 30 mm a pro tváření za studena je obsah C max. 0,22 % resp. 0,24% v hotovém výrobku. ⁵⁾ je-li ocel určena k válcování za studena je obsah C max. 0,22% resp. 0,24% pro hotový výrobek. ⁶⁾ průměrná hodnota vypočtená výsledků tří stanovení musí splňovat předepsané požadavky. Jedna hodnota může být nižší, než předepsaná minimální hodnota za předpokladu, že nebude nižší než 70% této hodnoty. V opačném případě se odebírají ze zkušební vzorku další 3 zkušební tělesa. Průměrná hodnota ze 6 zkoušek pak nesmí být nižší než předepsaná minimální hodnota, přičemž 2 výsledky mohou být nižší, ale pouze jeden s hodnotou nižší, než 70% předepsané minimální hodnoty. ⁷⁾ pro dlouhé výrobkyne maximální hodnota CEV 0,54 ⁸⁾ pro podélný směr zkoušení									

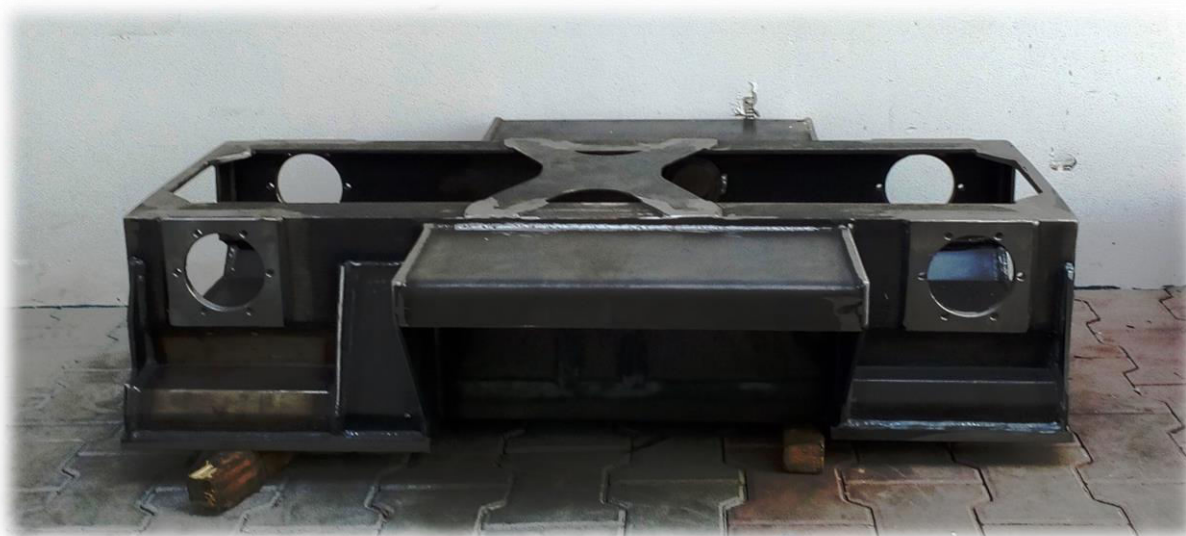
Přehled vlastností oceli C45E (C45 R)							1.1191 (1.1201)											
Druh oceli	Nelegovaná ušlechtilá ocel k zušlechťování																	
TDP	ČSN EN 10083-2: 2007. Tato norma obsahuje též ocel C45, klasifikovanou jako jakostní ocel k zušlechťování. Oceli C45 nelze nahradit ušlechtilé oceli C45E popř. C45R. C45 však lze nahradit ocelmi C45E resp. C45R.																	
Dřívější označení	C45E (C45R) podle ČSN EN 10083-1: 1991+A1: 1996; Ck 45 (Cm 45) podle DIN 17200; 12 050 podle ČSN.																	
Použití	Často používaná nelegovaná ocel pro výrobu méně namáhaných strojních dílů ve stavu zušlechťeném nebo normalizačně žíhaném. Optimálních mechanických hodnot včetně houževnatosti se dosahuje v zakaleném a následně popuštěném stavu. U tvarově složitějších dílů se pro zamezení vzniku trhlin dává přednost kalení do oleje. Ocel je vhodná i k povrchovému kalení plamenem nebo indukci.																	
Chemické složení v % hmot. (rozbor tavby)	C	Si max.	Mn	P max.	S max. ¹⁾	Cr max.	Mo max.	Ni max.	Cr+Mo+Ni									
	0,42-0,50	0,40	0,50-0,80	0,030	0,035	0,40	0,10	0,40	max. 0,63									
Složení hotového výrobku ²⁾	0,40-0,52	0,43	0,46-0,84	0,035	0,040	0,45	0,13	0,45										
Mechanické vlastnosti v zušlechťeném stavu. ³⁾	Průměr mm		R _e min. MPa	R _m MPa	A min. %	Z min. %	KV min. J											
	d ≤ 16		490	700-850	14	35	-											
	16 < d ≤ 40		430	650-800	16	40	25											
	40 < d ≤ 100		370	630-780	17	45	25											
Mechanické vlastnosti ve stavu normalizačně žíhaném ³⁾	d ≤ 16		340	min. 620	14	-	-											
	16 < d ≤ 100		305	580	16	-	-											
	100 < d ≤ 250		275	560	16	-	-											
Maximální hodnoty tvrdosti pro stav :	Zpracováno na stříhatelnost (+S)			Žháno na měkko (+A)			Povrchově kaleno (tvrdost povrchu)											
	HB max. 255			HB max. 207			HRC min. 55											
Prokalitelnost ⁴⁾	Vzdálenost od plochy kaleného čela zkušebního tělesa v mm																	
	Tvrdost v HRC																	
	+H	Mez	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	13	15	20	25	30
	max	62	61	61	60	57	51	44	37	34	33	32	31	30	-	-	-	
	min	55	51	37	30	28	27	26	25	24	23	22	21	20	-	-	-	
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>Popouštěcí křivka (referenční vzorek průměr 10 mm)</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>Křivky prokalitelnosti</p> </div> </div>																		
Technologické vlastnosti																		
Tváření za tepla	Doporučené rozmezí teplot pro tváření za tepla : 1150 až 850 °C																	
Teplné zpracování	Normalizační Žhání °C	Žhání na měkko °C	Isotermické Žhání °C	Teplota Kalení °C	Kalící prostředí	Teplota popouštění °C	Zkouška kalením čela °C											
	840 až 880	650 až 700	800 až 950 660 -1 hod.	820 až 860	voda nebo olej	550 až 660	850 ± 5											
	Uvedené podmínky jsou doporučeny s výjimkou zkoušky kalením čela (zkouška prokalitelnosti). Teplota kalení při spodní hranici se doporučuje pro kalení do vody a při horní hranici při kalení do oleje. Jako kalící prostředí lze použít i syntetické kapaliny-emulze.																	
Obrobitelnost	Obrobitelnost třískovým obráběním může být ve stavu po válcování ztížena vlivem zvýšené pevnosti. Pro obrábění je výhodnější stav žíhaný na měkko. Zlepšenou obrobitelnost vykazuje ocel C45R se zvýšeným obsahem S.																	
Stříhatelnost	Přichází v úvahu např. při dělení tyčí na vsázkové délky pro zápusťkové kování. Ocel C45 je stříhatelná za studena i ve stavu po válcování u průměrů nad 80 mm.																	
¹⁾ obsah síry u oceli C45R je 0,020 až 0,040 % s dovolenou odchylkou v hotovém výrobku ± 0,005 %. ²⁾ u jedné tavby smí být překročena horní nebo spodní hranice rozmezí, ale nikoliv obě současně. ³⁾ uvedené hodnoty musí být dosažitelné po odpovídajícím tepelném zpracování (zušlechťení popř. normalizačním žíhání) též u oceli dodávané ve stavu po válcování nebo ve stavu měkce žíhaném. Prokazují se na referenčním vzorku odpovídajícího průměru. Zkušební tělesa pro stanovení mechanických hodnot musí být odebrána v souladu s předpisem normy TDP. R _e –mez kluzu, R _m – pevnost v tahu, A – tažnost (počáteční délka L ₀ = 5,65√S ₀), Z – kontrakce, KV – nárazová práce, zkušební těleso ISO s V-vrubem (průměr ze tří naměřených hodnot, z nichž žádná nesmí být menší než 70% minimální střední hodnoty). ⁴⁾ pro ocel objednanou bez požadavků na prokalitelnost jsou hodnoty prokalitelnosti pouze informativní.																		

PŘÍLOHA č. 3

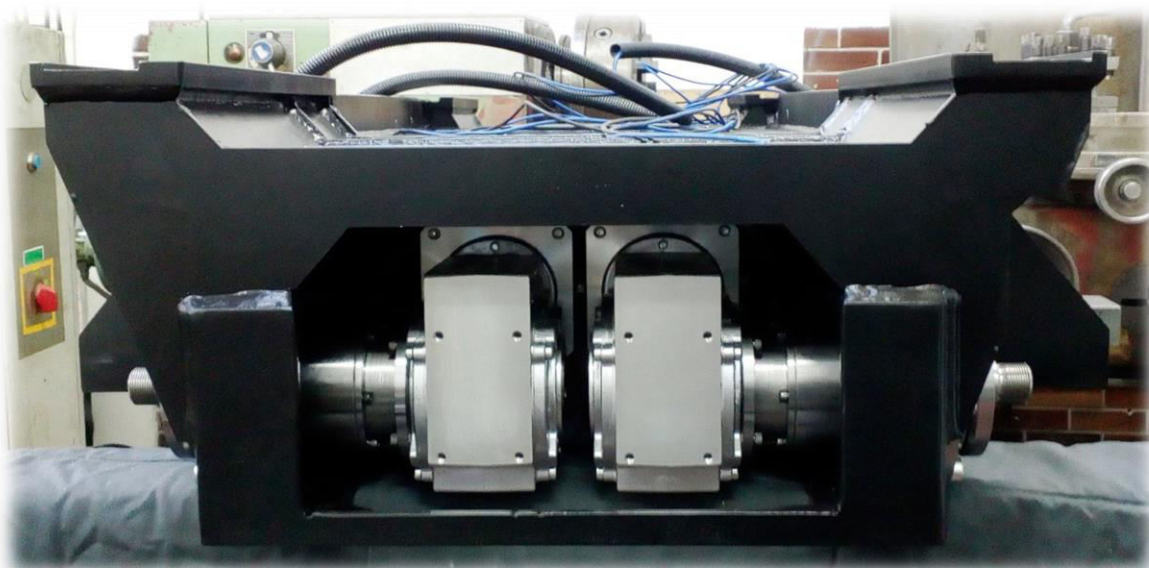
**Fotodokumentace některých fází výroby a montáže
navrženého vozíku**



Obr. I Rám podvozku (spodní strana) po svaření a opracování funkčních ploch



Obr. II Boční pohled na spodní stranu rámu podvozku po svaření a opracování funkčních ploch



Obr. III Uspořádání sestavy pohonu v rámu podvozku



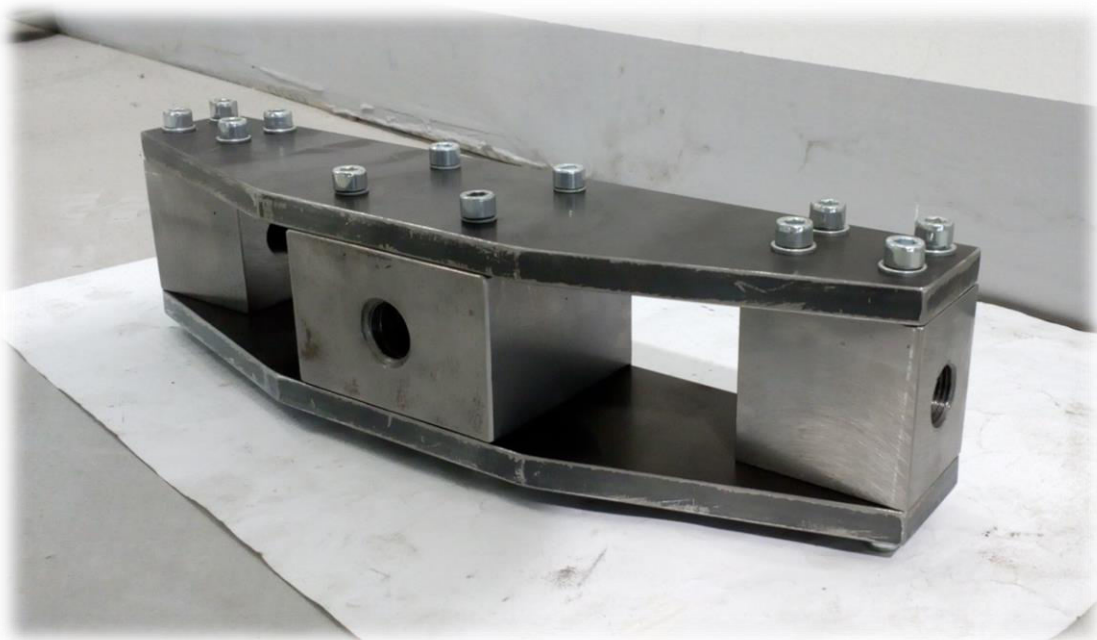
Obr. IV Boční pohled na rám podvozku po instalaci pohonu



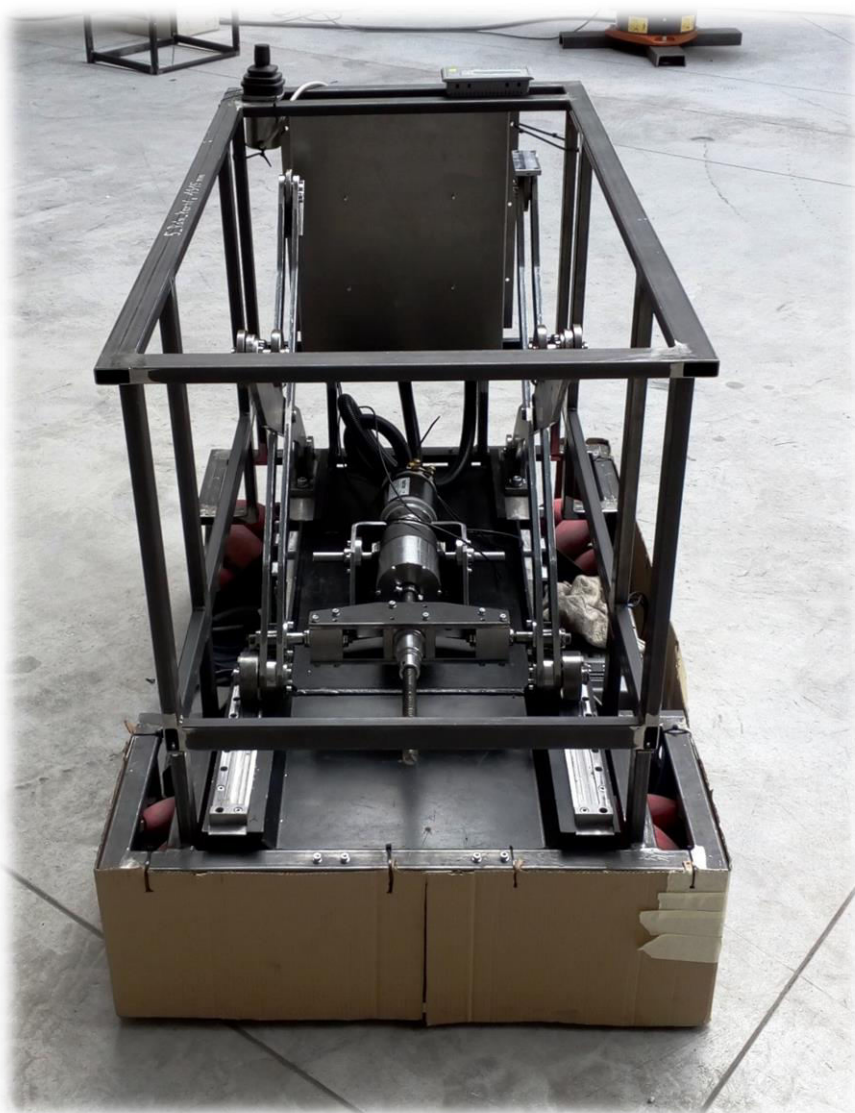
Obr. V Testování jízdních vlastností podvozku vozíku



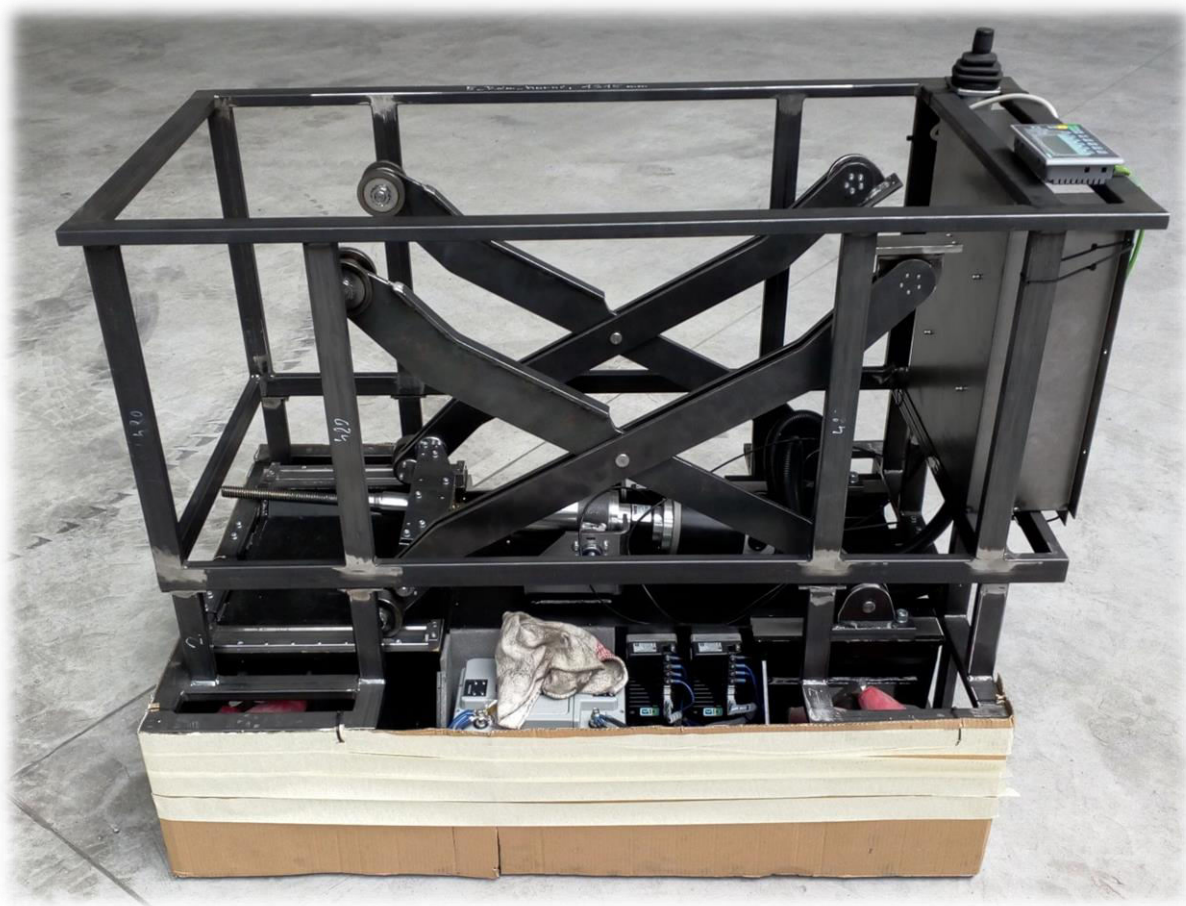
Obr. VI Sestava elektromotoru, planetové převodovky a pružné bezvúlové spojky určená pro pohon zdvižného mechanismu



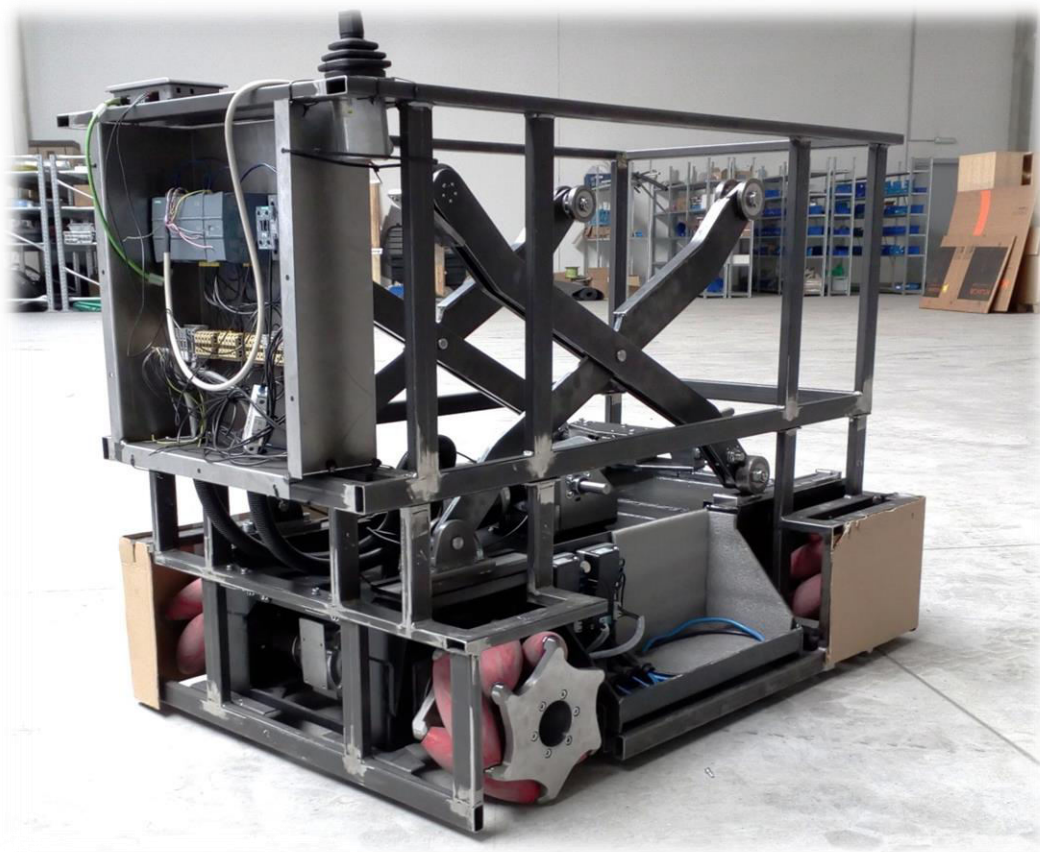
Obr. VII Konstrukce pohybové matice pohonu zdvižného mechanismu



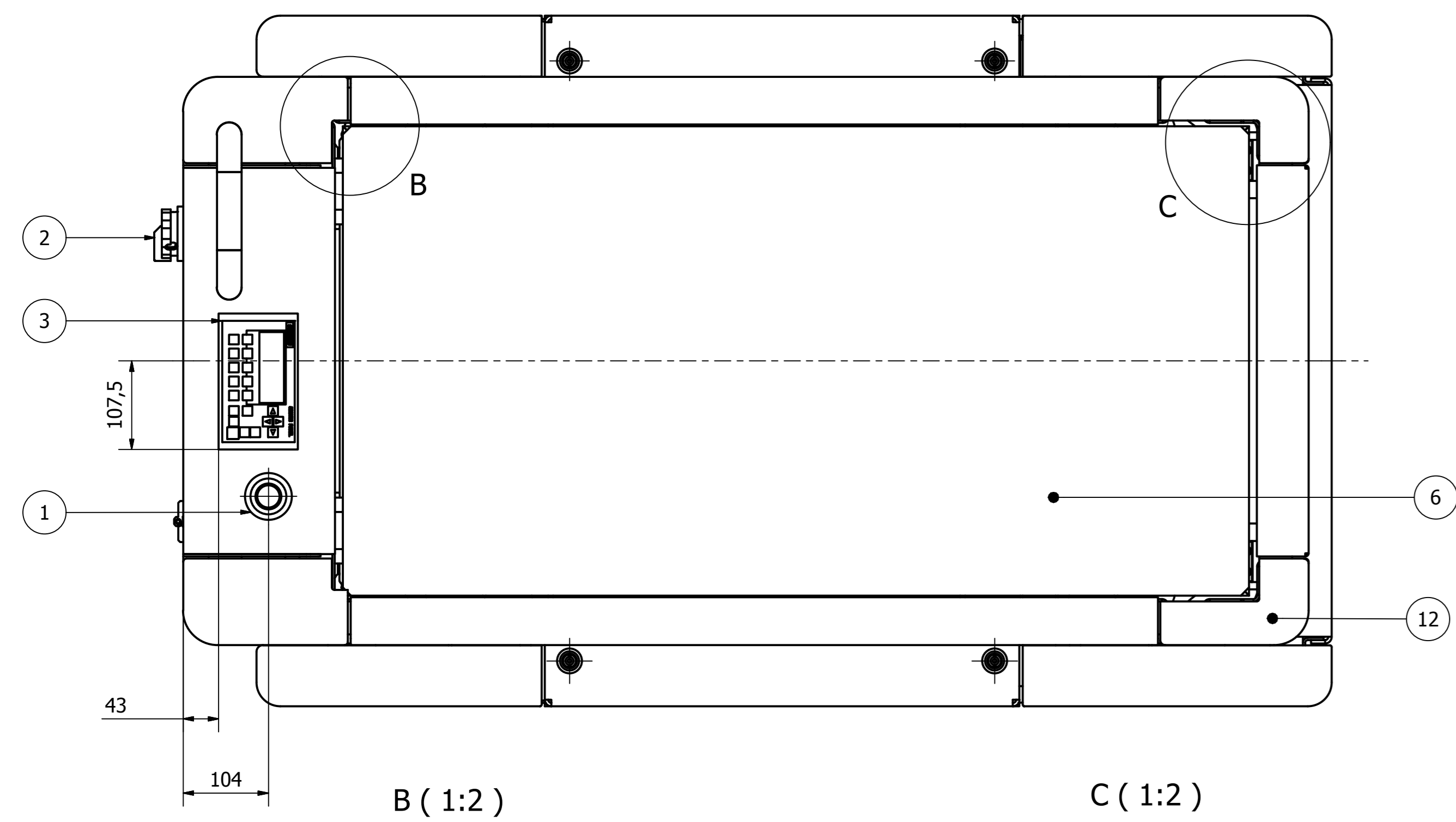
Obr. VIII Čelní pohled na vozík po montáži zdvihacího mechanismu a rámu oplechování na rám podvozku



Obr. IX Boční pohled na vozík po montáži zdvhačieho mechanismu a rámu oplechování na rám podvozku

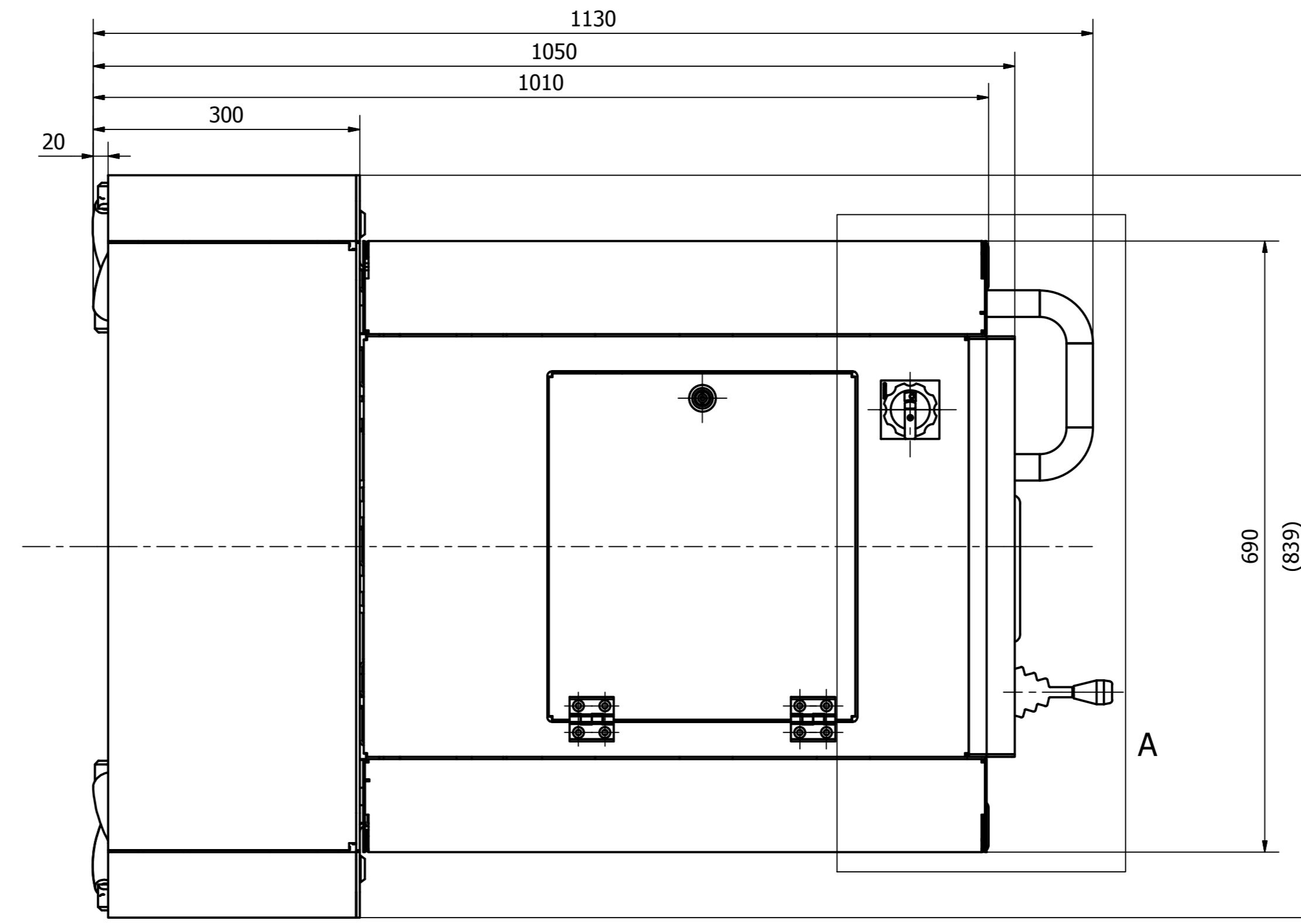


Obr. X Zadní pohled na vozík po nastrojení elektrického rozvaděče

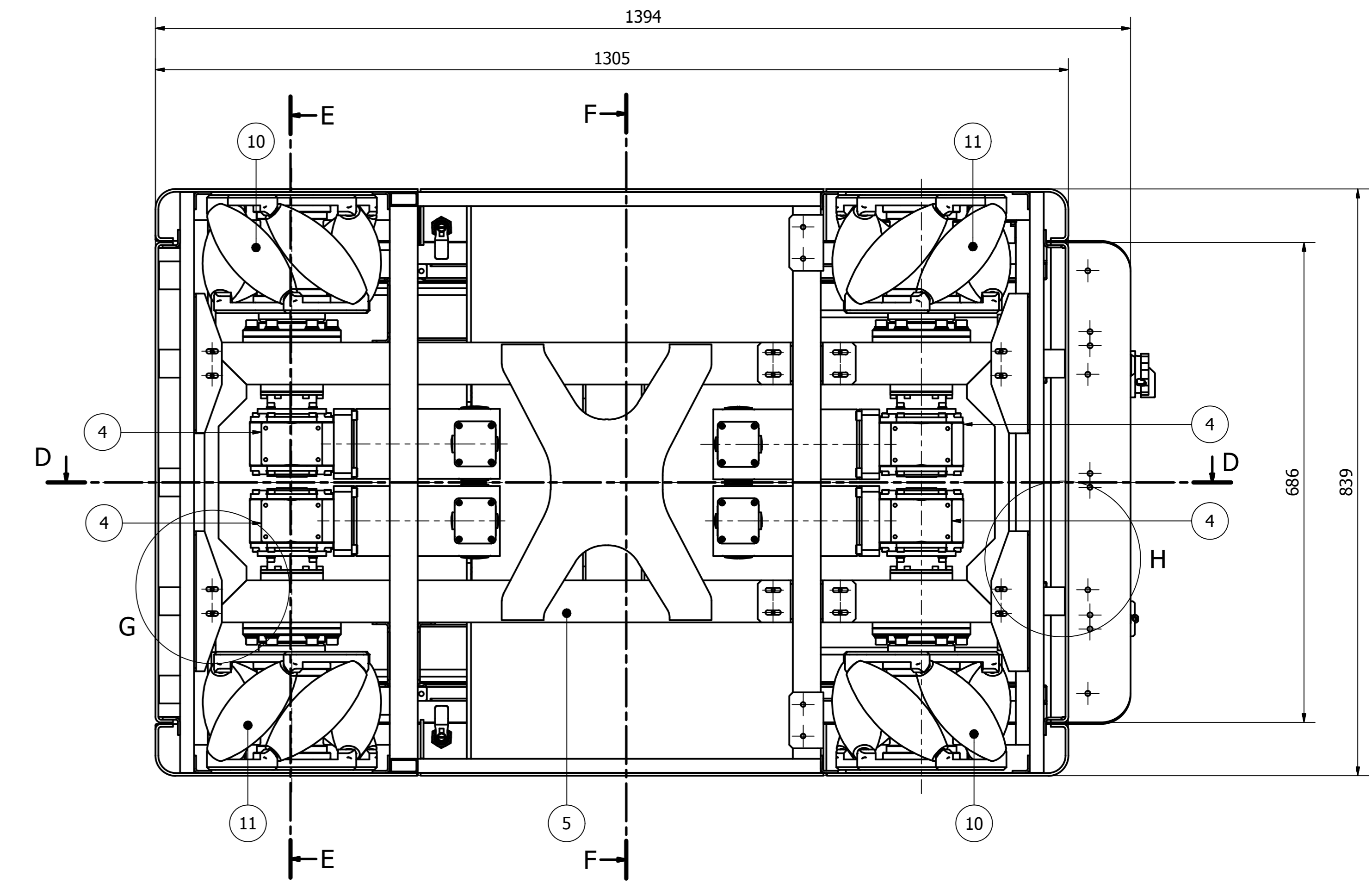


B (1:2)

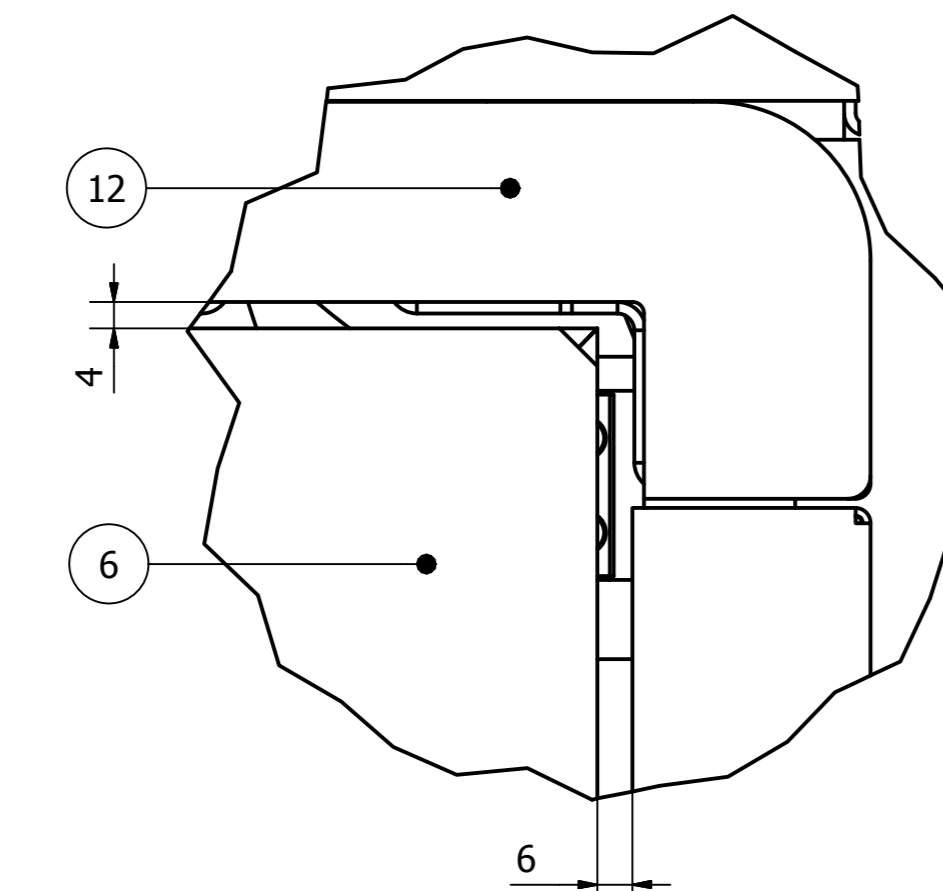
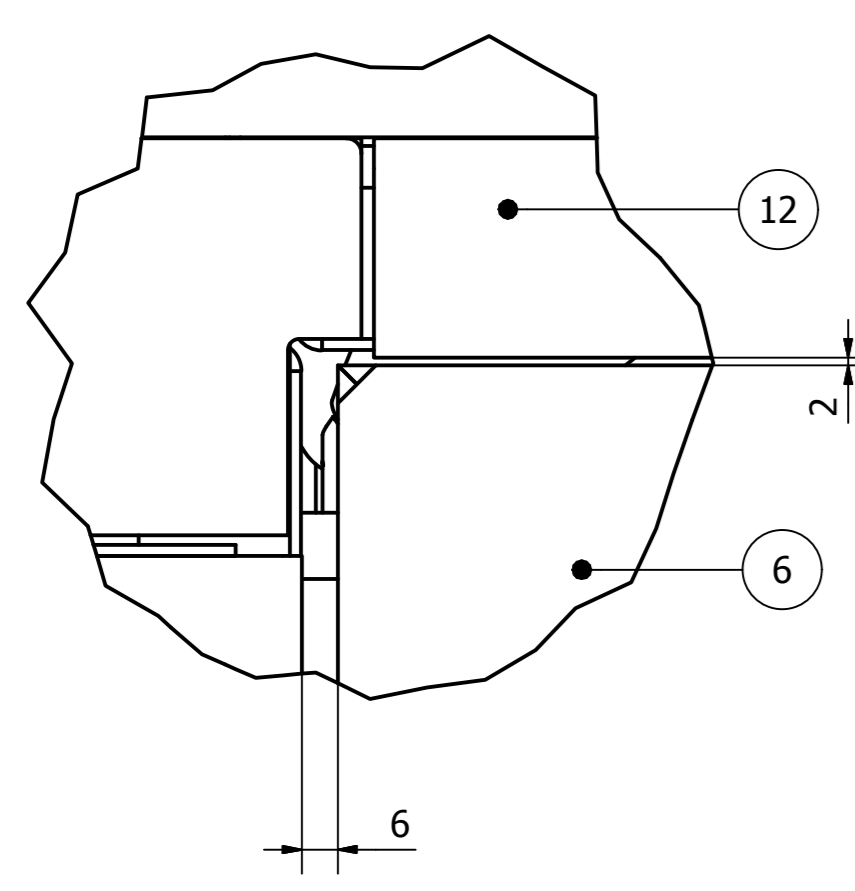
C (1:2)



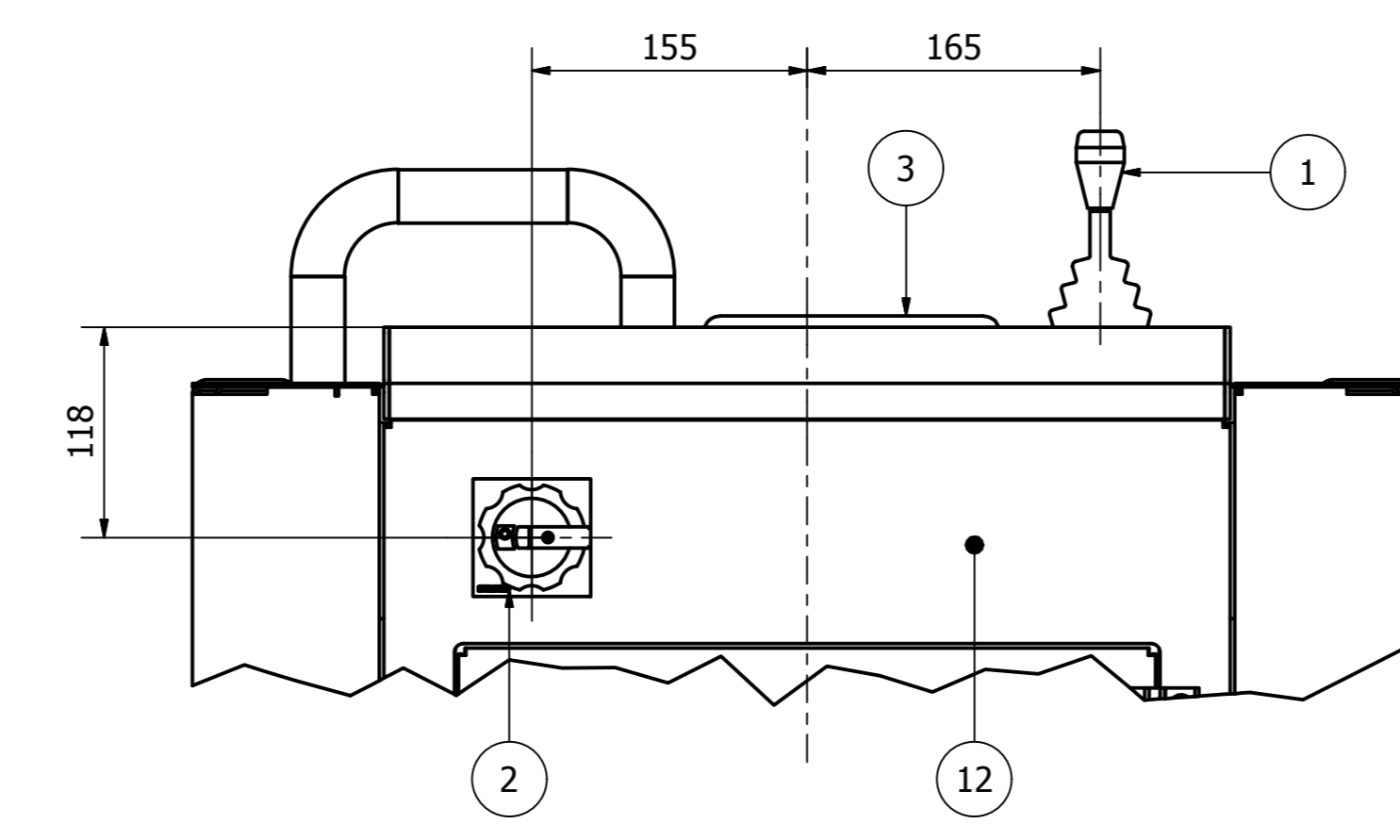
A (1:4)



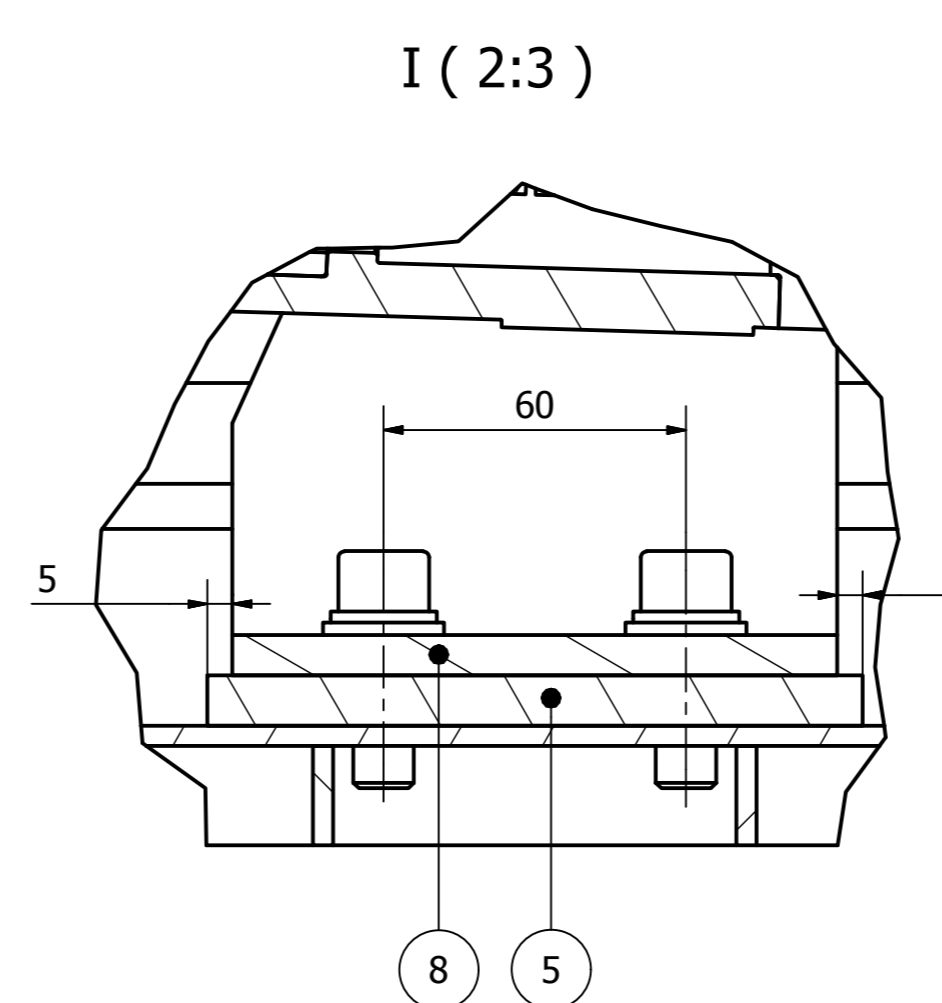
D-D (1:5)



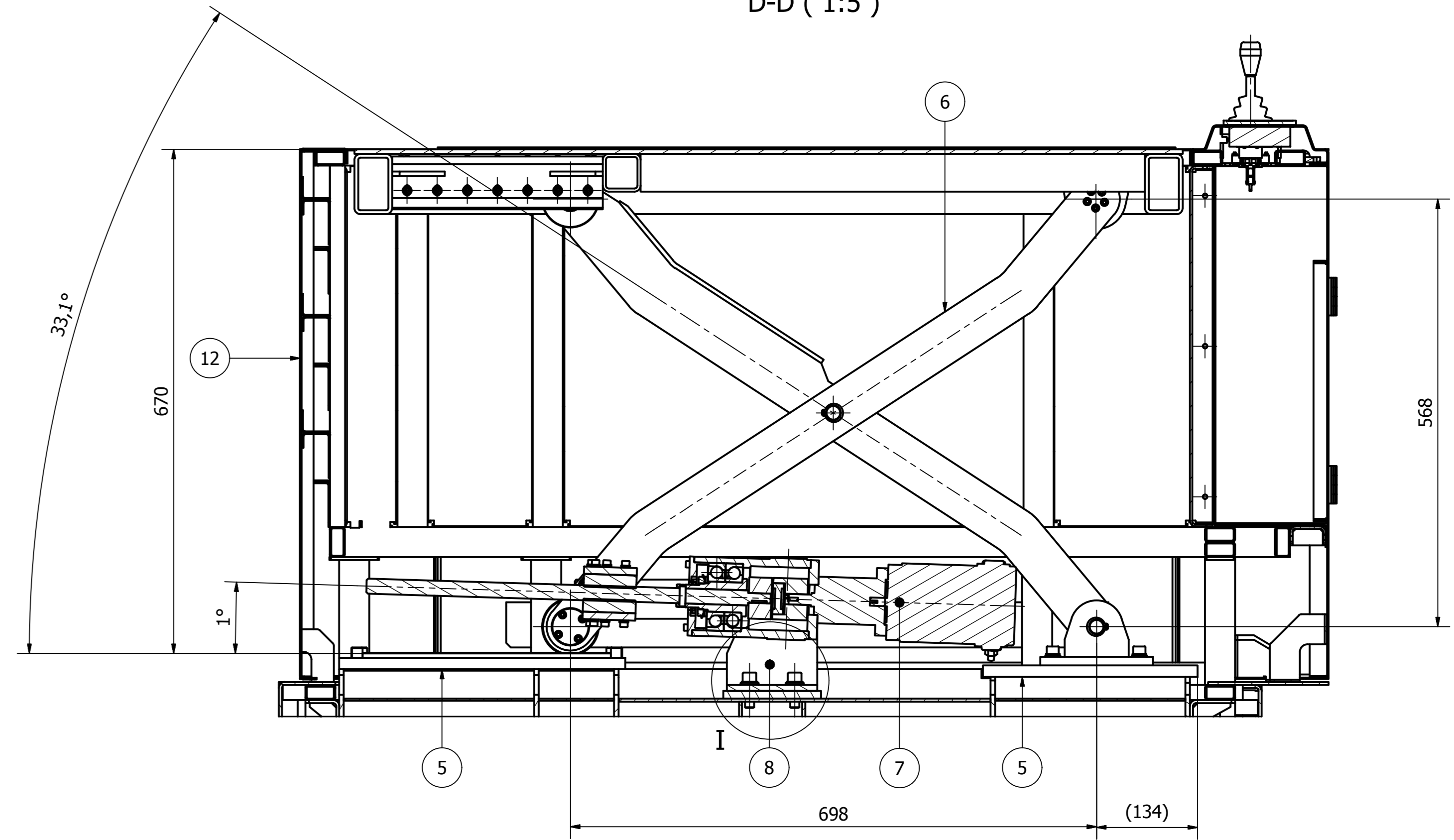
G (1:2)



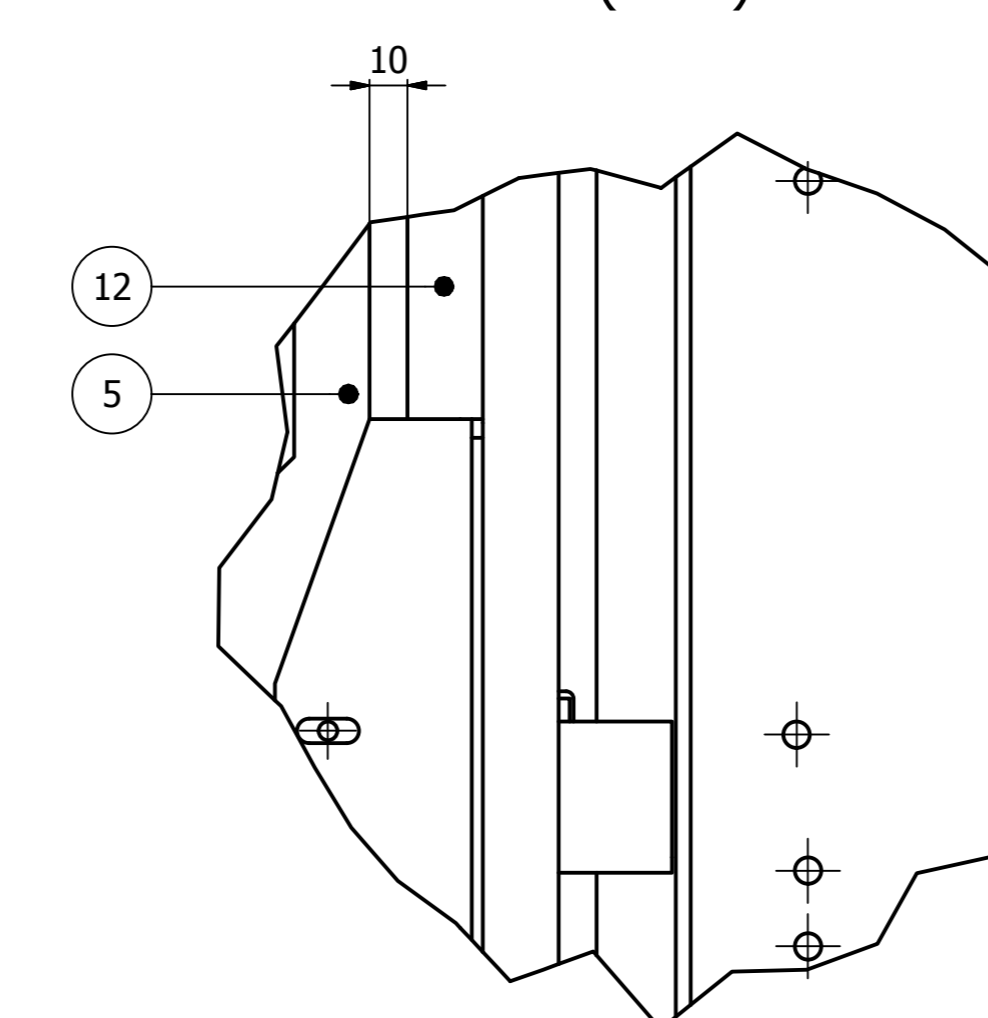
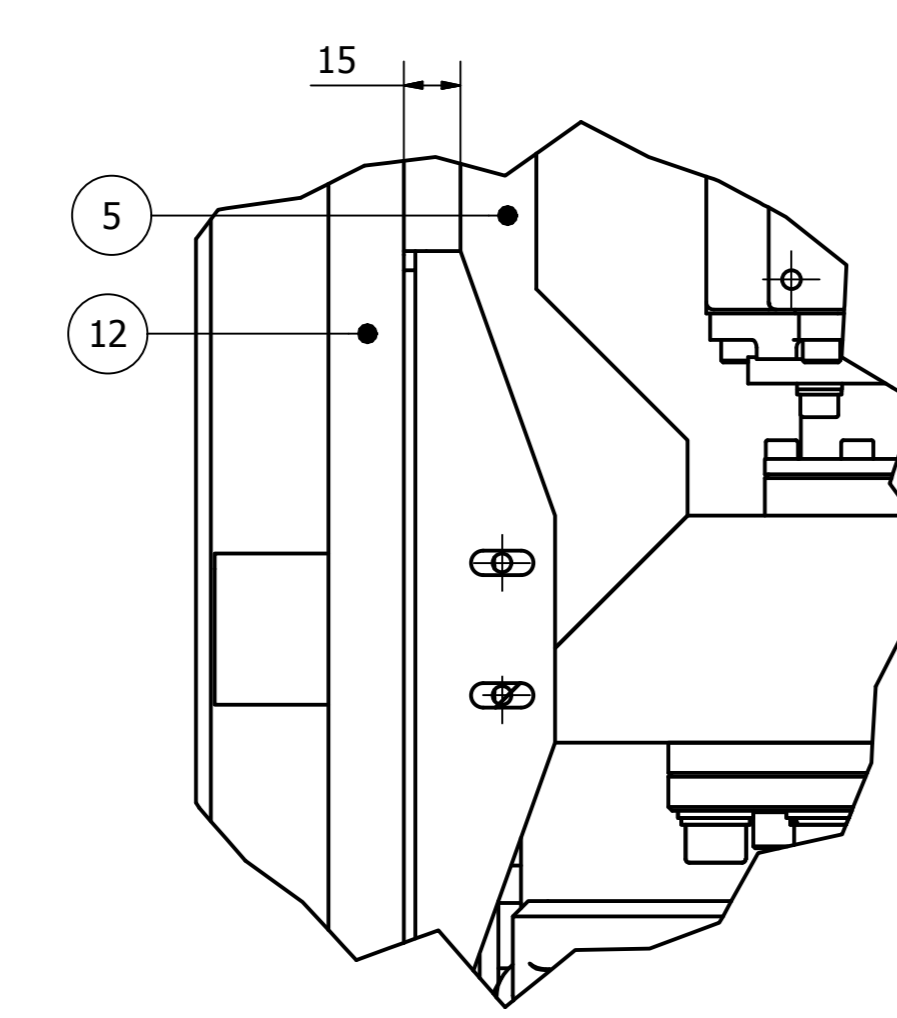
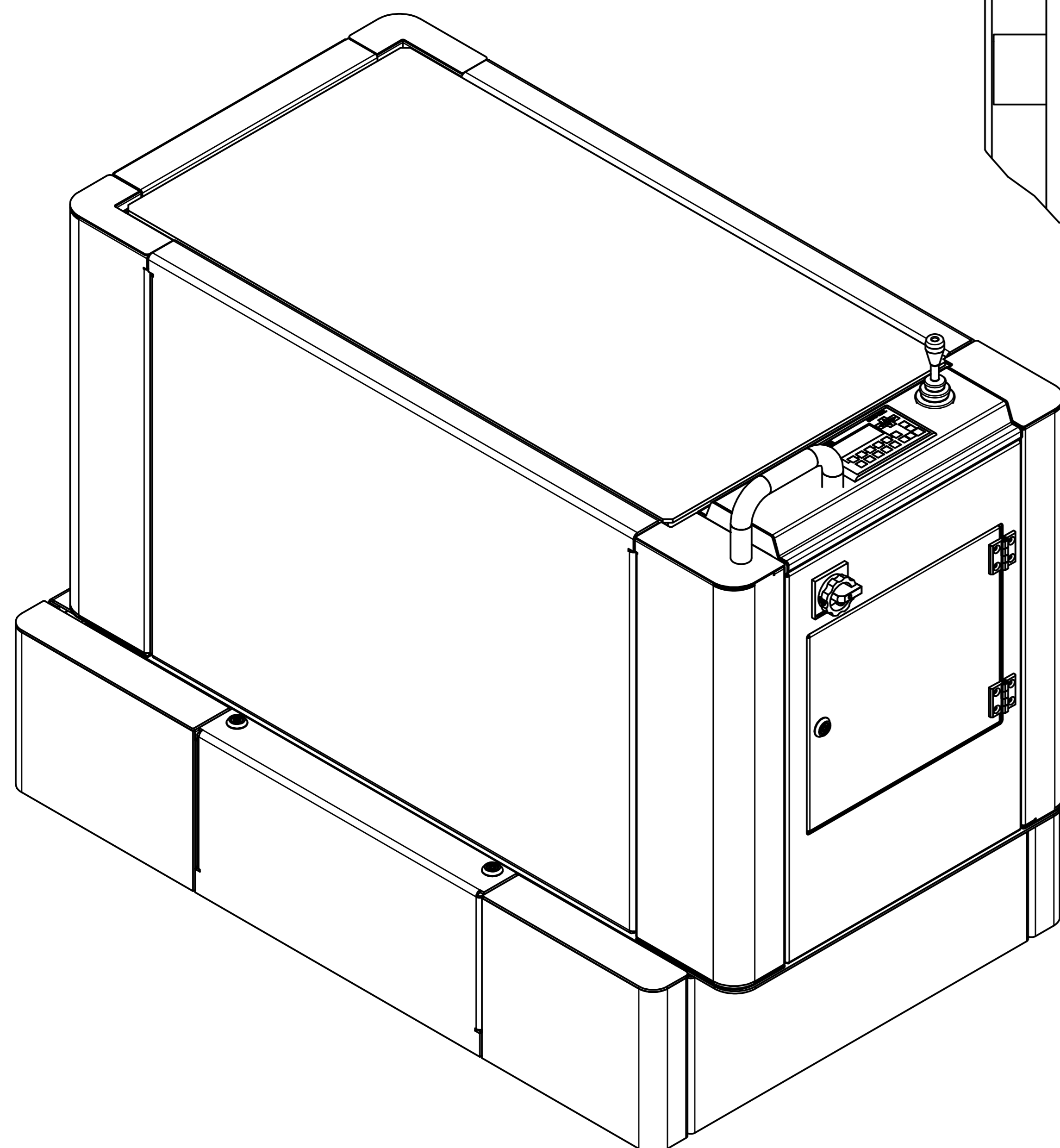
H (1:2)



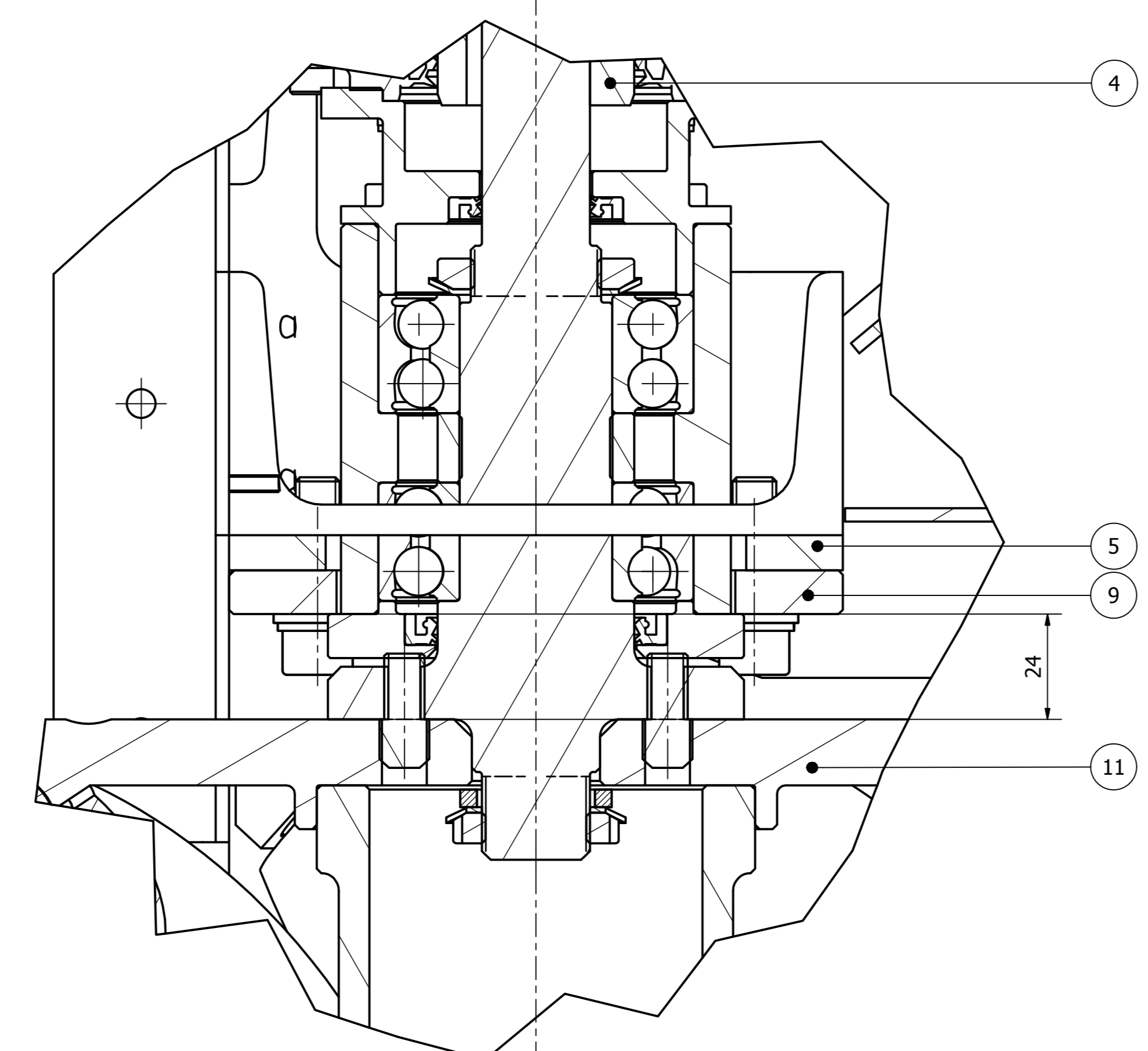
I (2:3)



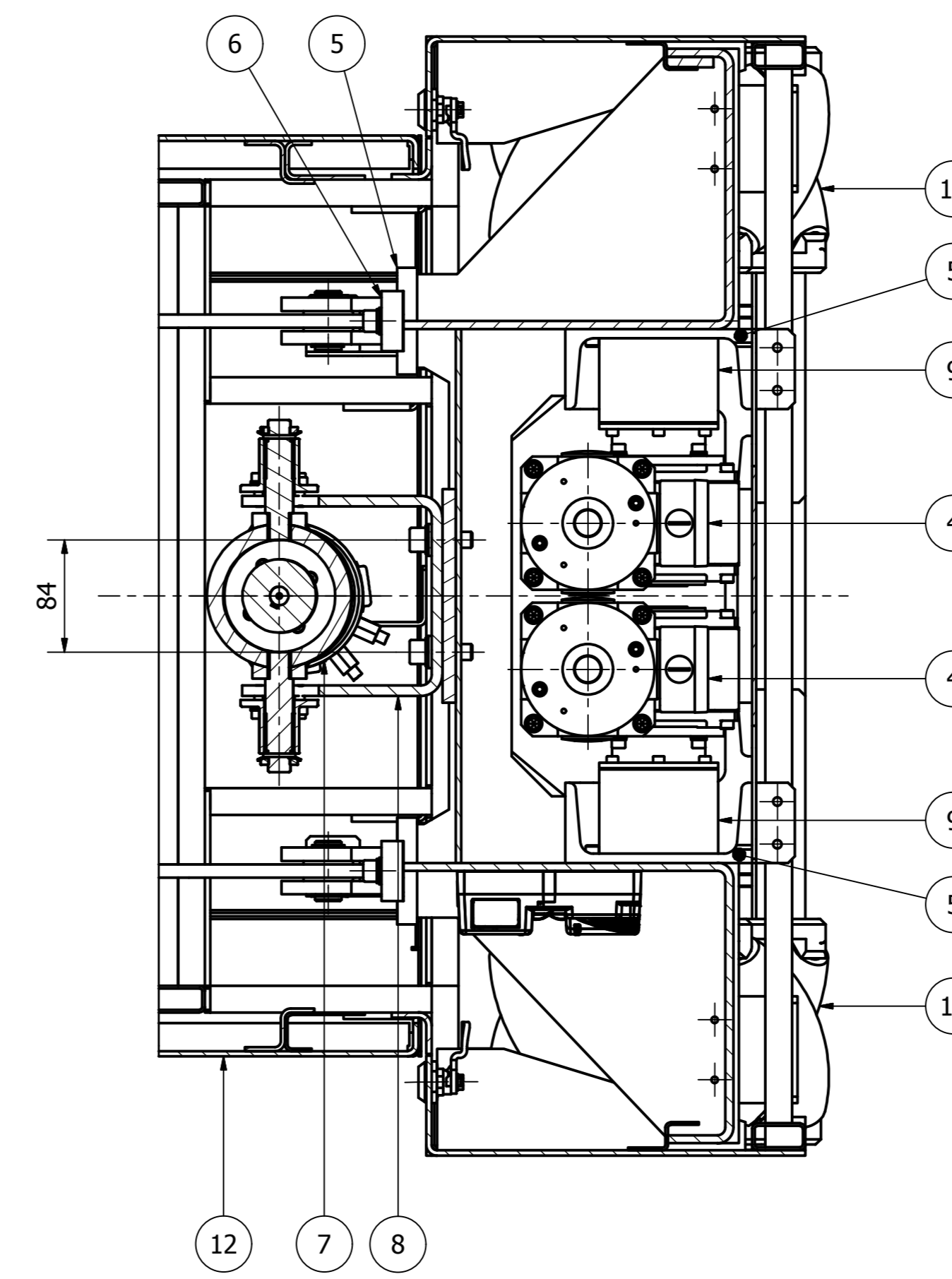
ISOMETRICKÝ POHLED (1:5)



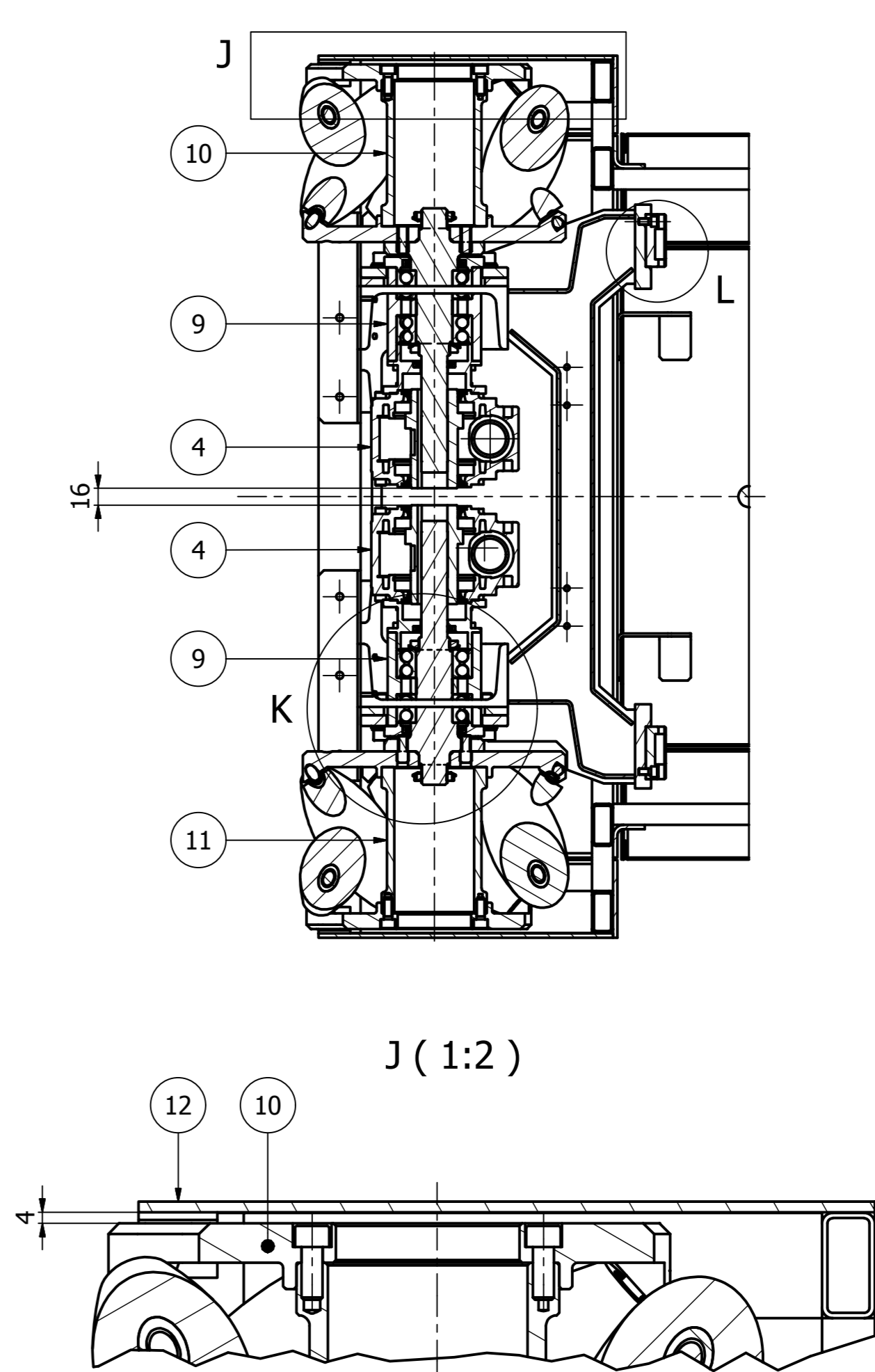
K (1:1)



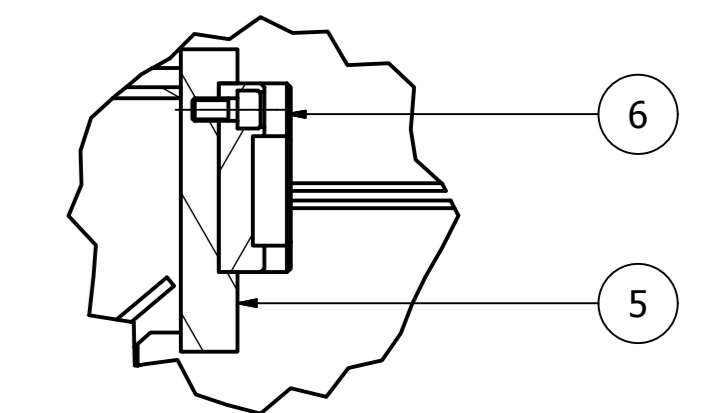
F-F (1:4)



E-E (1:5)



L (1:2)

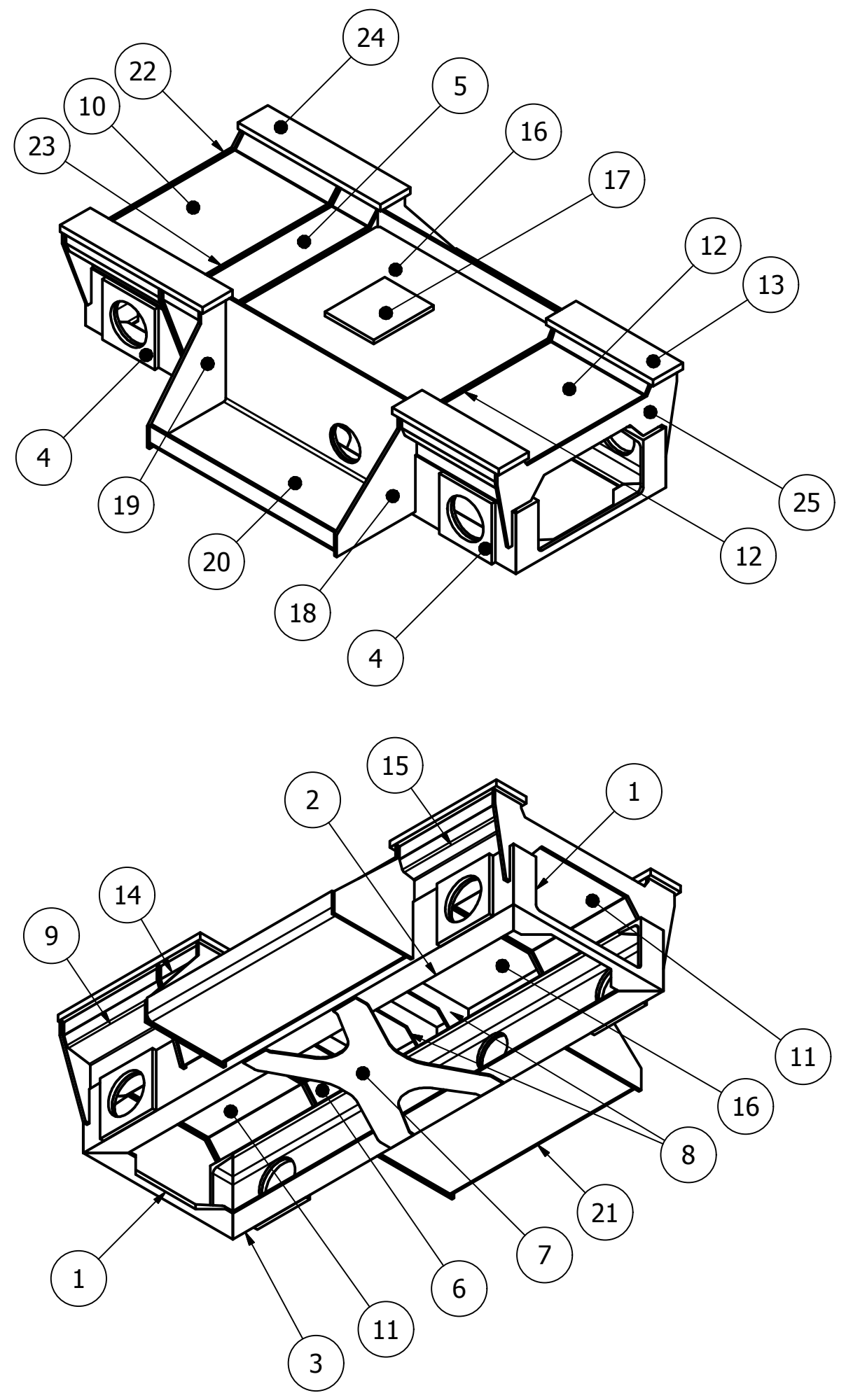


MONTÁŽ SESTAVY OPLECHOVÁNÍ (POZICE 12)
NA RÁM PODVOZKU (POZICE 5) PROVĚST
DLE MONTÁŽNÍHO POSTUPU UVEDENÉHO
V SESTAVNÉM VÝKRESU KV900280

POZICE	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
1	1	018372	Průmyslový joystick EUCHNER
2	1	3LD2054-1TL51	Hlavní vypínač SIEMENS
3	1	6AV6647-0AH11-3AX0	Ovládací panel SIEMENS
4	4	8267851	Pohon komplet MAYR
5	1	KV900210	Rám podvozku
6	1	KV900220	Zdvíhací plošina sestava
7	1	KV900230	Pohon zdvihů sestava
8	1	KV900240	Držák pohon sestava
9	4	KV900250	Uložení kolo sestava
10	2	KV900260	Omni kolo-1 sestava
11	2	KV900270	Omni kolo-2 sestava
12	1	KV900280	Oplechování sestava

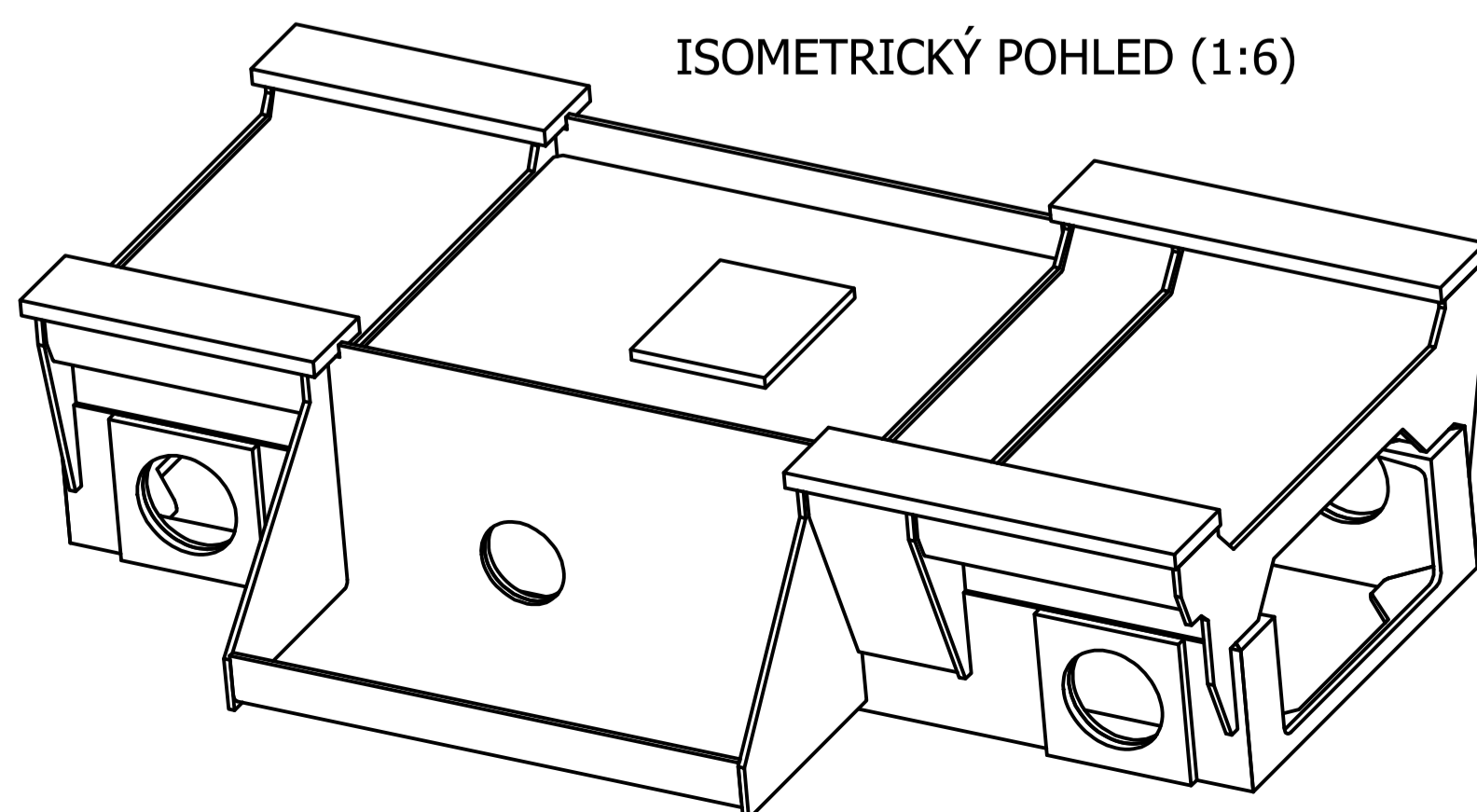
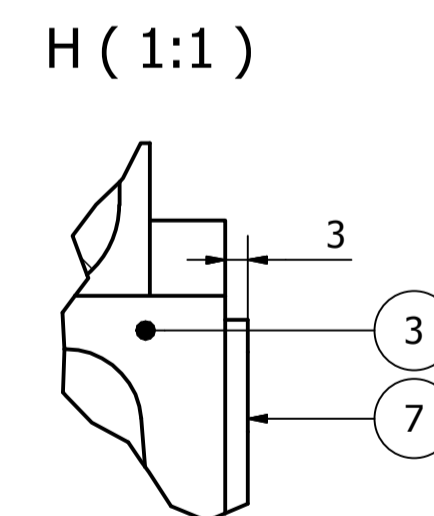
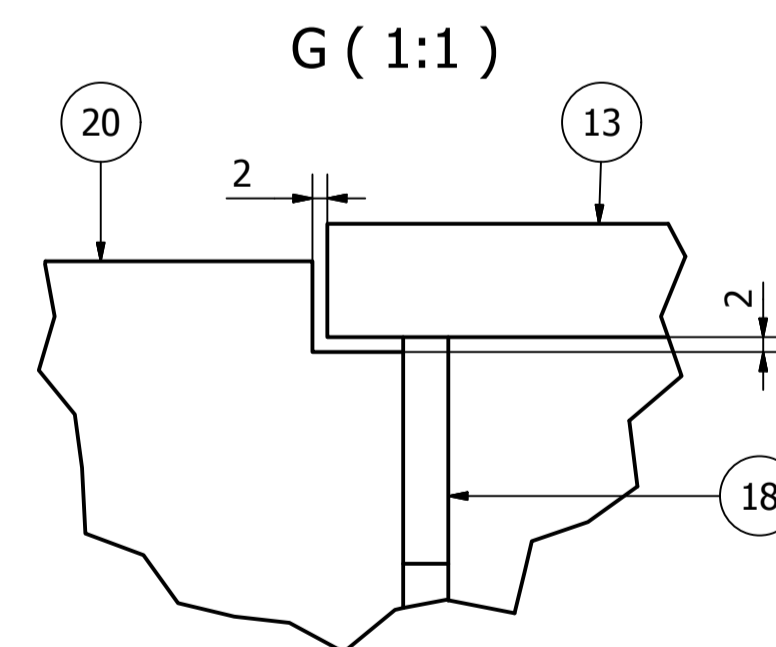
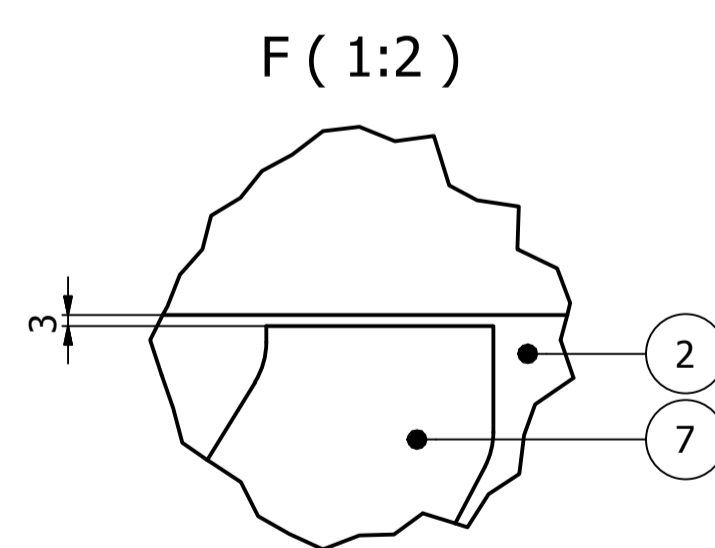
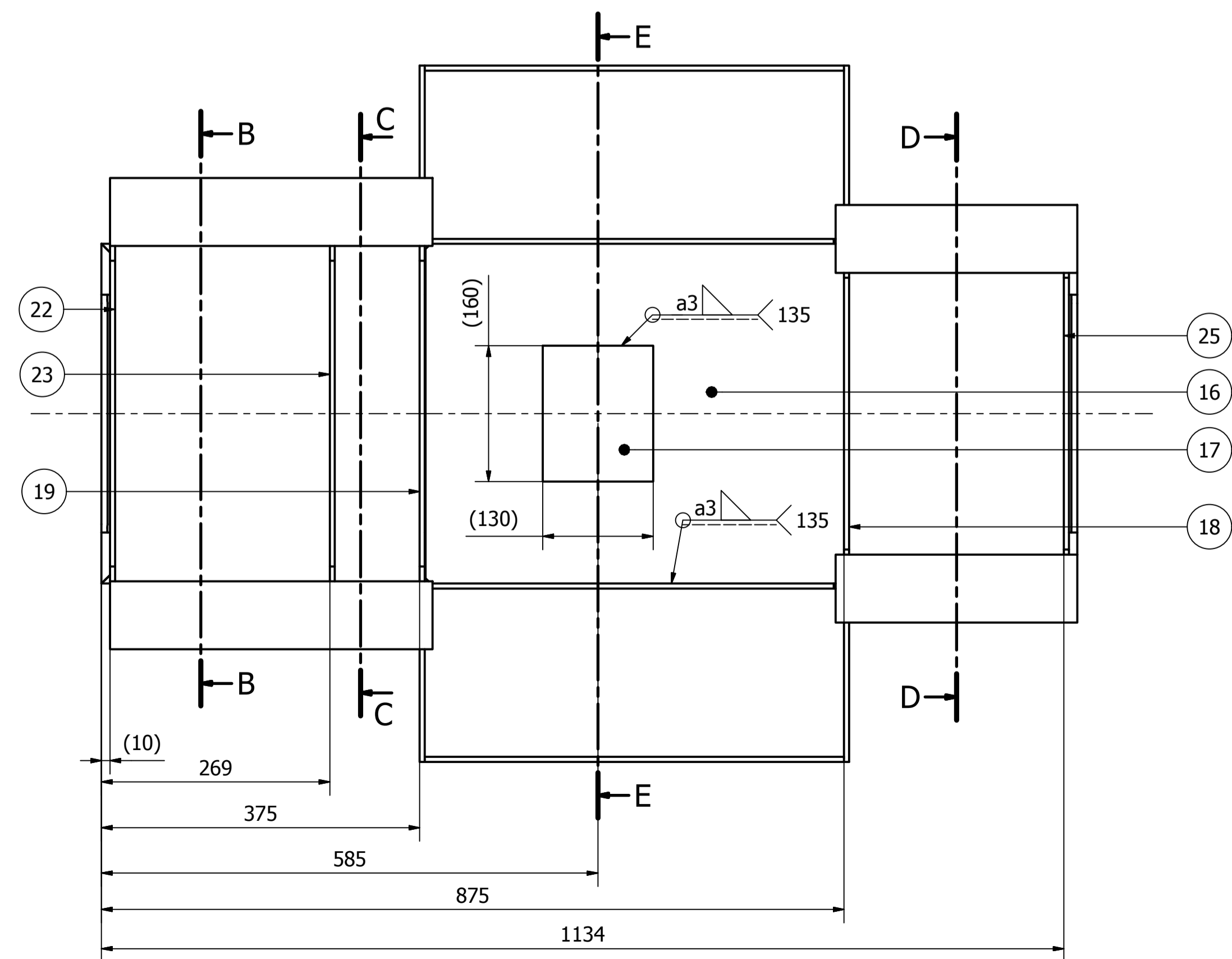
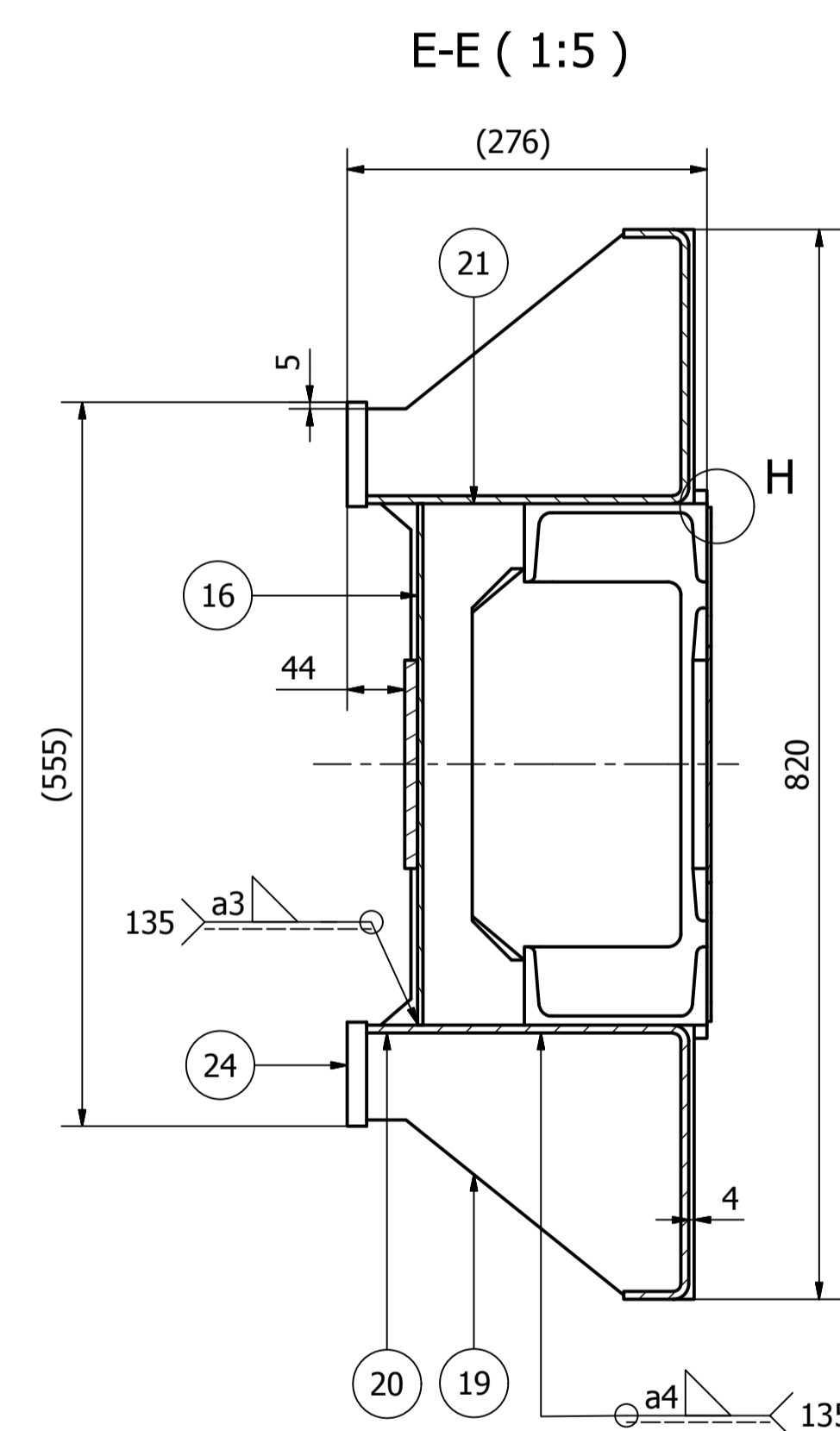
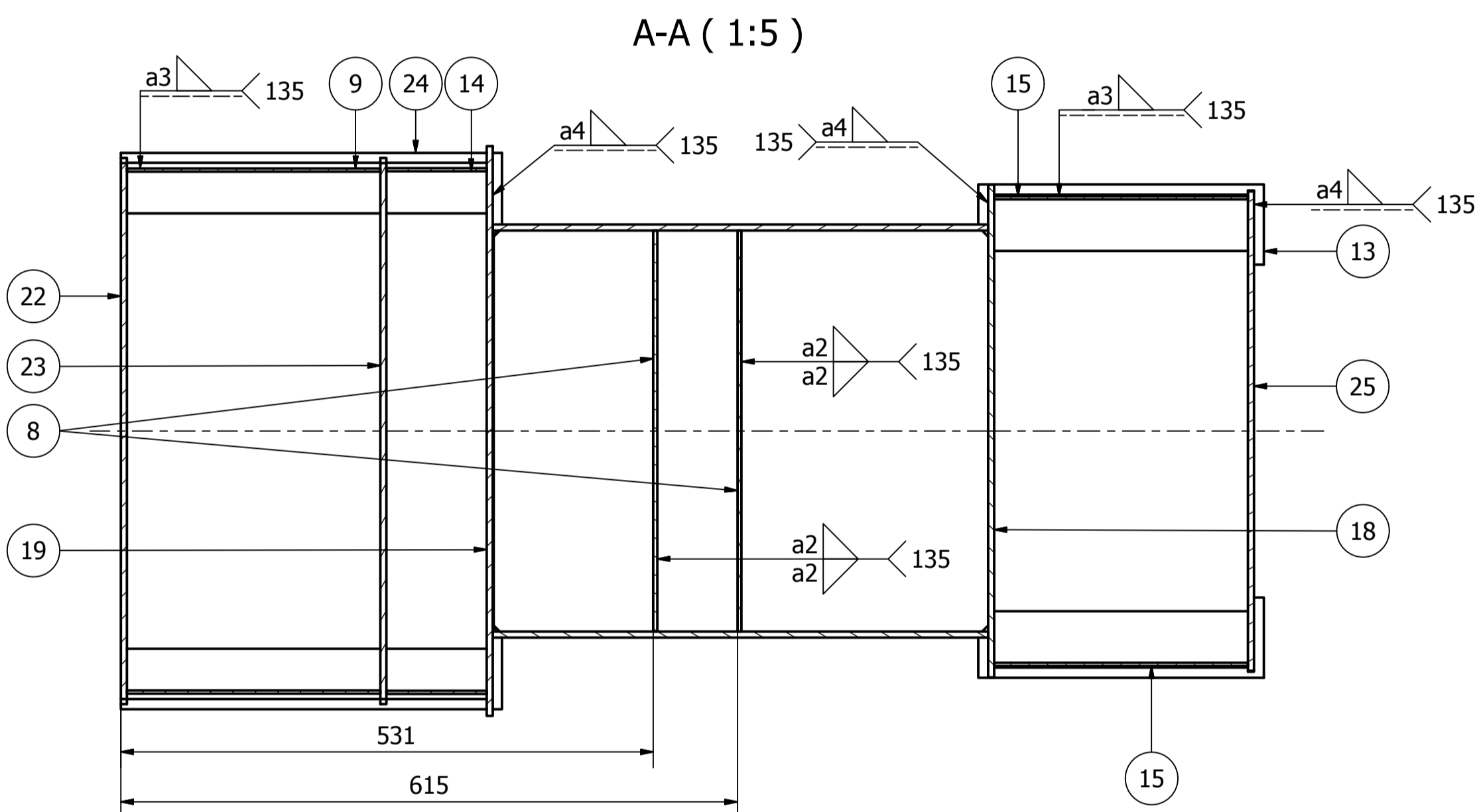
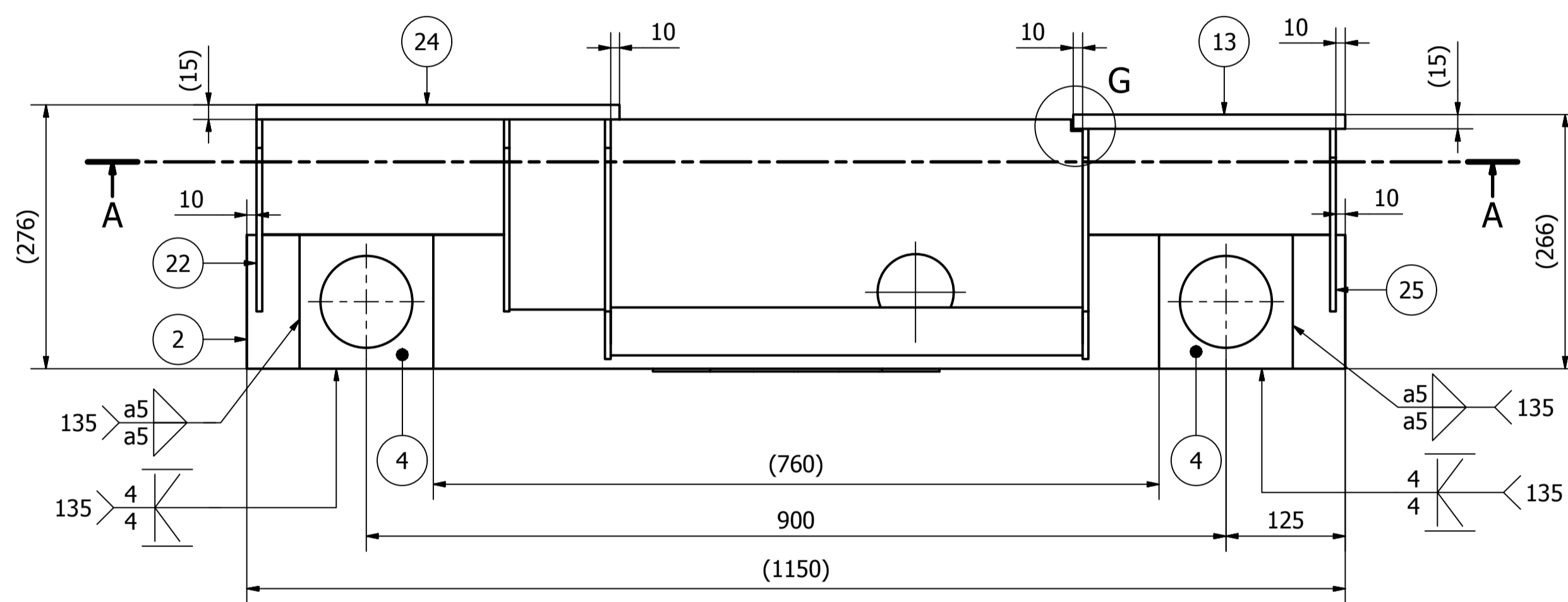
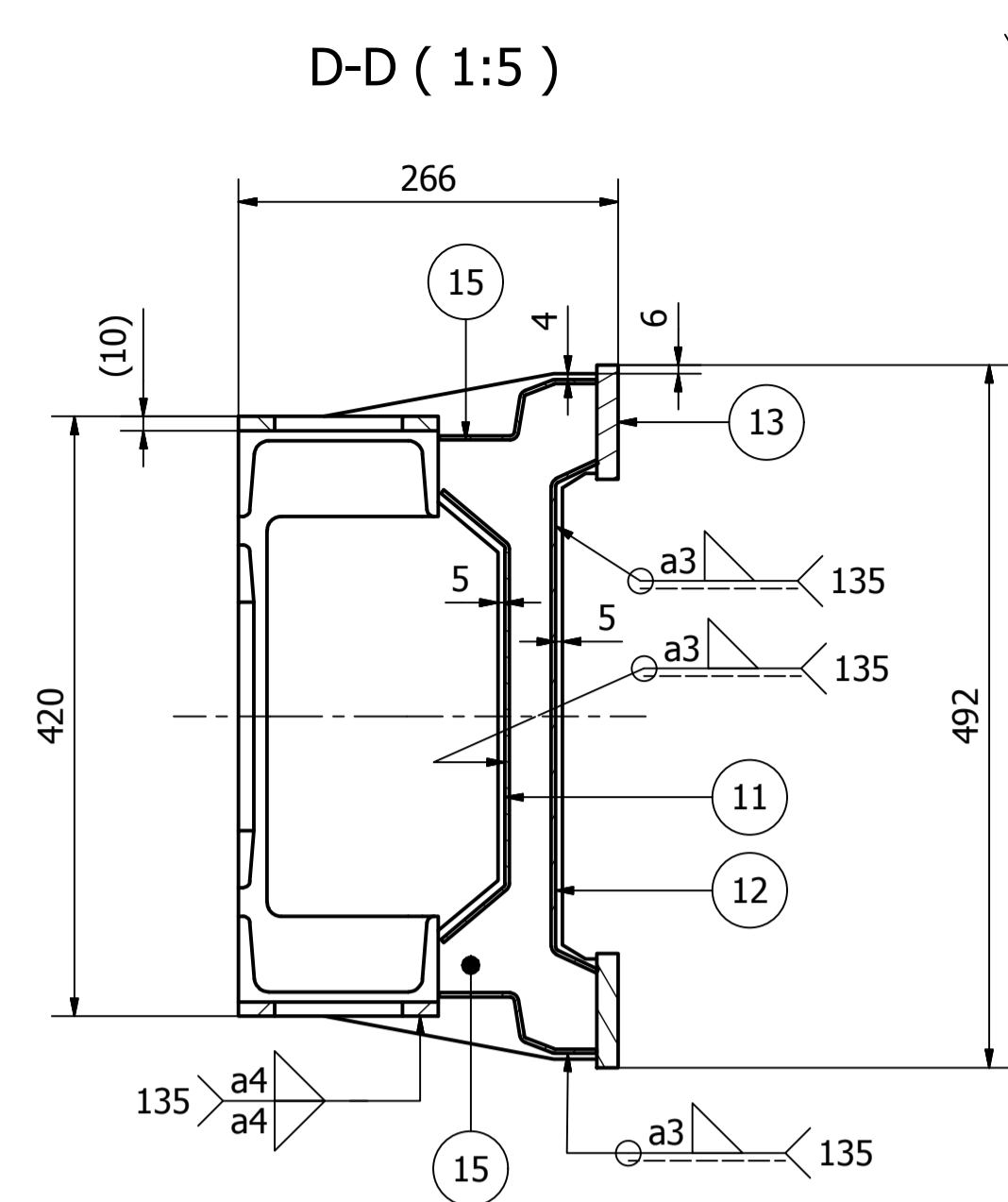
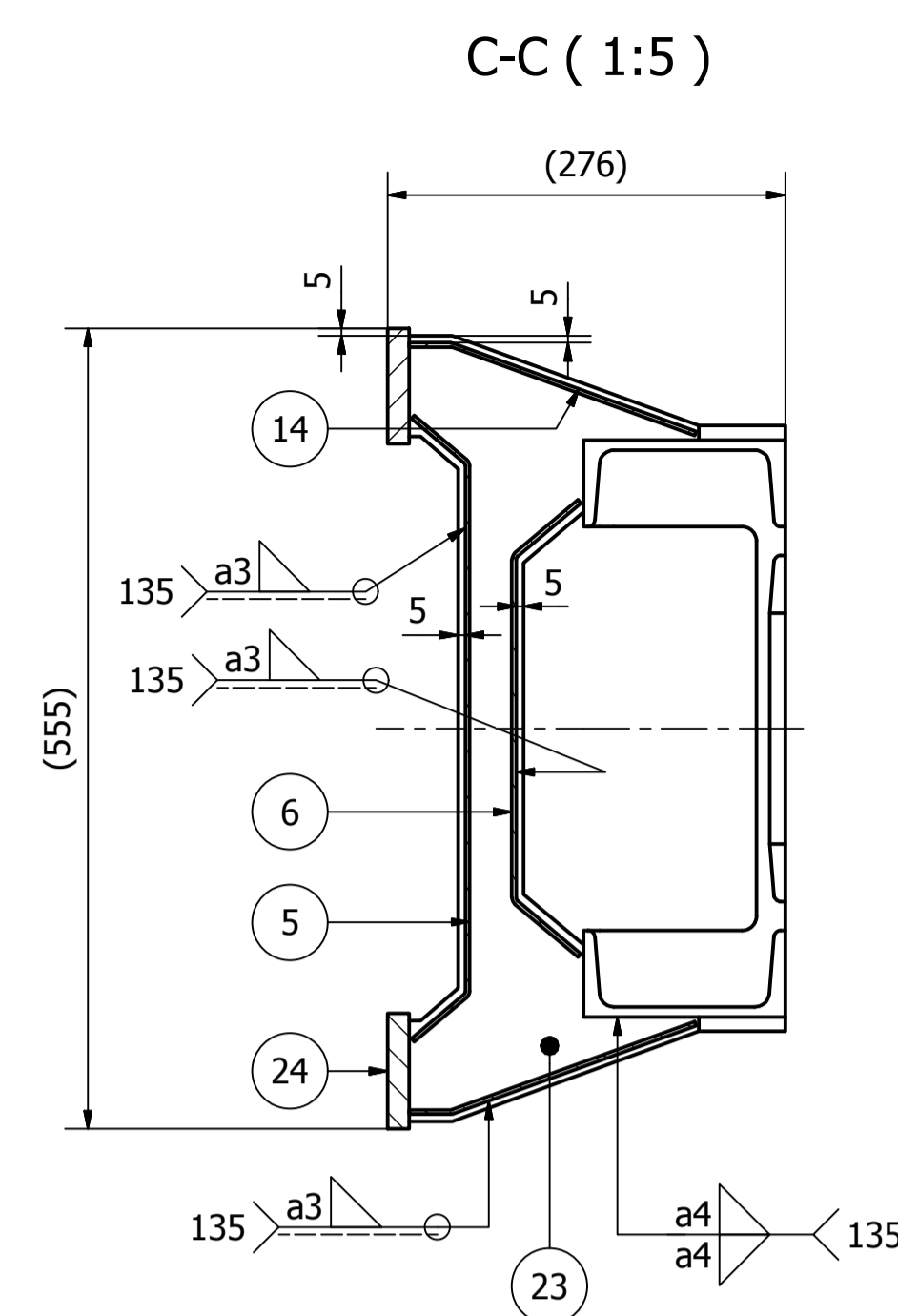
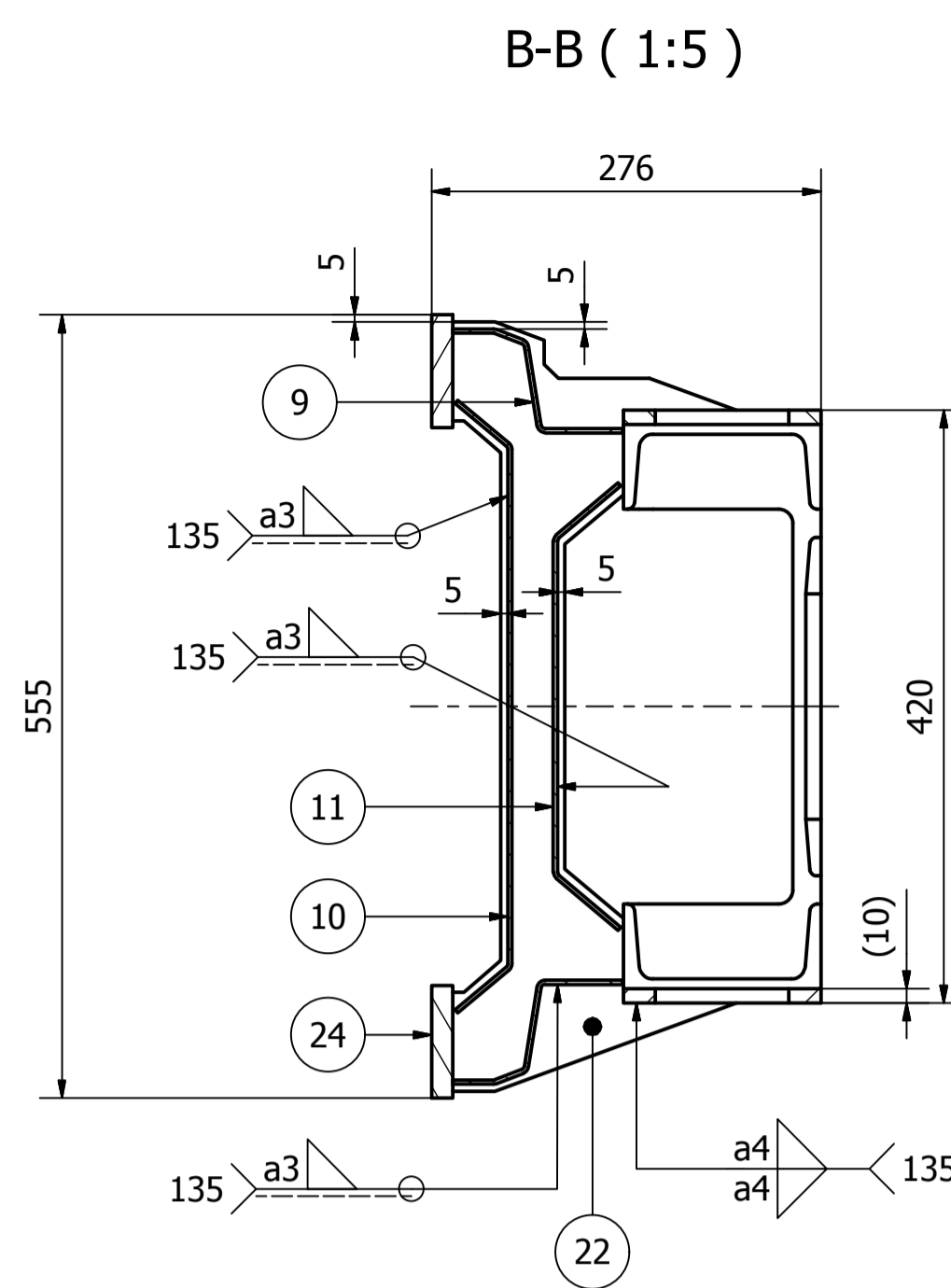
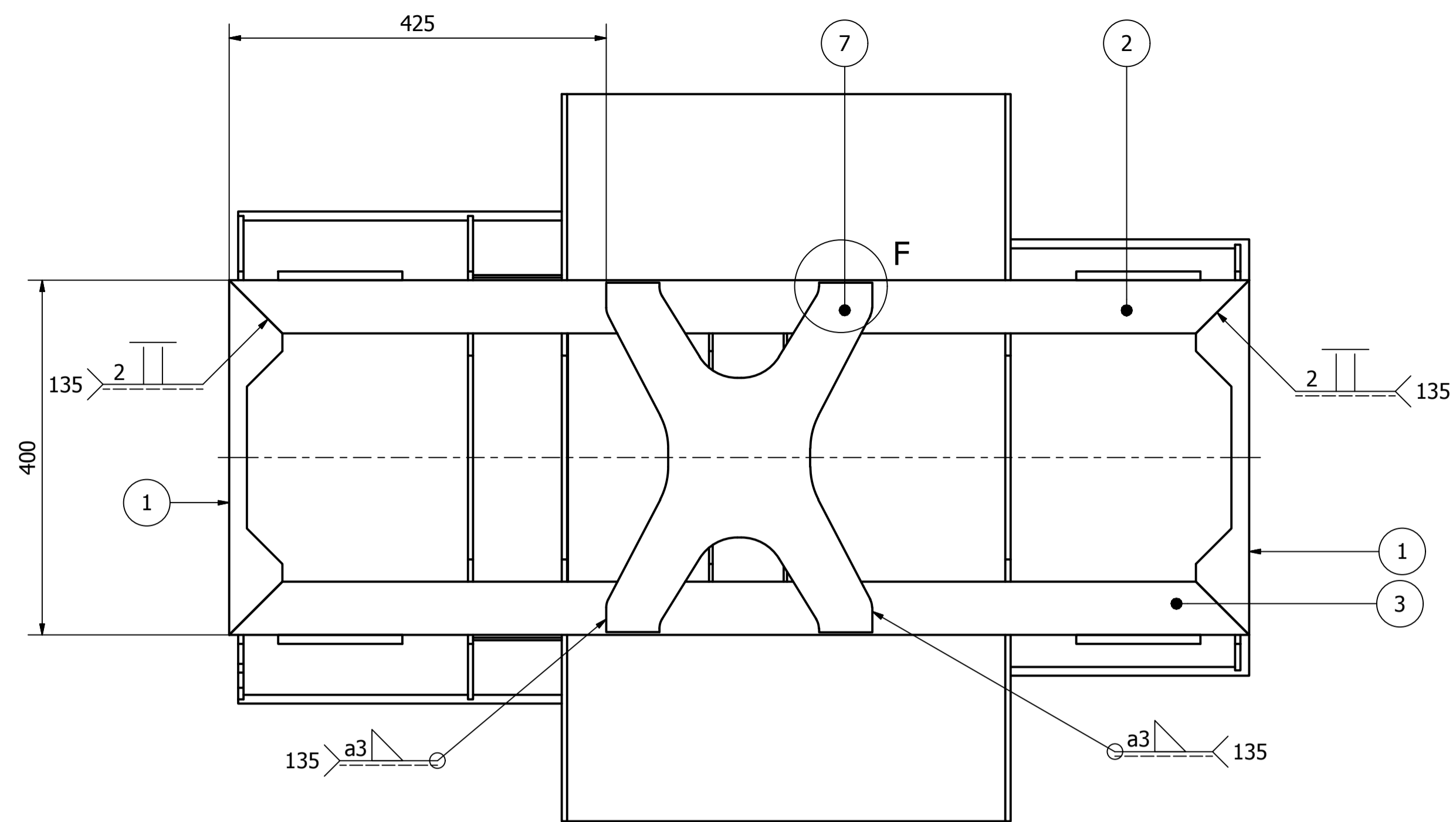
Materiál konečný: Materiál výchozí:
 TDP: Položkovar: 632315
 Norma: Hmotnost čistá: 632315
Tolerance ISO 8015
ISO 13284-01 EN ISO 13284-01
 Vyráběcí: Jan Petrovitz Datum: 27. 3. 2019 Podpis: Datum:
 Schválil: Technolog:
 Formát: A0 Měřítko: 1:5 Projekt: TV_XE_06
 Název: **Vozík_sestava**
 ID Výkresu: **KV900200** Rev.0
KOVA ENGINEERING List 1/1

Všechna práva k tomuto technickému podkladu přísluší KOVA Engineering s.r.o. Bez souhlasu této společnosti nesmí být podklad kopírován, rozmnožován a není dovoleno postoupit jej třetím osobám.



KUSOVNÍK			
POZICE	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
1	2	KV400890	U140_výřez_2
2	1	KV400891	U140_výřez_3
3	1	KV400892	U140_výřez_1
4	4	KV401237	Konzola_1.1
5	1	KV401239	Konzola_1.12
6	1	KV401240	Konzola_1.13
7	1	KV401241	Konzola_1.16
8	2	KV401242	Konzola_1.17
9	2	KV401243	Konzola_1.20
10	1	KV401244	Konzola_1.21
11	2	KV401245	Konzola_1.22
12	1	KV401246	Konzola_1.24
13	2	KV401247	Konzola_1.25
14	2	KV401248	Konzola_1.26
15	2	KV401249	Konzola_1.27
16	1	KV401250	Konzola_1.29
17	1	KV401251	Konzola_1.30
18	1	KV401260	Konzola_1.28
19	1	KV401261	Konzola_1.14
20	1	KV401262	Konzola_1.15
21	1	KV401263	Konzola_1.18
22	1	KV401264	Konzola_1.19
23	1	KV401265	Konzola_1.11
24	2	KV401266	Konzola_1.4
25	1	KV401267	Konzola_1.23

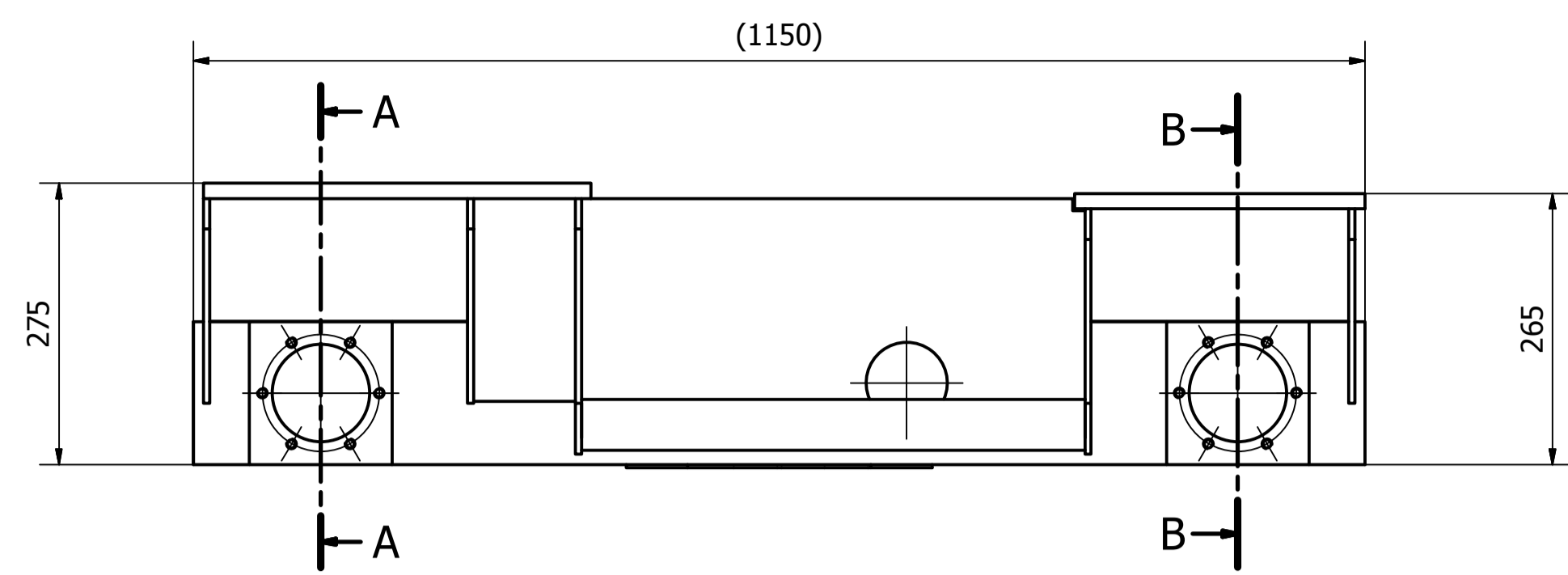
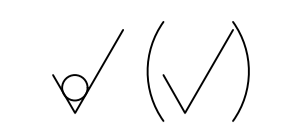
Materiál konečný:	Materiál výchozí:		
TDP:	Polotovar:		
Norma	Hmotnost čistá: 114,342 kg		
Drsnost ISO 1302 /2003 Ra Neznačené hrany ISO 13 715	Tolerance ISO 8015 ISO 2768 mK EN ISO 13 920 BF		
Podpis	Datum	Podpis	Datum
Vypracoval: Jan Petrovitz	2. 4. 2019	Technolog:	
Schválil:		Svař.technolog:	
Formát: A3	Měřítko: 1 : 10	Projekt: TV_XE_06	
		Název: Rám_podvozku - Sestava	Rev.1
		ID Výkresu: KV900210	Rev.1
			List 1 / 4



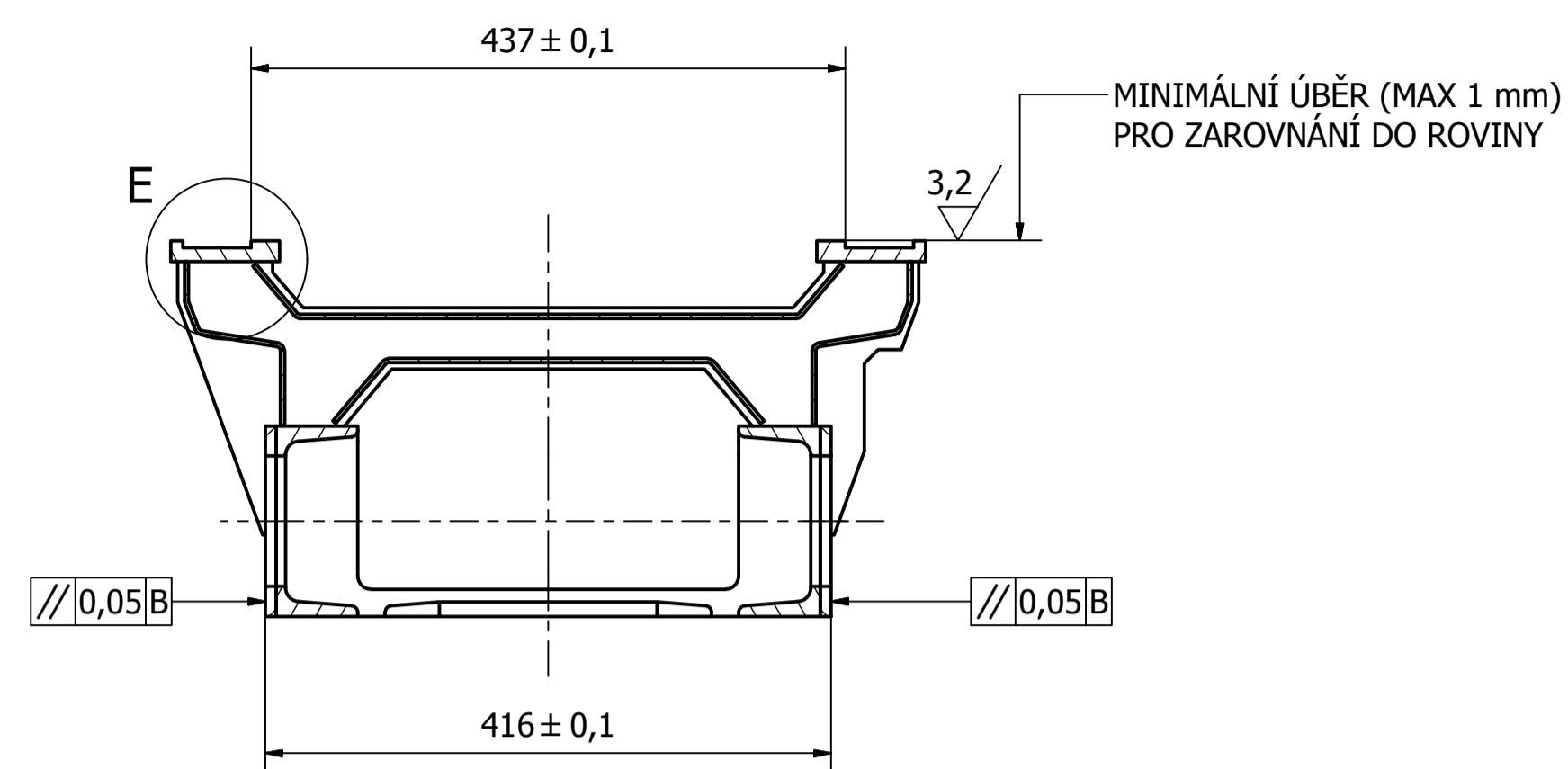
KOUTOVÉ SVARY O DÉLCE VĚTŠÍ NEŽ 100 mm ROZDĚLIT NA KRATŠÍ SVARY DÉLKY 20 až 40 mm (VELIKOST MEZER MEZI SVARY VOLIT DLE DÉLKY SVAŘOVANÝCH PLOCH)

Materiál konečný:	Materiál výchozí:
TDP:	Polotovary:
Norma:	Hmotnost čistá: 114,342 kg
Drsnost ISO 1302 /2003 Ra	Neznačené hrany L ^{0,4} L ^{0,4}
Podpis:	Datum:
Technolog:	Podpis:
Svař.technolog:	Datum:
Formát: A1	Měřítko: 1:5
Projekt: TV_XE_06	

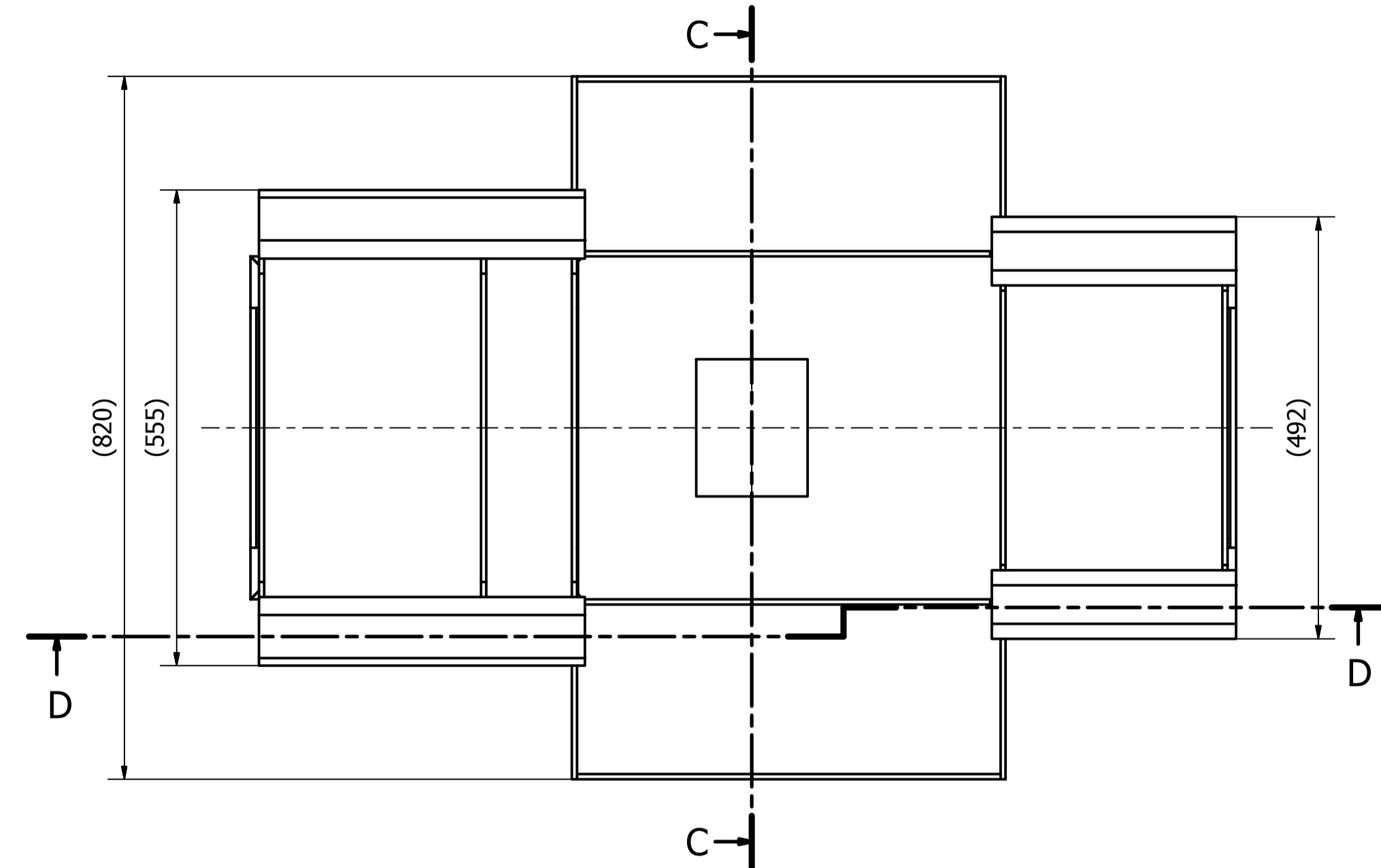
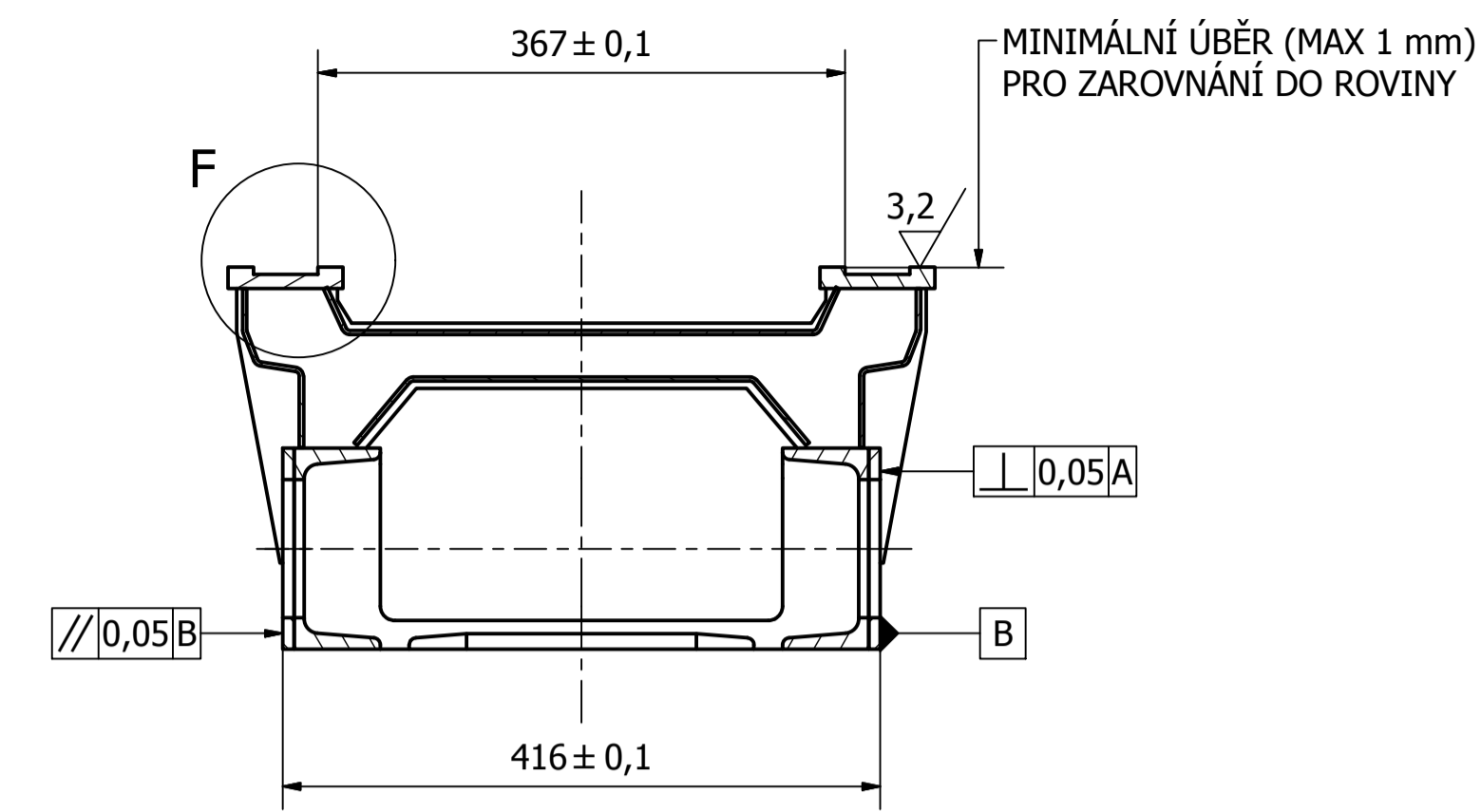
KOVA ENGINEERING	Název: Rám_podvozku - Svařenec	Rev.1
	ID Výkresu: KV900210	Rev.1



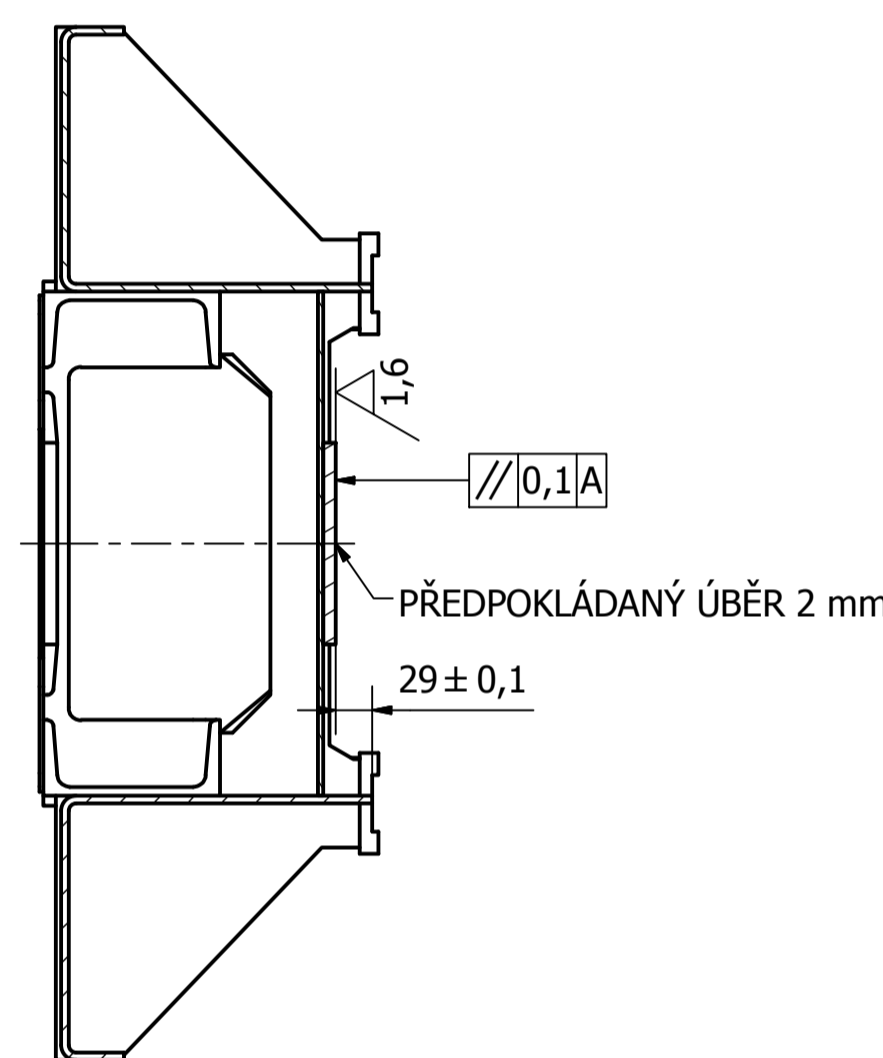
A-A (1:5)



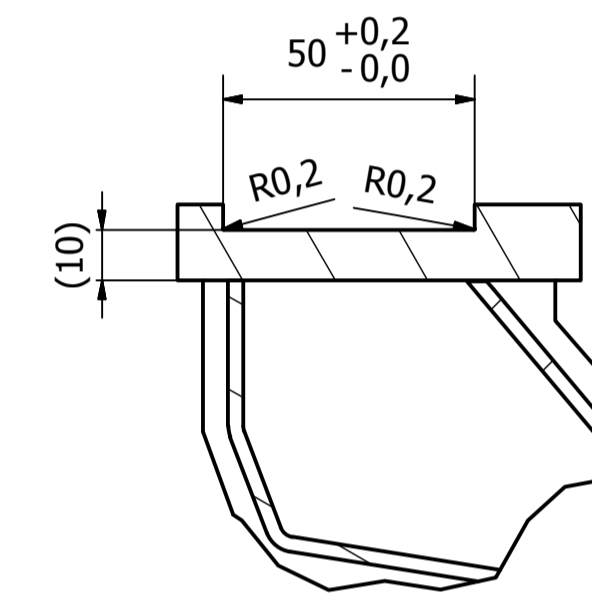
B-B (1:5)



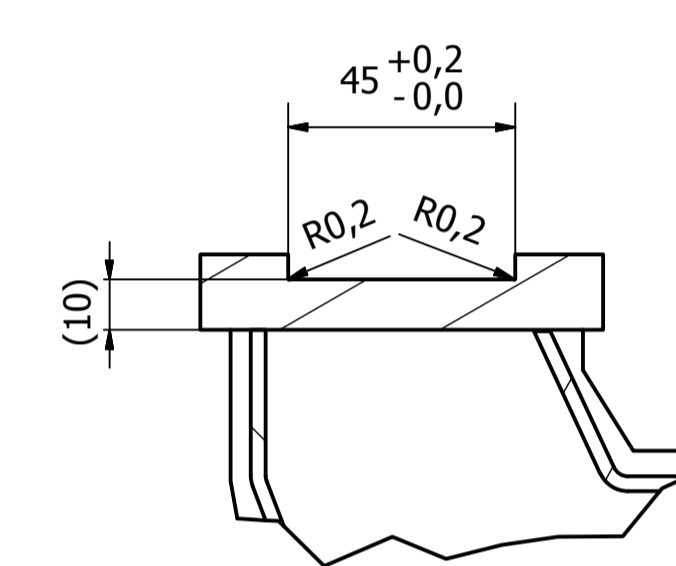
C-C (1:6)



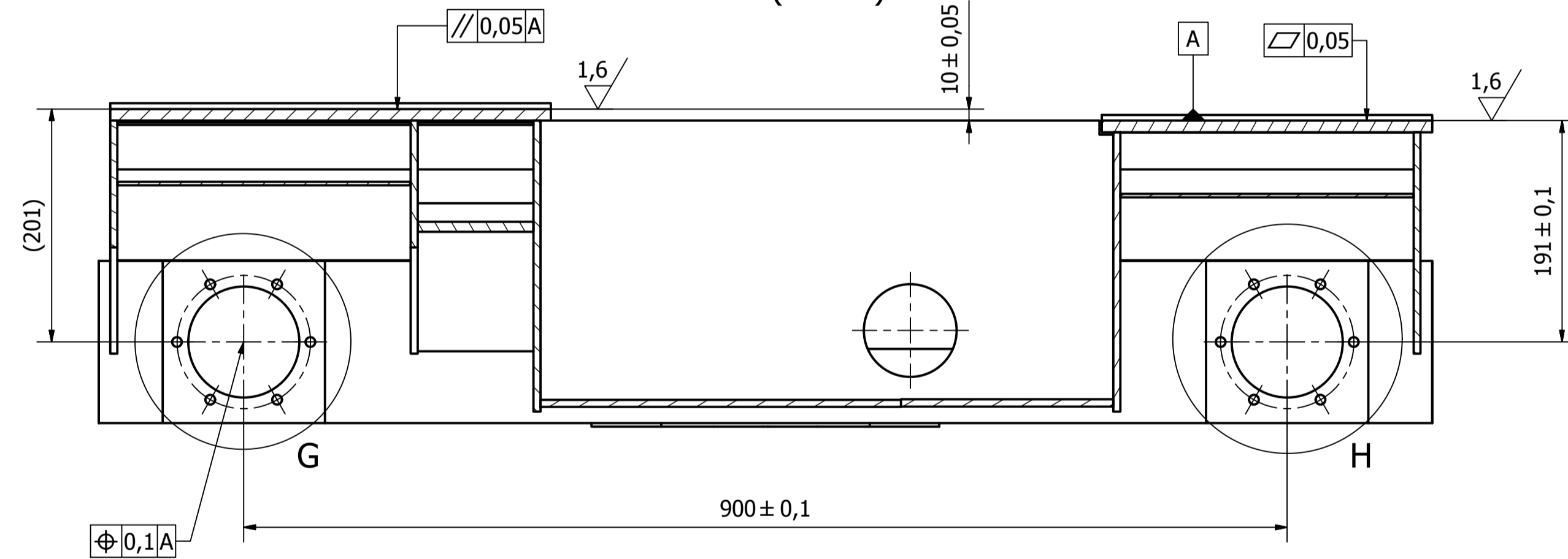
E (2:3)



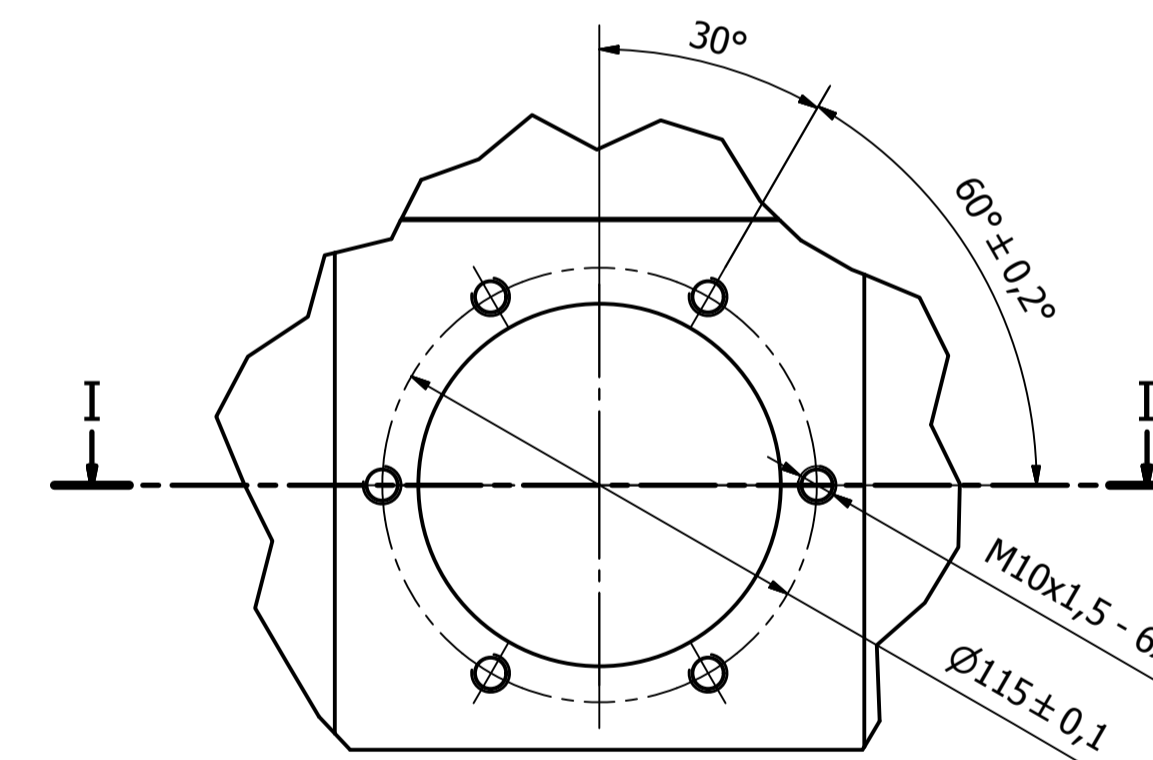
F (2:3)



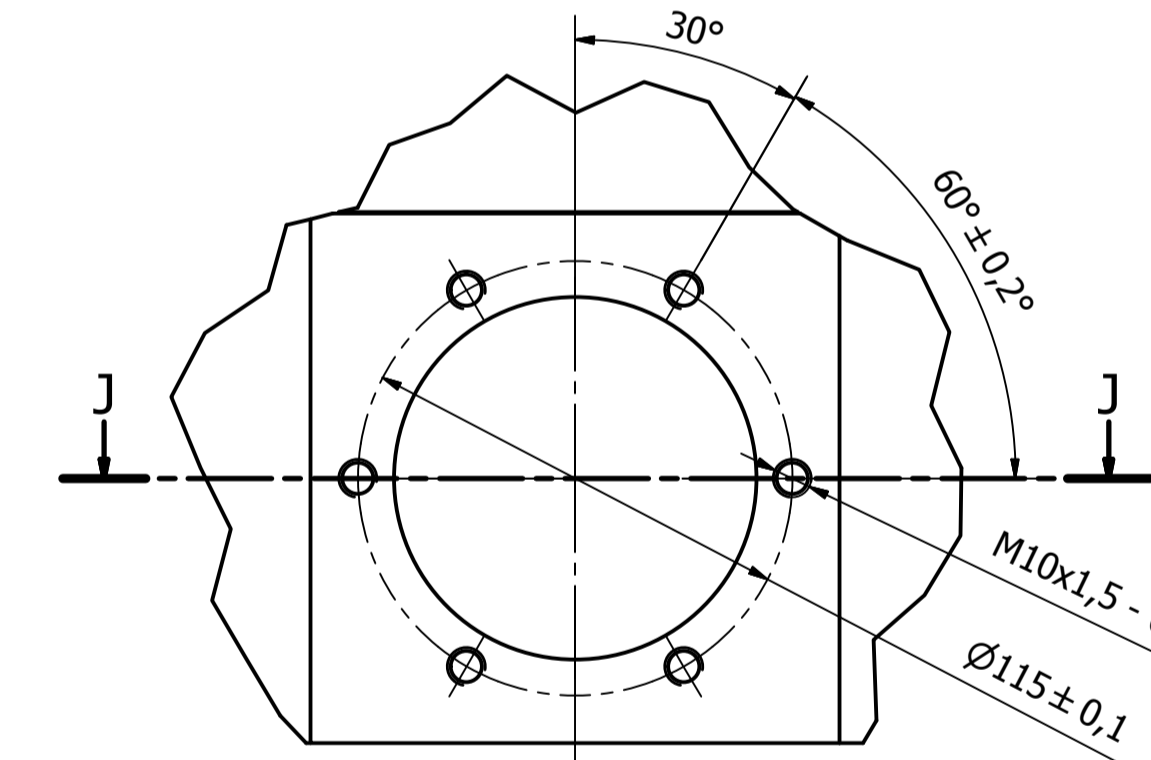
D-D (1:4)



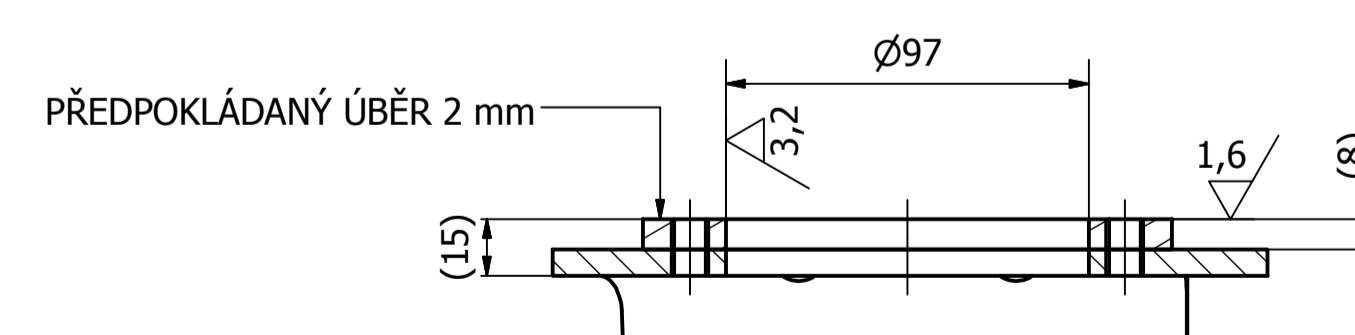
G (1:2)



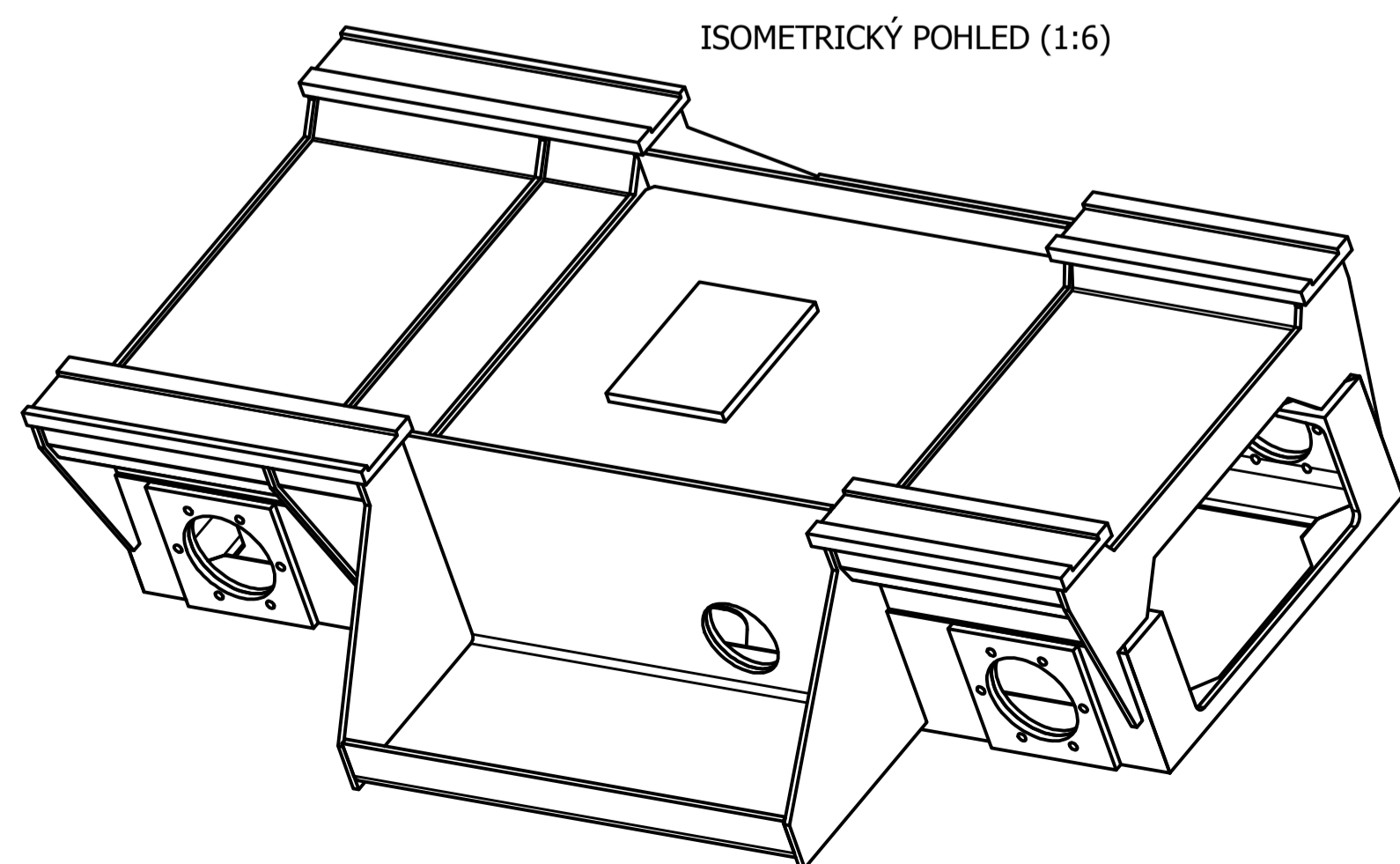
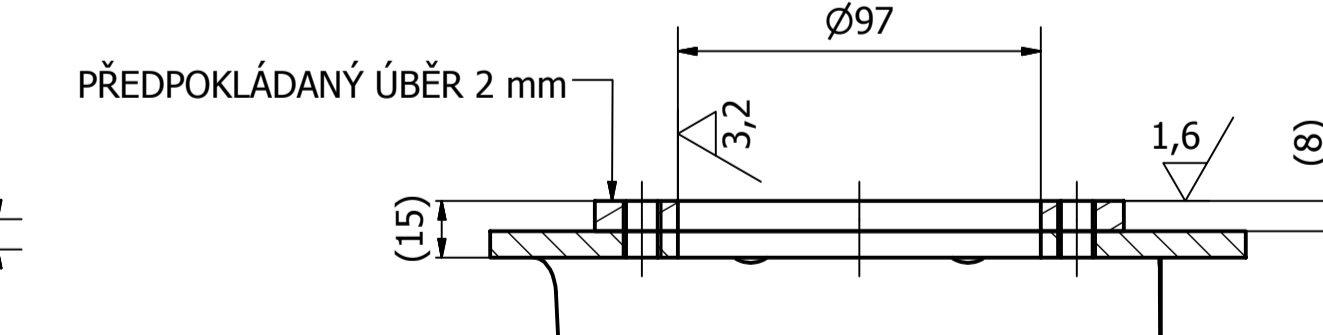
H (1:2)



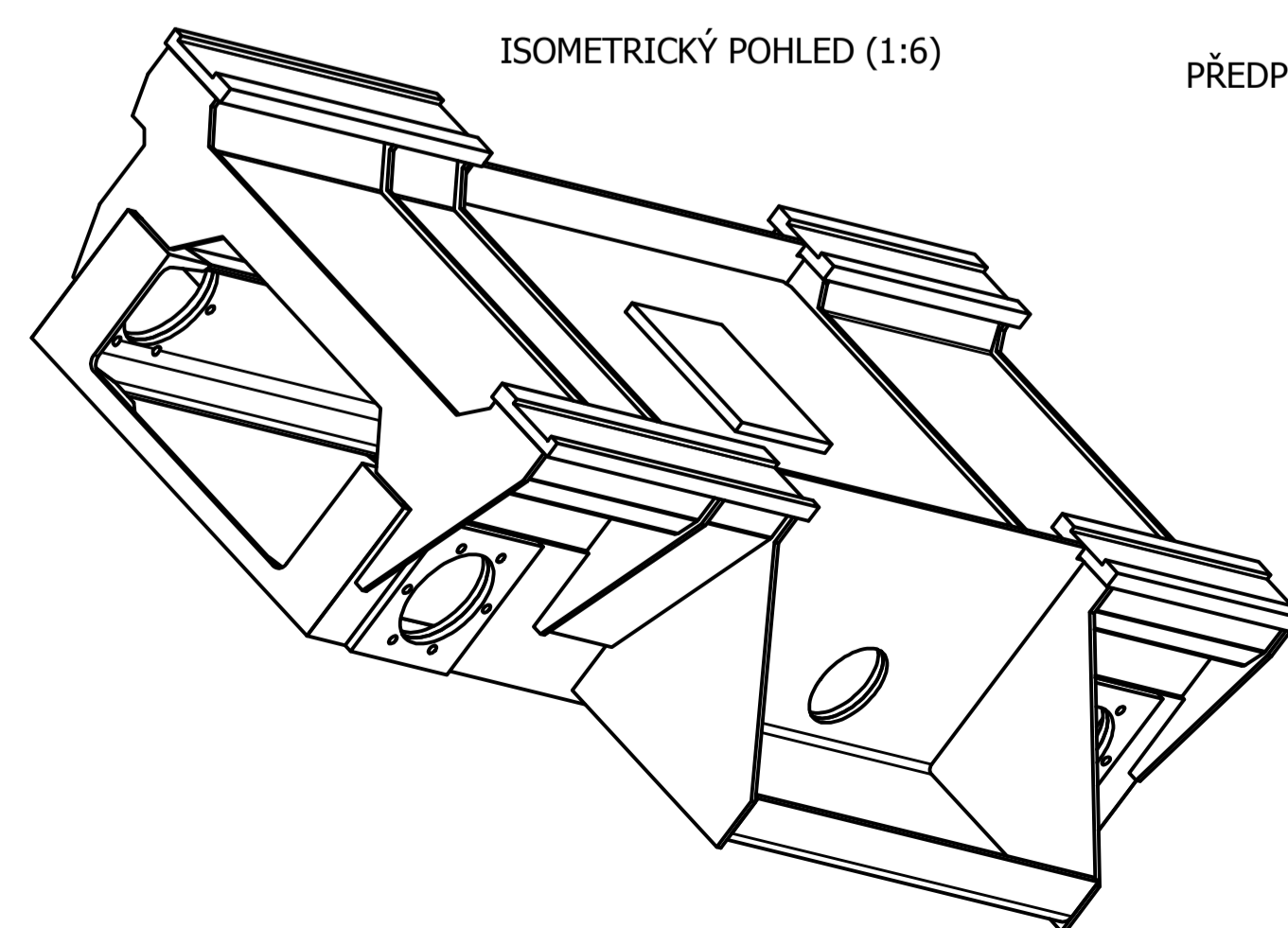
I-I (1:2)



J-J (1:2)



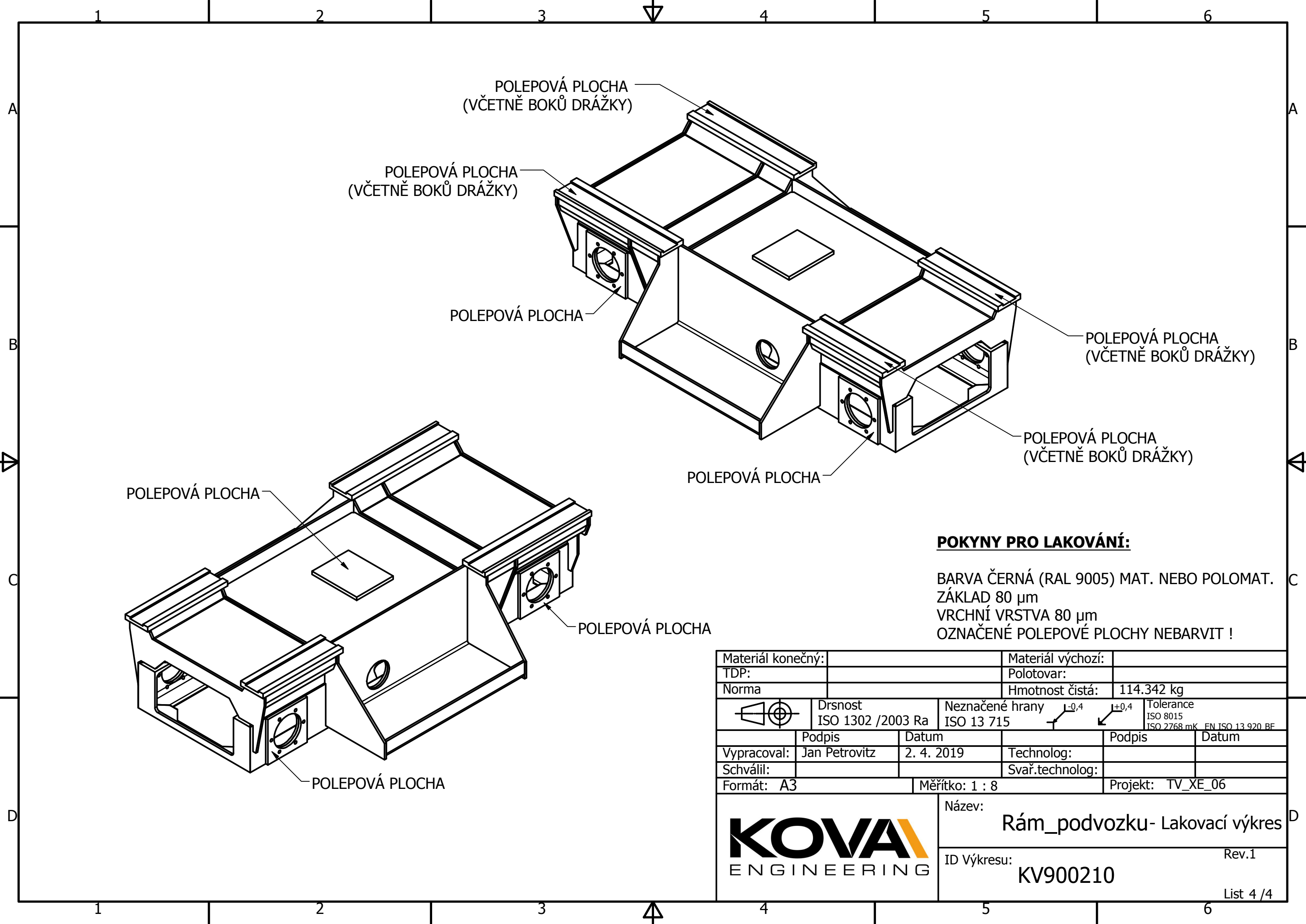
ISOMETRICKÝ POHLED (1:6)



ISOMETRICKÝ POHLED (1:6)

Materiál konečný:		Materiál výchozí:	
TDP:		Polotovár:	
Norma		Hmotnost čistá: 114,342 kg	
Drsnost ISO 1302 / 2003 Ra	Neznačené hrany L ^{0,4} L ^{0,4}	Tolerance ISO 8015 ISO 2768 mK EN ISO 13 920 BE	
Podpis	Datum	Technolog:	Podpis Datum
Jan Petrovitz	2. 4. 2019		
Schválil:	Svař.technolog:		
Formát: A1	Měřítko: 1 : 6	Projekt: TV_XE_06	
Název: Rám_podvozku - Opracování		Rev.1	
ID Výkresu: KV900210		List 3 / 4	

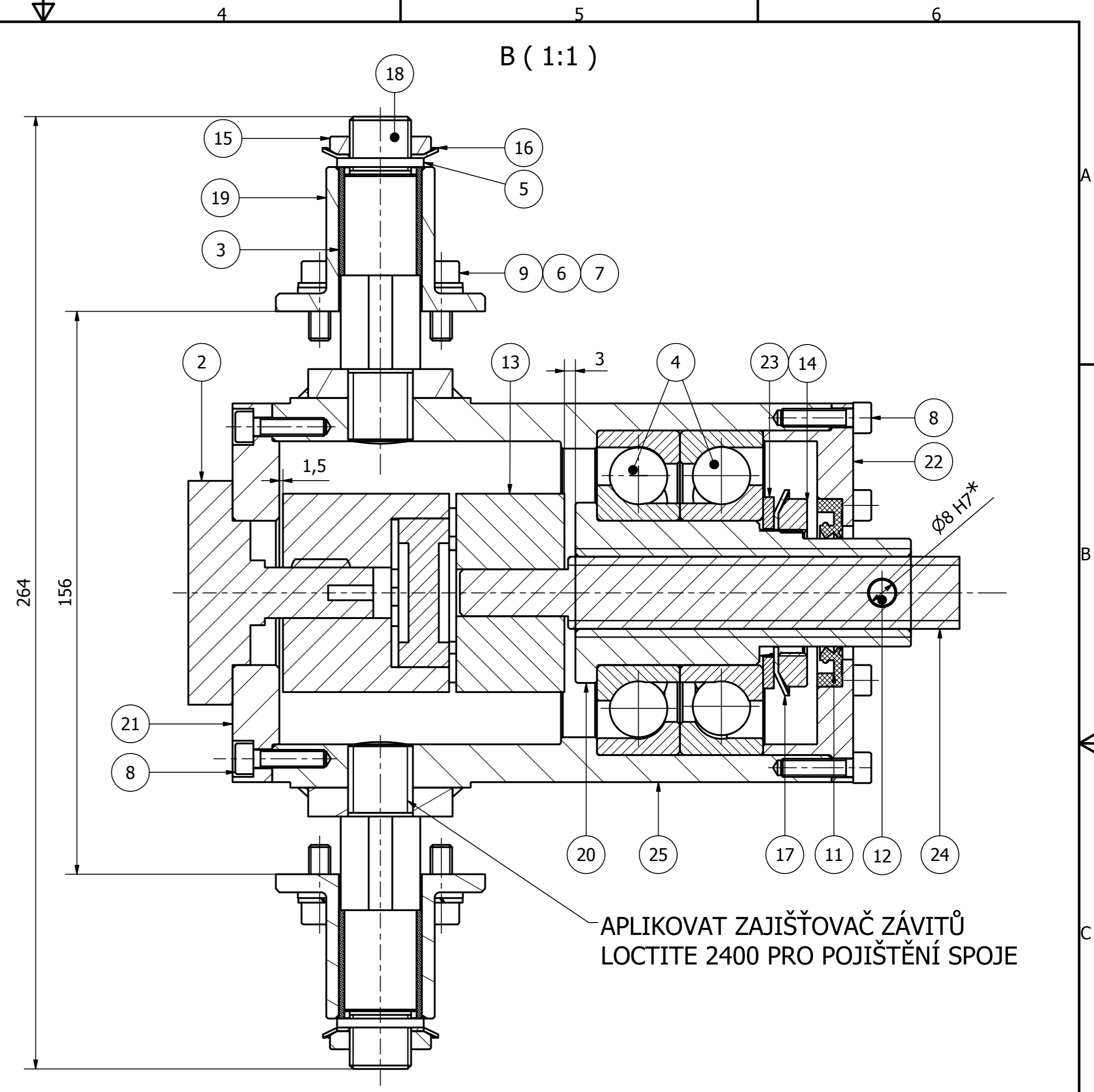
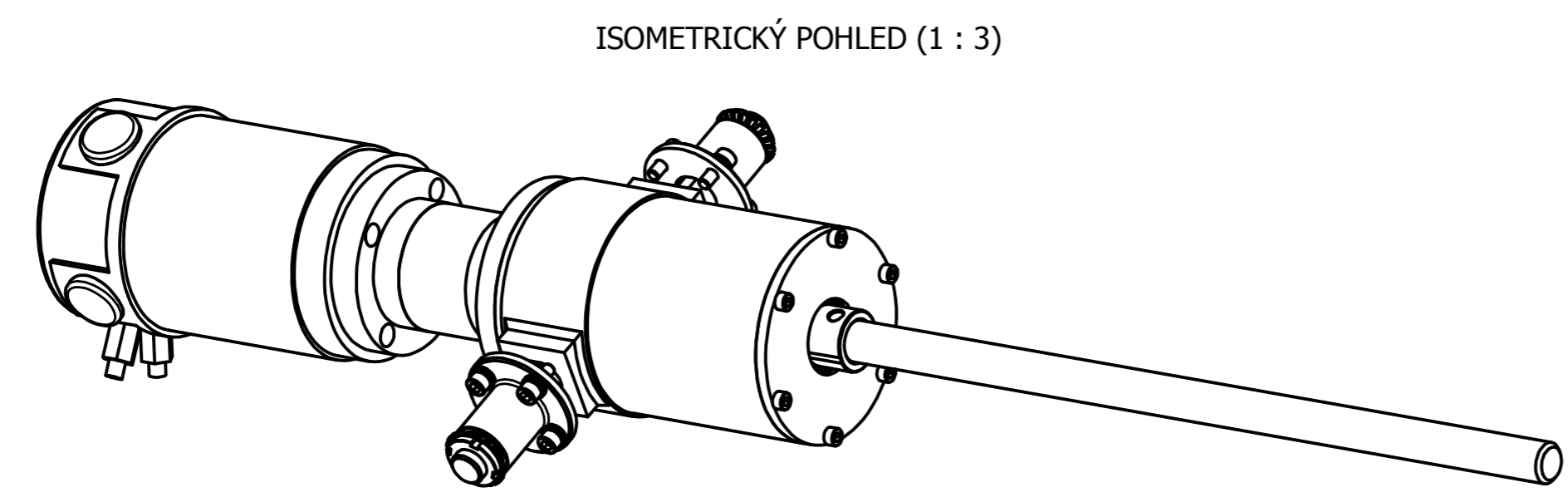
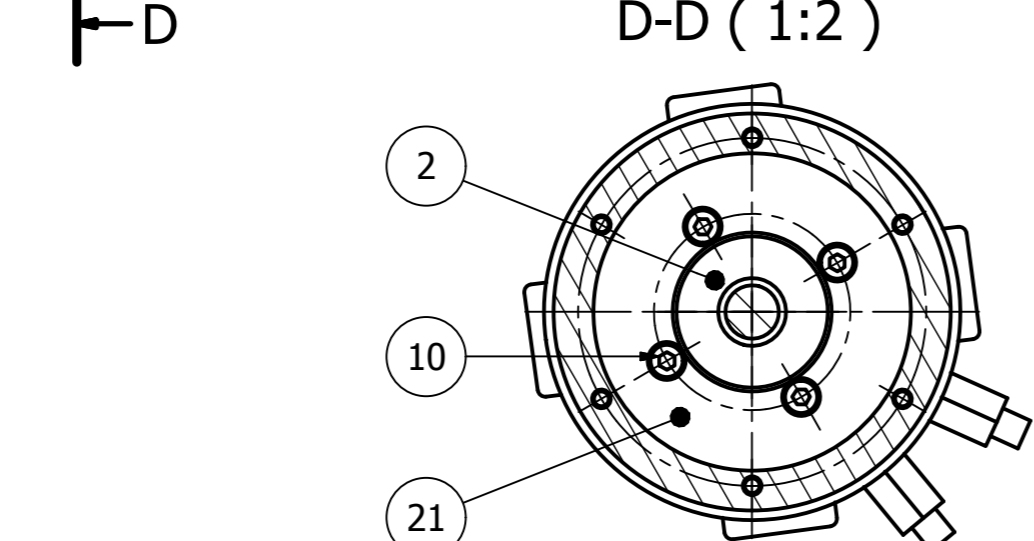
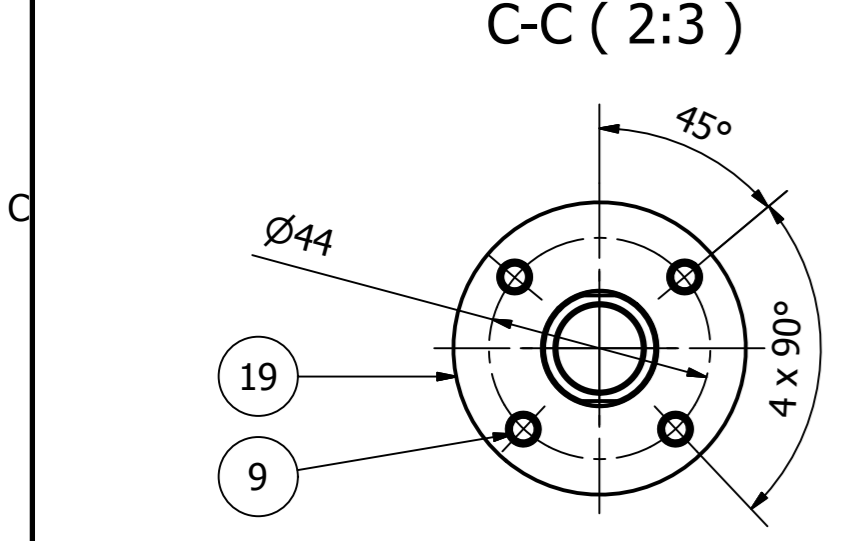
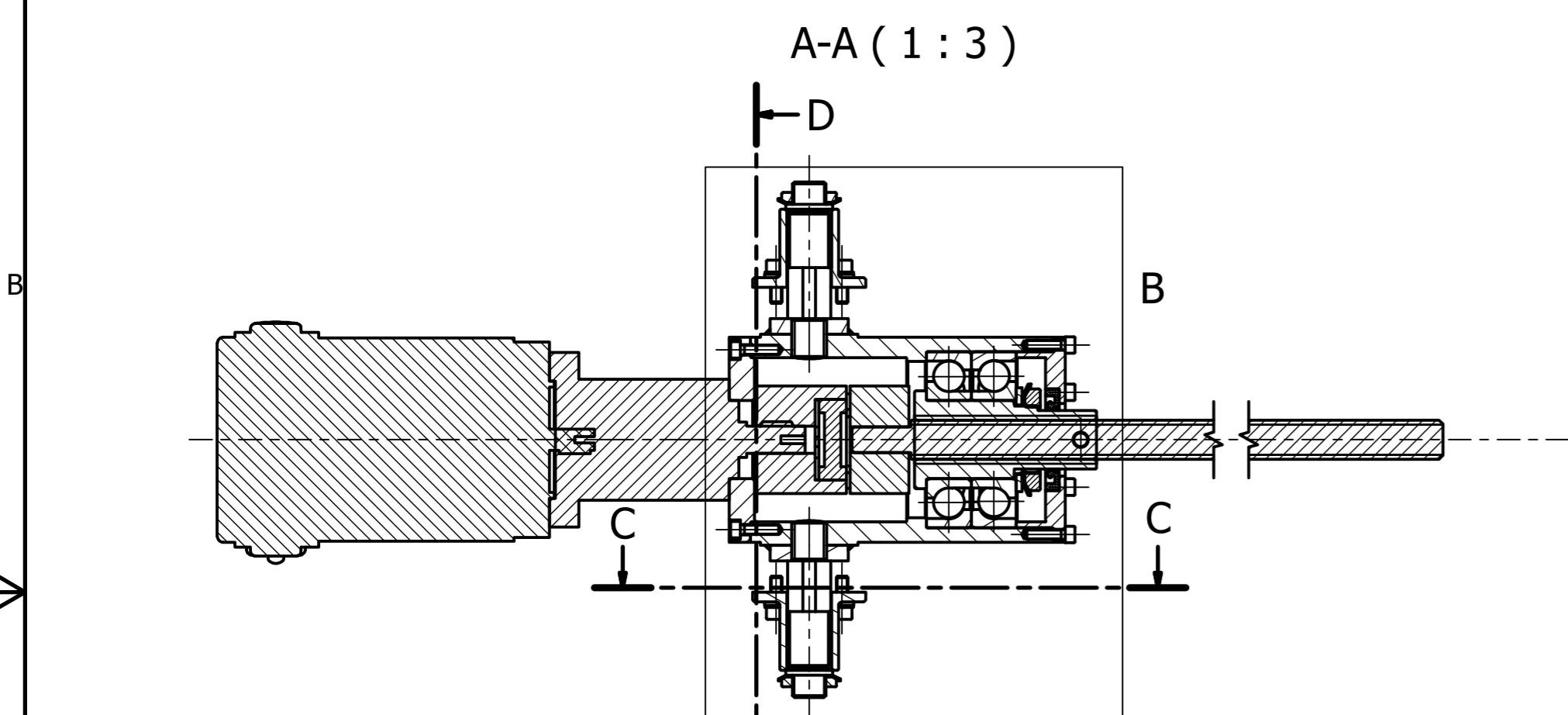
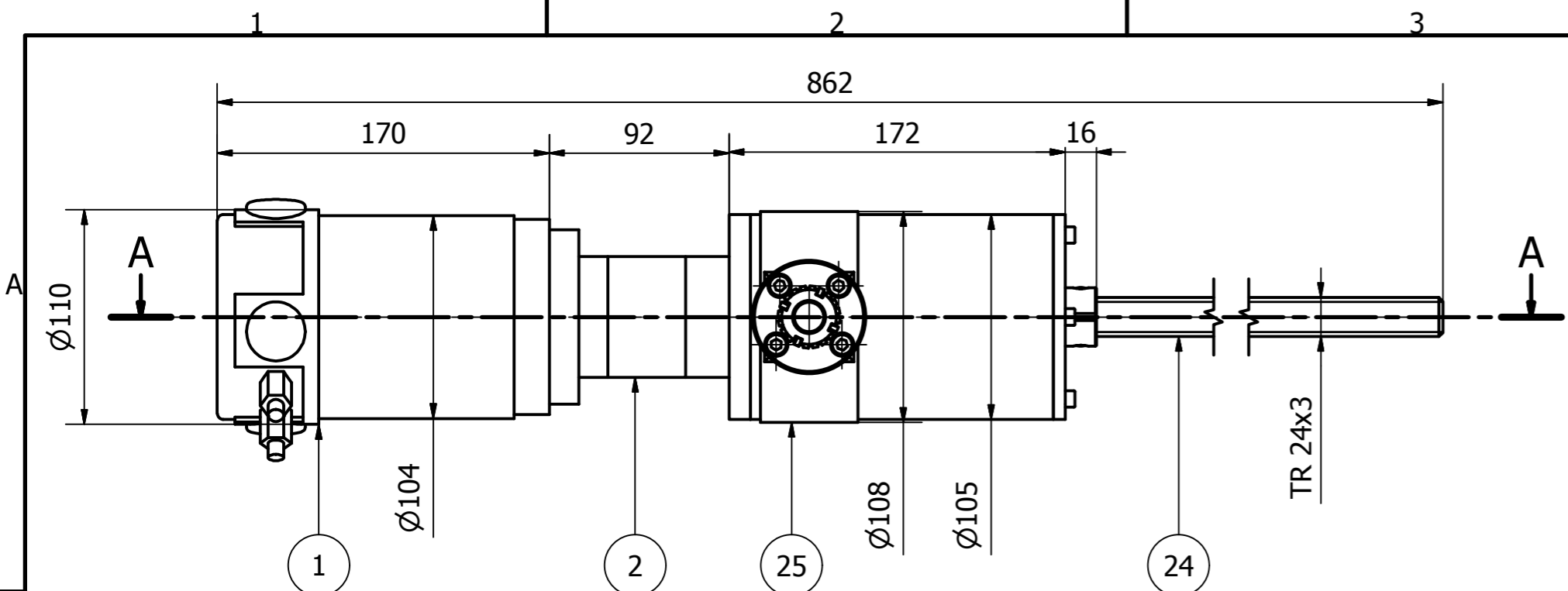
Veškerá práva k tomuto technickému podkladu přísluší KOVA Engineering s.r.o. Bez souhlasu této společnosti nesmí být podklad kopírován, rozmnožován a není dovoleno postoupit jej třetím osobám.



POKYNY PRO LAKOVÁNÍ:

BARVA ČERNÁ (RAL 9005) MAT. NEBO POLOMAT.
 ZÁKLAD 80 µm
 VRCHNÍ VRSTVA 80 µm
 OZNAČENÉ POLEPOVÉ PLOCHY NEBARVIT !

Materiál konečný:		Materiál výchozí:	
TDP:		Polotovar:	
Norma		Hmotnost čistá:	114.342 kg
	Drsnost ISO 1302 /2003 Ra	Neznačené hrany ISO 13 715	Tolerance ISO 8015 ISO 2768 mK EN ISO 13 920 BF
		-0,4	+0,4
Podpis	Datum	Podpis	Datum
Vypracoval:	Jan Petrovitz	2. 4. 2019	Technolog:
Schválil:			Svař.technolog:
Formát: A3	Měřítko: 1 : 8	Projekt: TV_XE_06	
		Název:	Rám_podvozku- Lakovací výkres
		ID Výkresu:	KV900210
			Rev.1
			List 4 /4



***OTVOR PRO KOLÍK Ø8 SVRTAT SKRZ SOUČÁSTI 20, 24 PŘI MONTÁŽI SESTAVY POHONU**

Materiál konečný:	Materiál výchozí:
TDP:	Polotovary:
Norma	Hmotnost čistá: 12,104 kg
Drsnost ISO 1302 /2003 Ra	Neznačené hrany ISO 13 715
Podpis	Datum
Podpis: Jan Petrovitz	Datum: 15. 1. 2019
Schválil:	Technolog:
Schválil:	Svař.technolog:
Formát: A2	Měřítko: 1 : 3
	Projekt: TV_XE_06

KOVA ENGINEERING

Název: **Pohon_zdvihu_sestava**

ID Výkresu: **KV900230**

Rev.0

List 1 / 2

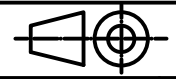
Všechná práva k tomuto technickému pokladu patří Kova Engineering s.r.o. Bez souhlasu této společnosti nesmí být podklad kopírován, rozmnožován a není dovoleno postoupit jej třetím osobám.

Všechná práva k tomuto technickému podkladu přísluší KOVA Engineering s.r.o. Bez souhlasu této společnosti nesmí být podklad kopírován, rozmnožován a není dovoleno postoupit jej třetím osobám.

KUSOVNÍK

POZICE	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
1	1	EC600.240	DC Motor TRANSTECNO
2	1	P81_68.06	Planetová převodovka TRANSTECNO
3	2	PCM 202330 E	Kluzné pouzdro SKF
4	2	7308 BEGAM	Ložisko SKF
5	2	DIN 125 PA - A 13	Podložka PA
6	8	DIN 125 - A 6,4	Podložka
7	8	DIN 128 - A6	Pružná podložka
8	12	DIN 912 - M5 x 20	Šroub s válcovou hlavou
9	8	DIN 912 - M6 x 16	Šroub s válcovou hlavou
10	4	DIN 912 - M5 x 16	Šroub s válcovou hlavou
11	1	HMSA10 V	Těsnící kroužek 30x52x7
12	1	ISO 8734 - 8 x 30 - A	Rovnoběžný kolík
13	1	KBE-1-24-13-14	Pružná bezvůlová spojka
14	1	KM 7	Pojistná matice SKF
15	2	KM 3	Pojistná matice SKF
16	2	MB 3	Pojistná podložka SKF
17	1	MB 7	Pojistná podložka SKF
18	2	KV401532	Čep_uložení
19	2	KV401533	Pouzdro_uložení
20	1	KV401761	Matice_ložiska
21	1	KV401762	Zadní_víko
22	1	KV401763	Přední_víko
23	1	KV401764	Vymezovací_podložka
24	1	KV401767	TR_šroub_24x3
25	1	KV900231	Domek_ložiska

Materiál konečný:	Materiál výchozí:
TDP:	Polotovar:
Norma	Hmotnost čistá: 12,109 kg



Drsnost ISO 1302 /2003 Ra Neznačené hrany ISO 13 715 Tolerance ISO 8015 ISO 2768 mK FN ISO 13 920 BF

Podpis	Datum	Podpis	Datum
Vypracoval: Jan Petrovitz	15. 1. 2019	Technolog:	
Schválil:		Svař.technolog:	
Formát: A4	Měřítko: 1:3	Projekt: TV_XE_06	



Název: **Pohon_zdvihu_sestava - Kusovník**

ID Výkresu: **KV900230** Rev.0

List 2 /2