



Návrh prostředku operační i mezioperační manipulace

Diplomová práce

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce:

Bc. Josef Rydlo

Vedoucí práce:

Ing. Petr Keller, Ph.D.

Katedra výrobních systémů a automatizace





Zadání diplomové práce

Návrh prostředku operační i mezioperační manipulace

<i>Jméno a příjmení:</i>	Bc. Josef Rydlo
<i>Osobní číslo:</i>	S18000248
<i>Studijní program:</i>	N2301 Strojní inženýrství
<i>Studijní obor:</i>	Konstrukce strojů a zařízení
<i>Zadávací katedra:</i>	Katedra výrobních systémů a automatizace
<i>Akademický rok:</i>	2019/2020

Zásady pro vypracování:

Hlavním cílem práce je navrhnout konstrukci automatického manipulačního prostředku pro zakládání a upnutí technologických palet do stávající stolní CNC frézky. Dalším cílem je řešení konstrukce systému pro mezioperační dopravu těchto palet. Oba systémy musí být vzájemně kompatibilní.

1. Rešerše existujících řešení a stav výzkumu v dané oblasti.
2. Definování požadovaných parametrů na konstrukci.
3. Potřebné výpočty, návrh upínacího systému palet, návrh pohonů.
4. Konstrukční řešení obou systémů dopravy palet, případně praktická realizace.
5. Zhodnocení řešení.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

dle potřeby
cca 55 stran
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] MAREK, J. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014, 684 stran. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] ŠEVIC, M. Konstrukce malého CNC stroje pro model výrobního systému s koncepcí Průmyslu 4.0. Liberec, 2017. Diplomová práce. Fakulta strojní na TU v Liberci, Katedra výrobních systémů a automatizace.
- [3] SHIGLEY, J. E., Ch. R. MISCHKE, R. G. BUDYNAS, M. HARTL a M. VLK. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] LEINVEBER, J. a P. VÁVRA. Strojnické tabulky. Praha: Albra, 2011. 927s. ISBN 978-80-7361-081-4.

Vedoucí práce:

Ing. Petr Keller, Ph.D.
Katedra výrobních systémů a automatizace

Datum zadání práce:

20. listopadu 2019

Předpokládaný termín odevzdání:

20. května 2021

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan



Ing. Petr Zelený, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 20. listopadu 2019

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

16. května 2020

Bc. Josef Rydlo

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Kellerovi, Ph.D. a konzultantu Ing. Martinu Ševicovi za jejich vedení, konzultace, připomínky a ochotu. Dále bych chtěl poděkovat všem přednášejícím, vyučujícím během bakalářského i navazujícího studia, neboť předáním svých znalostí a zkušeností během přednášek a cvičení velkou měrou přispěli k této diplomové práci.

Tato práce byla částečně podpořena Studentskou grantovou soutěží Technické univerzity v Liberci v rámci projektu Optimalizace v oblasti výrobních systémů, 3D technologií a automatizace č. SGS-2019-5011.

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá upínáním a přepravou obrobků pomocí technologické palety. Konkrétně je v práci navrhována technologická paleta a upínací mechanismus pro upnutí technologické palety do frézky, postavené v rámci předchozí diplomové práce. V rámci upínání je i řešen přesun technologické palety z přepravního zařízení mezioperační dopravy do prostoru frézky. V práci jsou ukázány navrhované varianty řešení a vybraná varianta je podrobněji rozebrána. Následně je proveden návrh zařízení mezioperační dopravy, které bude zajišťovat pohyb technologické palety mezi jednotlivými periferiemi (sklad, kontrola, frézka) v rámci školního modelu továrny průmyslu 4.0.

Klíčová slova:

Průmysl 4.0, automatický dopravní vozík, CNC frézka, upínání obrobku, mezioperační doprava

Abstract

This thesis deals with the significance of clamping and transportation of workpieces using a technological pallet. In particular, the work proposes a technological pallet and a mechanism for clamping the technological pallet into a milling machine built as a part of the previous thesis. As a part of the clamping process, transfer of the technological pallet from the transportation equipment of inter-operational transport into the workspace of the milling machine is solved as well. The thesis shows the suggested variants of the solution and the chosen variant is analyzed in closer detail. Subsequently, equipment for inter-operational transport is proposed, which shall ensure transport of the technological pallet among the individual peripherals (storage, inspection, milling machine) within the school model of 4.0 factory.

Key words:

Industry 4.0, automated guided vehicle, CNC milling machine, holding fixture, Inter-operational transport

Obsah

1	Úvod.....	10
1.1	Popis CNC frézky	10
1.2	Výchozí parametry pro operační dopravu.....	11
1.3	Výchozí parametry pro mezioperační dopravu	12
2	Rešerše	13
2.1	Upínání obrobků	13
2.2	Mezioperační doprava.....	14
3	Návrh operační dopravy.....	16
3.1	Návrh technologické palety.....	16
3.2	Varianty konstrukce operační dopravy	19
3.2.1	Varianta s bočním upnutím	19
3.2.2	Varianta s čelním upnutím a zakladačem s vidlemi	19
3.2.3	Varianta s čelním upnutím a válečkovou dráhou	22
3.3	Výpočty operační dopravy	23
3.3.1	Výpočet potřebné upínací síly.....	24
3.3.2	Návrh pohonu posuvu	25
3.3.3	Návrh převodu ozubeným řemenem	30
3.3.4	Kontrola posuvového šroubu	33
3.3.5	Kontrola ložisek posuvového šroubu	40
3.3.6	Návrh pohyblivé válečkové dráhy.....	42
3.3.7	Návrh pohonu zdvihu.....	44
3.3.8	Kontrola šroubu zdvihu.....	45
3.3.9	Kontrola ložisek šroubu zdvihu.....	46
3.4	Výstupní parametry pro návrh mezioperační dopravy	47
4	Návrh mezioperační dopravy	48
4.1	Konstrukční uspořádání	48
4.2	Výpočty mezioperační dopravy	51
4.2.1	Návrh pohonu.....	51
4.2.2	Návrh napájení	55
4.2.3	Kontrola kuželového převodu	56
4.2.4	Kontrola hřídele kola.....	59

4.2.5	Kontrola ložisek	64
4.3	Řízení vozíku	65
5	Závěr	66
	Citovaná literatura.....	68
	Přílohy.....	71
A	Kalkulace operační dopravy.....	71
B	Kalkulace mezioperační dopravy	71
C	Seznam nakupovaného materiálu operační dopravy	71
D	Seznam nakupovaného materiálu mezioperační dopravy	72
E	Seznam vyráběných dílů operační dopravy (řazeno dle materiálu)	73
F	Seznam vyráběných dílů mezioperační dopravy (řazeno dle materiálu).....	74
G	3D modely.....	75
H	Výkresy	75

Seznam obrázků

Obrázek 1: Schéma CNC frézky – nárys [3]	10
Obrázek 2: Schéma CNC frézky – bokorys [3]	11
Obrázek 3: Provedení upínacích ploch technologických palet.....	13
Obrázek 4: Provedení moderních prostředků mezioperační dopravy	14
Obrázek 5: Základní rozměry technologické palety	16
Obrázek 6: Naváděcí čepy odpovídající DIN 6321 [7]	17
Obrázek 7: Čtení dvoubitové informace o natočení technologické palety	17
Obrázek 8: Konstrukční prvky technologické palety	18
Obrázek 9: Model technologické palety	18
Obrázek 10: Varianta s bočním upnutím	19
Obrázek 11: Varianta s čelním upnutím a zakladačem s vidlemi.....	20
Obrázek 12: Model varianty s čelním upnutím a zakladačem s vidlemi – povoleno	21
Obrázek 13: Model varianty s čelním upnutím a zakladačem s vidlemi – upnuto	21
Obrázek 14: Varianta s čelním upnutím a válečkovou dráhou.....	22
Obrázek 15: Model varianty s čelním upnutím a válečkovou dráhou	22
Obrázek 16: Schéma principu propadla.....	23
Obrázek 17: Základní rozměry operační dopravy	24
Obrázek 18: Schéma výpočtu posuvové soustavy lineární [4]	25
Obrázek 19: Rozměrové schéma převodu ozubeným řemenem.....	30
Obrázek 20: Svěrný spoj s celistvým nábojem a šroubem	32
Obrázek 21: Určení koeficientů uložení šroubu [18]	34
Obrázek 22: Silový rozbor šroubu posuvu	36
Obrázek 23: Silové schéma převodu ozubeným řemenem.....	36
Obrázek 24: Silové schéma pohyblivé válečkové dráhy	43
Obrázek 25: Maximální rozměry zařízení mezioperační dopravy.....	47
Obrázek 26: Layout modelu továrny průmyslu 4.0 [2]	48
Obrázek 27: Model vozíku mezioperační dopravy.....	49
Obrázek 28: Model vozíku mezioperační dopravy s technologickou paletou.....	49
Obrázek 29: Prvky vozíku mezioperační dopravy.....	50
Obrázek 30: Rozměry vozíku mezioperační dopravy	50
Obrázek 31: Prostor pro otočení vozíku mezioperační dopravy.....	51
Obrázek 32: Síly působící na nastavbu vozíku.....	51
Obrázek 33: Motor Modelcraft RB350018-SY2425, 6 V, 18:1 [26]	55
Obrázek 34: Nabíjecí kontakt	56
Obrázek 35: Schéma uspořádání náhonu vozíku.....	56
Obrázek 36: Silové poměry kuželového soukolí s přímými zuby [12]	58
Obrázek 37: Silový rozbor hřídele kola.....	59

Seznam grafů

Graf 1: Diagram účinnost šroubu s lichoběžníkovým závitem [3]	26
Graf 2: Momentová charakteristika motoru SX17-1005LQCEF [3]	42
Graf 3: Charakteristika motoru Modelcraft RB350018-SY2425, 6 V, 18:1 [26]	54
Graf 4: Průběh velikosti ohybového momentu v hřídeli kola	61

Seznam tabulek

Tabulka 1: Přípustné pracovní napětí různých druhů konstrukčních řemenů – překlad z [13].	31
Tabulka 2: Kontrola šroubu posuvu na krut a ohyb	39
Tabulka 3: Návrh pohonu zdvihu	44
Tabulka 4: Kontrola ložisek vozíku.....	64

Seznam zkratek

aAGV	autonomously guided vehicle – autonomní dopravní vozík
AGV	automated guided vehicle – automatický dopravní vozík
CNC	Computerized Numerical Control – stroj s číslicovým řízením
LGV	laser guided vehicle – laserem naváděný vozík
RFID	Radio Frequency Identification – identifikace pomocí rádiové frekvence
RGV	rail guided vehicle – kolejový dopravní vozík
SKY-RAV	automated overhead traveling vehicles – automatický závěsný vozík

Seznam jednotek

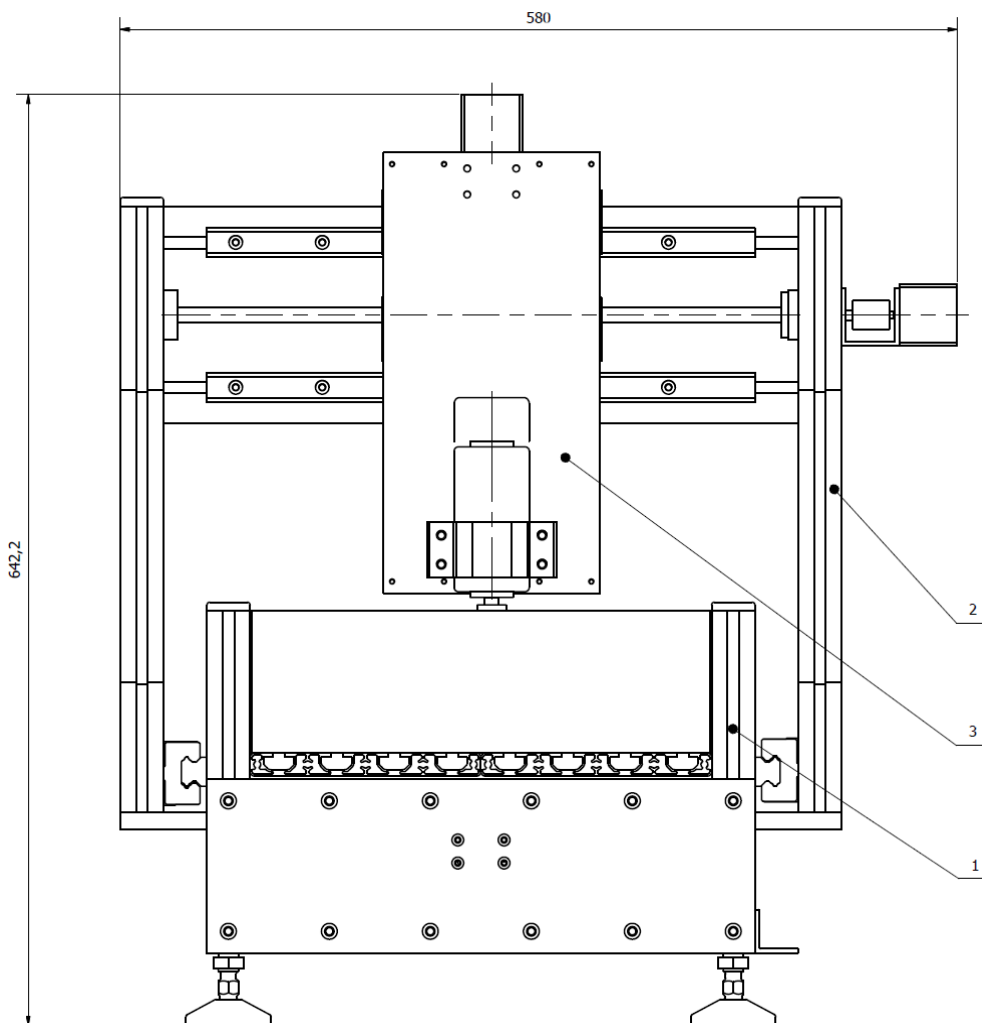
A	ampér	proud
Ah	ampér hodina	elektrický náboj (1 Ah = 3600 C)
C	culomb	elektrický náboj
hod	hodina	čas
inch	palec	délka (1 inch = 25,39954 mm)
Kg	kilogram	hmotnost
Kg/m ³	kilogram na metr krychlový	hustota
lbs	libra	hmotnost (1 lbs = 0,45359237 kg)
mAh	miliampér hodina	elektrický náboj
m	metr	délka
mm	milimetr	délka
m/s	metr za sekundu	rychlost
m/s ²	metr za sekundu na druhou	zrychlení
N	newton	síla
Ncm	newton centimetr	moment síly
Nm	newton metr	moment síly
Nmm	newton milimetr	moment síly
ot	otáček	počet otáček
ot/min	otáčky za minutu	rychlost rotace
ot/s	otáčky za sekundu	rychlost rotace
V	volt	napětí
W	watt	výkon

1 Úvod

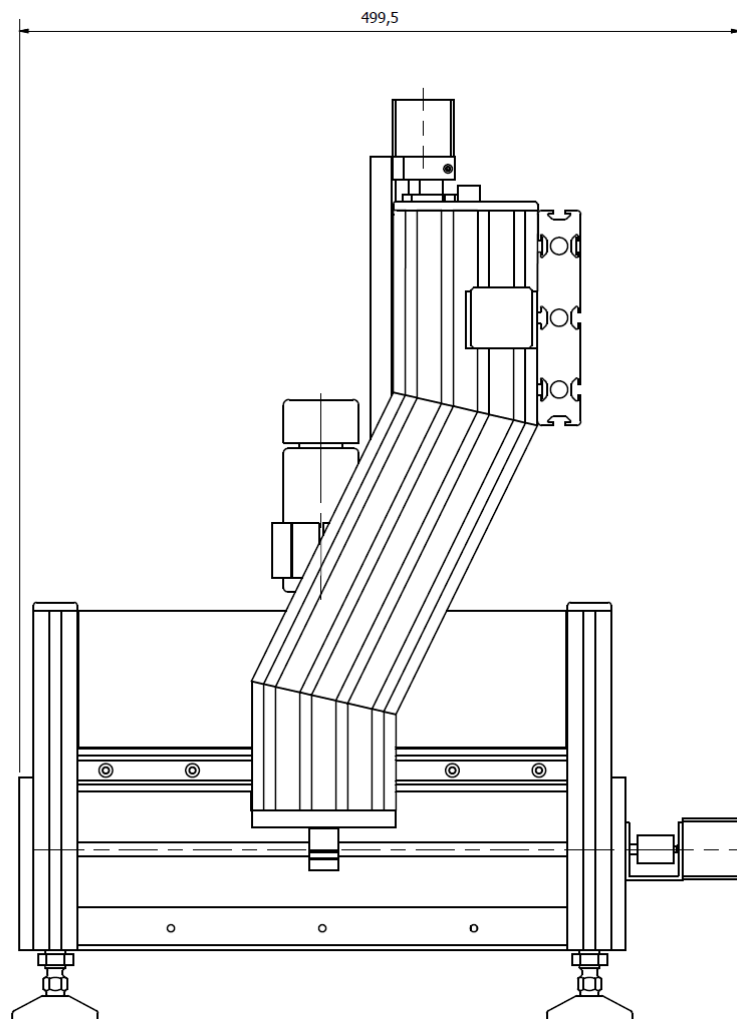
Tato kapitola shrnuje informace a stav již hotových zařízení, případně plánovaných úprav, které byly známy na začátku zadání této práce. Souběžně s touto diplomovou prací probíhají další dvě diplomové práce. Jednotlivé mezivýsledky těchto diplomových prací se navzájem ovlivňují, a proto bylo potřeba vzájemné spolupráce (souběžné diplomové práce [1] a [2]). Diplomová práce řeší manipulaci s materiálem v rámci projektu modelu továrny průmyslu 4.0. Diplomová práce má v tomto směru dva hlavní cíle. Prvním hlavním cílem je návrh konstrukce zařízení pro zakládání a upínání technologických palet do stávající CNC frézky (operační doprava). Druhým hlavním cílem je konstrukce zařízení pro mezioperační dopravu technologických palet. Každý z těchto hlavních cílů bude obsahovat rešerši existujících řešení, definování požadavků na danou konstrukci, potřebné výpočty pro návrh, samotné konstrukční řešení, případně praktickou realizaci a zhodnocení konstrukce.

1.1 Popis CNC frézky

Uspořádání CNC frézky na začátku psaní této diplomové práce ukazuje **Obrázek 1** a **Obrázek 2**.



Obrázek 1: Schéma CNC frézky – nárys [3]



Obrázek 2: Schéma CNC frézky – bokorys [3]

1. Základní konstrukce
2. Portál
3. Sestava osy Y a Z

Frézka je portálového uspořádání, určená pro obrábění snadno obrobitelných materiálů (umělé dřevo, hliník, plasty). Pracovní prostor frézky je 220 x 210 x 130 mm. Vřeteno má výkon 400 W a říditelné otáčky v rozsahu 3 000 – 12 000 ot/min [3].

Souběžně s touto diplomovou prací probíhá diplomová práce, která doplní frézku o automatickou výměnu nástrojů. Tím také dojde ke změnám týkajících se vřetene. Vřeteno bude od pohonu převodováno 1:2, touto úpravou dojde ke snížení otáček nástroje na rozsah 1 500 – 6 000 ot/min.

1.2 Výchozí parametry pro operační dopravu

Základní funkcí operační dopravy bude odebrání obrobku ze zařízení mezioperační dopravy, přemístění obrobku do prostoru obrábění a jeho upnutí. Bylo definováno, že maximální hmotnost obrobku bude 5 kg, maximální výška obrobku 60 mm. Šířka a délka nebyly definovány a vzniknou jako výsledek návrhu způsobu upínání a přepravy. Tyto parametry budou sloužit pro souběžně probíhající diplomovou práci návrhu skladu.

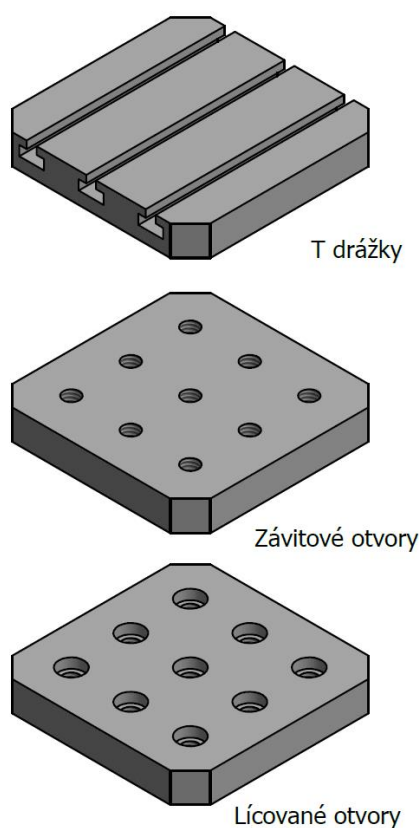
1.3 Výchozí parametry pro mezioperační dopravu

Zařízení mezioperační dopravy bude mít za úkol zajistit přesun obrobku mezi jednotlivými periferiemi modelu továrny průmyslu 4.0. Aktuálně plánované periferie jsou frézka, sklad a stanice kontroly. Zároveň by mělo být vše navrženo tak, aby bylo snadné v budoucnu přidávat nové periferie, případně měnit rozmístění periferií. Další výchozí parametry pro mezioperační dopravu vzniknou při návrhu operační dopravy v této práci.

2 Rešerše

2.1 Upínání obrobků

Upínání obrobků do obráběcích center lze provádět buď upnutím přímo na pracovní stůl obráběcího centra, nebo je na stole upnuta paleta, nebo upnutím přes technologickou paletu. Paleta je upnuta na stole stroje a obsahuje vhodné upínací prvky. Toto provedení zkracuje čas prostoje stroje při výměně obrobku a pro výměnu lze použít robota nebo manipulátor. Pomocí upínání přes technologické palety se obrobky upínají mimo stroj. Upínání na technologickou paletu se provádí podle jejího provedení. Standardně se používá provedení technologické palety s T drážkami, se závitovými otvory nebo s lícovanými otvory (viz **Obrázek 3**). Technologická paleta musí zajistit upnutí obrobku ve správné pozici vůči souřadnému systému stroje, k tomu se používá různých druhů ustavovacích prvků (polohování na čtyřech kuželových čepech, tříbodové ustavení na válcové čepech) a samotné upnutí se často řeší hydromechanicky (hydraulika zajišťuje uvolnění, mechanika zajišťuje upnutí). Výměna technologické palety se provádí různými druhy robotů a manipulátorů. V případě zapojení stroje do výrobního systému lze technologickou paletu použít jako nosič pro transportní zařízení [4].



Obrázek 3: Provedení upínacích ploch technologických palet

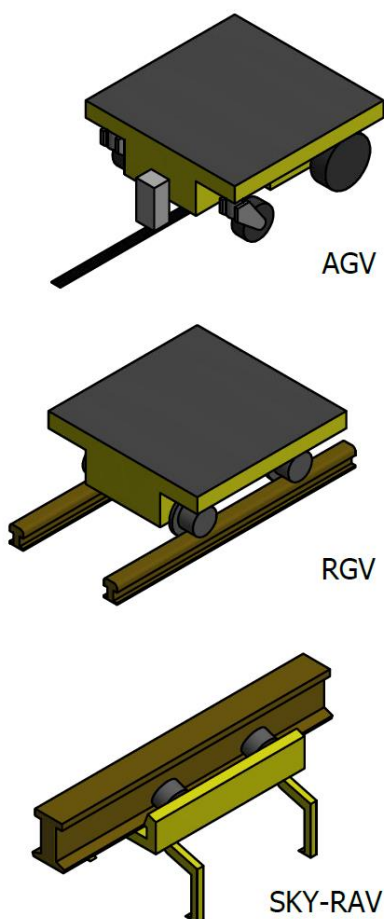
2.2 Mezioperační doprava

Klasické prostředky mezioperační dopravy lze dělit podle druhů přepravovaného materiálu (druh přepravovaného materiálu vyplývá ze zadání – kusový), další možností dělení je podle konstrukčních znaků na [5]:

- Zdvihací a přemisťovací zařízení
- Dopravní tratě
- Dopravní vozíky
- Ostatní manipulační prostředky a systémy

Pro manipulaci s kusovým materiálem se používají skluzy, žlabové dopravníky, pásové dopravníky, článkové dopravníky, válečkové a kladičkové tratě, závěsové dopravníky, dopravní vozíky. Mezi moderní prostředky mezioperační dopravy patří automatické dopravní vozíky (AGV) a jejich vývojové odnože a podskupiny, jako jsou například automatické kolejové vozíky (RGV) a automatické závěsné vozíky (SKY-RAV) [5].

Z důvodu požadavku na plnou automatizaci mezioperační dopravy zde bude podrobněji rozepsána poslední zmíněná skupina (**Obrázek 4**).



Obrázek 4: Provedení moderních prostředků mezioperační dopravy

Vozíky AGV jsou automatická flexibilní přepravní zařízení. Tyto vozíky mohou k navigaci využívat různých principů. Jedním z principů je sledování „čáry“, ať už se sledování čáry provádí optickým principem, nebo je čára tvořena magnetickou páskou a vozík ji detekuje magnetickými senzory, nebo je čára vodičem s napájením o vysoké frekvenci a vozík čáru sleduje pomocí indukce na cívkách. Další možností k určování polohy je odměřování vzdálenosti mezi vozíkem a referenčními body pomocí laseru. Tyto vozíky se označují jako LGV [5]. Dalším vývojovým stupněm AGV vozíků jsou vozíky aAGV, které se pohybují autonomně bez naváděcích prvků [6].

Dále lze dělit vozíky podle způsobu přemísťování a manipulace s břemenem. Vozíky podjížděcí mají malou výšku a břemeno odebírají najetím pod břemeno. Další možností je provedení vozíku jako automatizovaný vysokozdvizný vozík. Další možností je provedení automatického vozíku v podobě tahače, kdy se za něj připojují další tažené vozíky, které vezou břemena. Tažené vozíky mají buď manuální nebo automatický způsob odpojování [5].

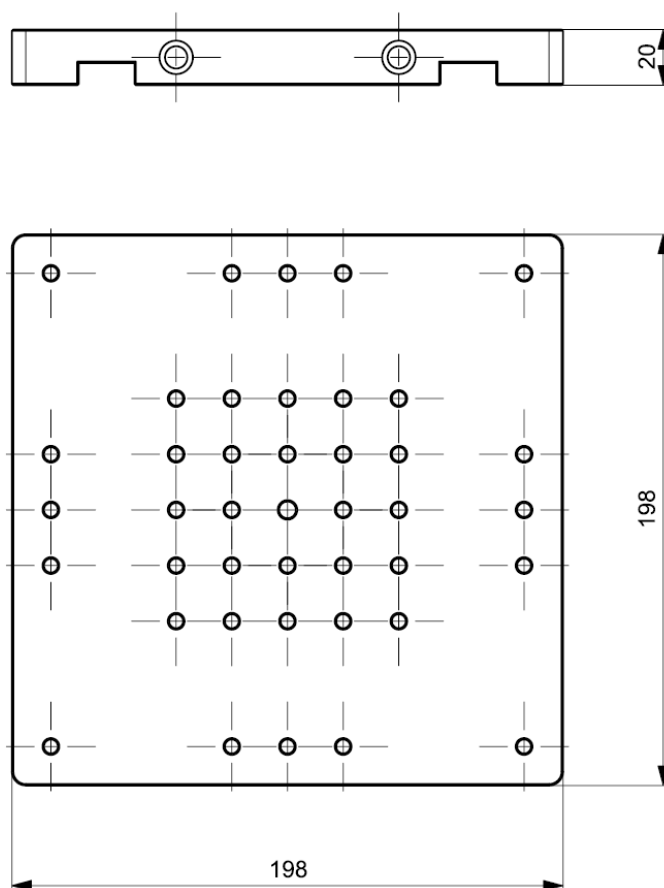
Vozíky AGR jsou obdobou podlahového dopravníku, který je automatizovaný. Samotný vozík je veden po kolejnicích. Vozíky SKY-RAV jsou obdobou závěsného dopravníku, kde se ale každá jednotka pohybuje samostatně a automaticky. Díky pohybu mimo dosah pracovníků se může pohybovat vysokými rychlostmi [5].

3 Návrh operační dopravy

Operační přeprava je navrhována v několika základních krocích. Nejprve je navržena technologická paleta. A podle jejího návrhu je dále navrženo upínání, které je základem pro návrh operační dopravy (odebrání z vozíku a přesun technologické palety do místa upnutí).

3.1 Návrh technologické palety

Maximální rozměry technologické palety udává pracovní rozsah frézky (respektive rozměry pracovního stolu frézky). Z důvodu šetření místem je z variant běžného provedení (viz 2.1 Upínání obrobků, **Obrázek 3**) volena varianta se závitovými otvory. Provedení závitových otvorů oproti T drážkám nenarušuje výraznou tuhost technologické palety [4] a technologická paleta tak nebude „zbytečně“ tlustá. Z praktických důvodů pro možnost změny otočení v rámci celé modelové továrny průmyslu 4.0 je technologická paleta volena se čtvercovou upínací plochou. S přihlédnutím k potřebnému prostoru na pracovním stole pro upínací prvky je technologická paleta navržena v rozměru 200 x 200 mm a výšky 20 mm (reálný rozměr v průběhu dalších návrhů byl upraven na 198 x 198 x 20 – toto bylo provedeno z důvodů rozměrů nabízených polotovarů a potřebou provést přesné obrobení všech obvodových ploch). Materiál technologické palety je z důvodu hmotnosti použit hliník. Základní rozměry ukazuje **Obrázek 5**.



Obrázek 5: Základní rozměry technologické palety

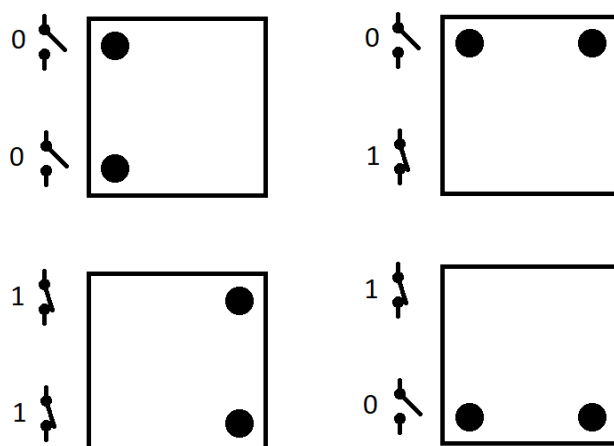
Přesné ustavení technologické palety bude prováděno pomocí lícovaných otvorů Ø8H7, které budou umístěny po obvodu. Do otvorů budou při upnutí zajíždět naváděcí čepy umístěné na upínání. Naváděcí čepy ukazuje **Obrázek 6**. Pro běžnou manipulaci bude technologická paleta vybavena drážkami pro vidle (způsob manipulace pomocí vidlí je navrhován v rámci souběžné diplomové práce zabývající se skladem [2]).



Obrázek 6: Naváděcí čepy odpovídající DIN 6321 [7]

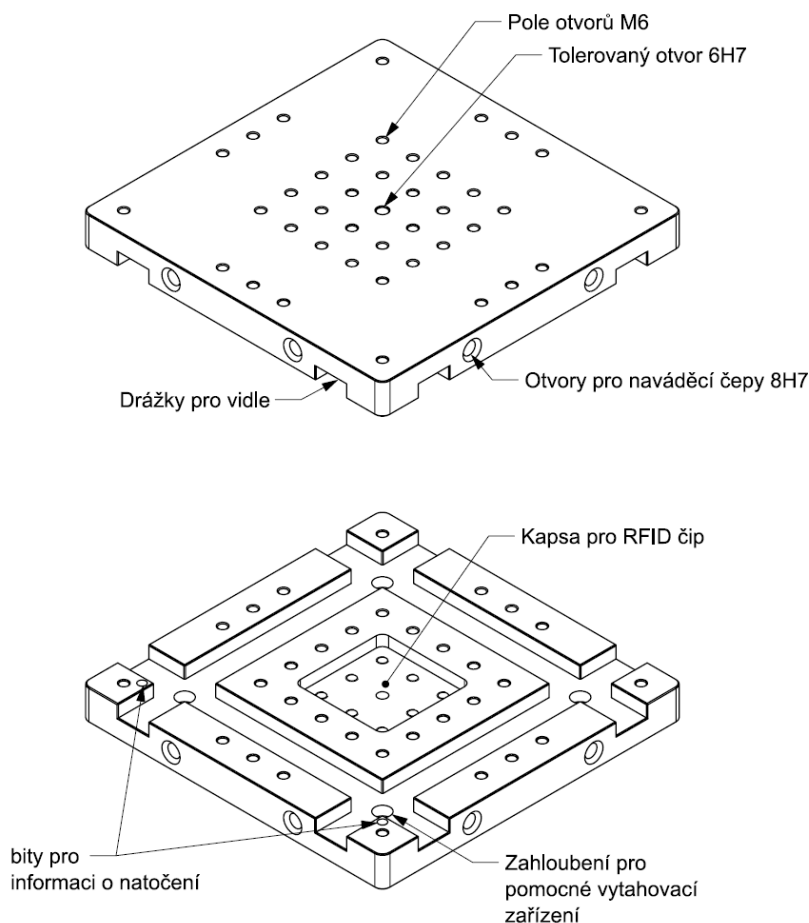
Na upínací ploše technologické palety je voleno pole závitových otvorů M6 s roztečí 20 mm a ve středu palety je pro případnou potřebu přesného ustavení něčeho (připraveno aby technologická paleta mohla být použita i v rámci vznikající obrážky) vyvrtán otvor Ø6H7.

V rámci průmyslu 4.0 je potřeba zabezpečit identifikaci technologické palety. Tato identifikace bude prováděna pomocí RFID čipu umístěného zespodu uprostřed technologické palety. V technologické paletě bude vyrobena kapsa, do které se vloží vložka tak, aby RFID čip neměl problémy s hliníkovou technologickou paletou. Jako identifikace natočení technologické palety budou sloužit 2 otvory vyvrtané u jedné strany palety. Po ustavení technologické palety bude moci být provedena kontrola její orientace pomocí dvoubitové informace ze dvou mikropsínačů. Princip ukazuje **Obrázek 7**.

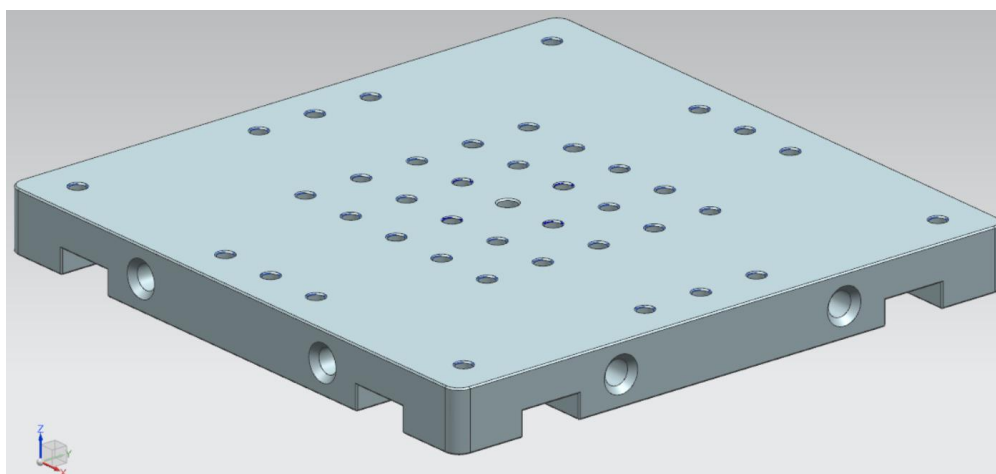


Obrázek 7: Čtení dvoubitové informace o natočení technologické palety

Následující **Obrázek 8** a **Obrázek 9** ukazuje kompletní uspořádání výše popsaných konstrukčních prvků na technologické paletě. Poslední nezmíněný prvek je zahloubení pro pomocné vytahovací zařízení, tento prvek byl přidán až po výběru varianty konstrukce operační přepravy, která je řešena v následující kapitole. Jedná se o zahloubení, do kterého zapadá hák vytahovače a umožňuje tak technologickou paletu stáhnout z naváděcích čepů.



Obrázek 8: Konstrukční prvky technologické palety



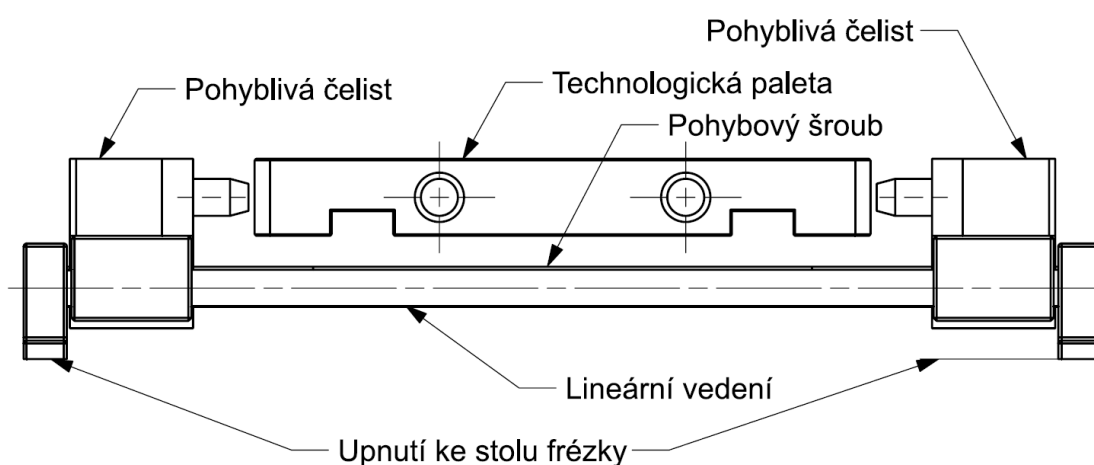
Obrázek 9: Model technologické palety

3.2 Varianty konstrukce operační dopravy

V rámci návrhu operační dopravy byly navrženy dvě varianty upínání. Varianta upnutí z boku a varianta upnutí ve směru založení. Po vybrání varianty upnutí ve směru založení byly navrženy dvě varianty samotné manipulace s technologickou paletou. První varianta manipulace je založena na principu zakladače s vidlemi, ve druhé variantě se technologická paleta pohybuje po válečkové dráze, která má „propadlo“.

3.2.1 Varianta s bočním upnutím

Boční upínání zobrazuje **Obrázek 10**. Je tvořeno dvěma pohyblivými čelistmi, které mezi sebou sevrou technologickou paletu. Paleta je ve svislém směru a ve směru zakládání ustavena ve správné poloze pomocí naváděcích čepů.

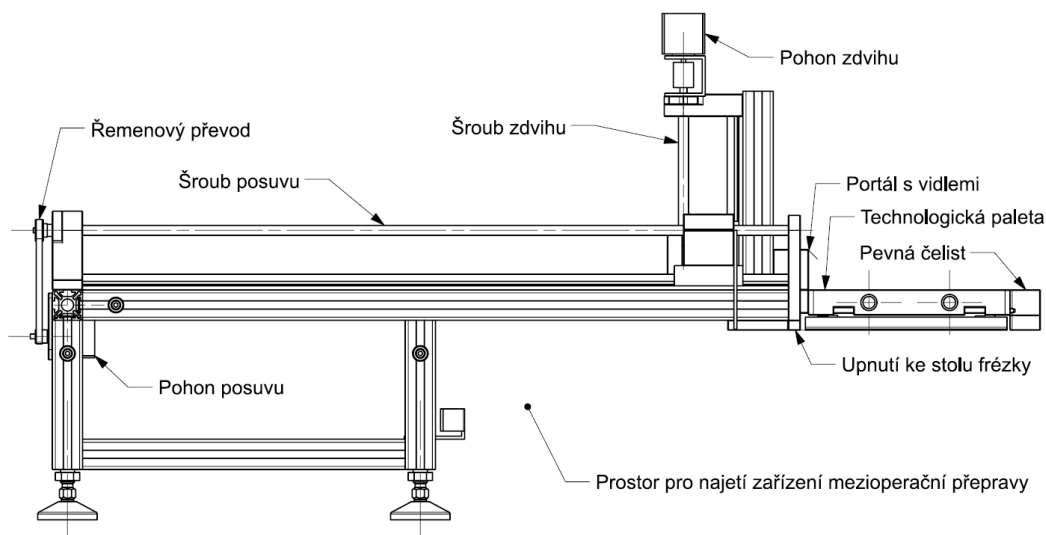


Obrázek 10: Varianta s bočním upnutím

Výhodou varianty je poměrně snadné konstrukční uspořádání samotného upnutí. Upínací síly nijak nezatěžují prvky samotné manipulace. Nevýhodou varianty je pohyb obou čelistí, z toho důvodu musí mít pohybový šroub závit s pravým i s levým stoupáním. Ani jedna z čelistí netvoří pevný doraz, a tak je tu možnost zanášení chyby polohy upnutí, která záleží na správné poloze pohybového šroubu. Varianta byla zavržena hlavně z rozměrových hledisek. Šířka mechanické části upínání (bez pohonu) přesahovala stůl již existující frézky a z důvodu rozměrového požadavku na technologickou paletu ji nebylo možné zmenšit.

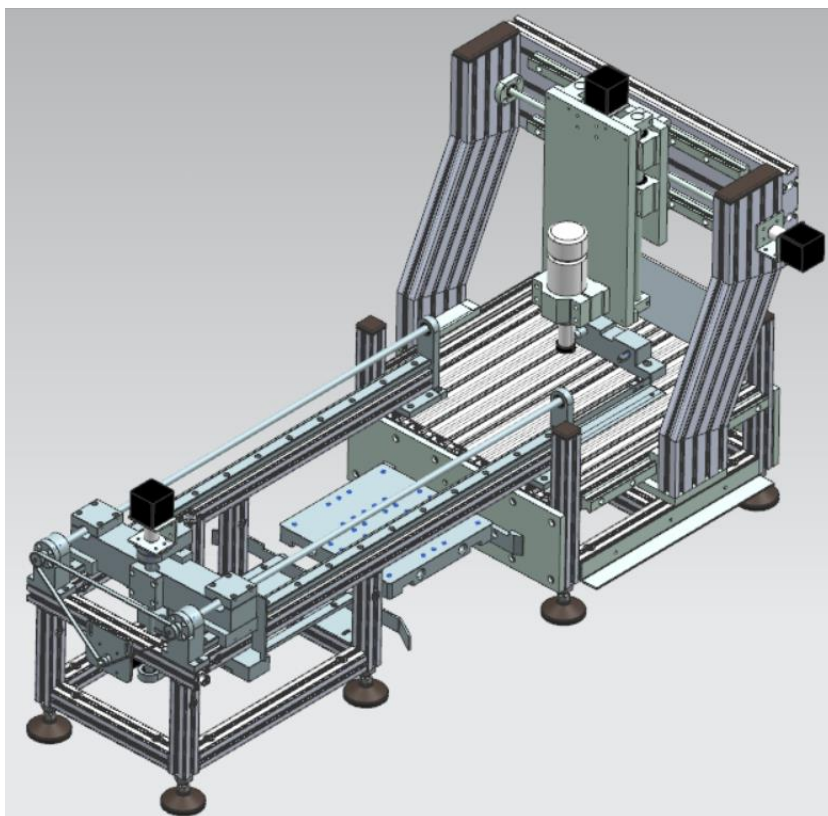
3.2.2 Varianta s čelním upnutím a zakladačem s vidlemi

Nákres varianty upnutí ze směru zakládání a variantu manipulace pomocí zakladače s vidlemi ukazuje **Obrázek 11**. Model v poloze, kdy není technologická paleta upevněna, ukazuje **Obrázek 12** a v poloze s upevněnou technologickou paletou **Obrázek 13**. Technologická paleta je upnuta mezi pevnou čelist, která je umístěna ke stolu frézky, a mezi čelo portálu s vidlemi. Manipulace technologické palety probíhá pomocí vidlí umístěných na portálu s vidlemi. Portál s vidlemi se pohybuje ve dvou osách – vodorovný posuv a svislý zdvih. Pomocí těchto dvou pohybů měl být schopen přesunout technologickou paletu mezi zařízením mezioperační dopravy a pozicí upnutí.

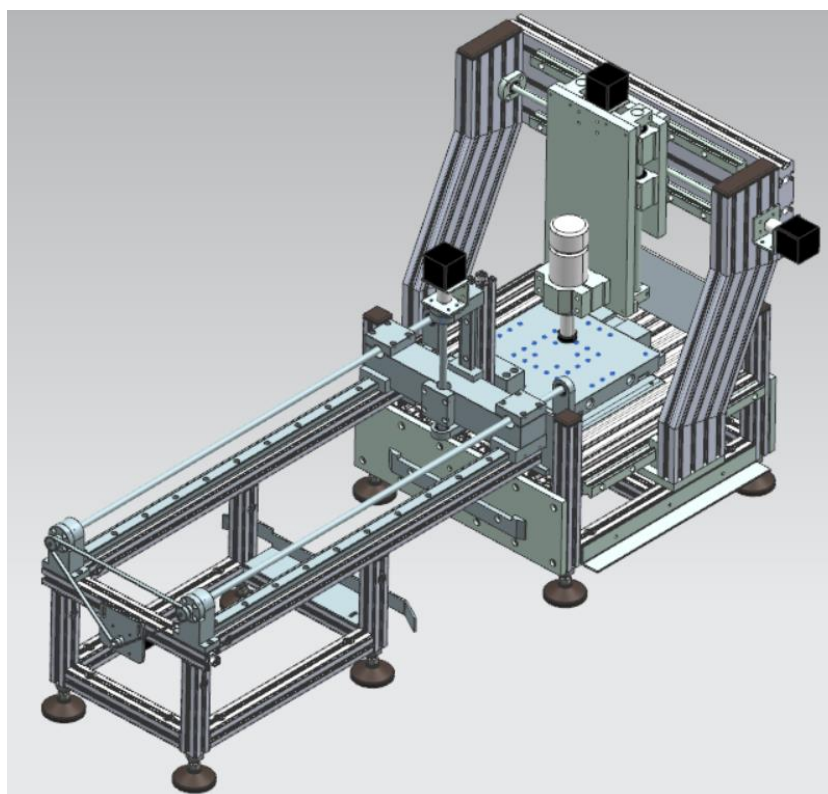


Obrázek 11: Varianta s čelním upnutím a zakladačem s vidlemi

Varianta upnutí z čela odstraňuje nevýhody varianty upnutí z boku. Doraz tvoří pevná čelist, a tak by měla být zlepšena přesnost polohy upnutí. A svou rozměrovou zástavbou zasahuje do frézky jen z jedné strany a nijak neomezuje pohyb portálu frézky. Nevýhody této varianty upnutí je zanášení upínacích sil do manipulační části. Výhodou navrhované varianty manipulace je její poměrně nízká konstrukční složitost. Nevýhodou varianty manipulace je předpoklad dlouhého manipulačního času. Vidle je potřeba při přebírání technologické palety celé vsunout pod paletu a při předání technologické palety celé vysunout z palety. Vzhledem k tomu, že tento pohyb probíhá ve stejném směru jako je upínání, musí být použit šroub se samosvorným závitem, a tedy není možné použít optimální stoupání pro rychlý pohyb v tomto směru.



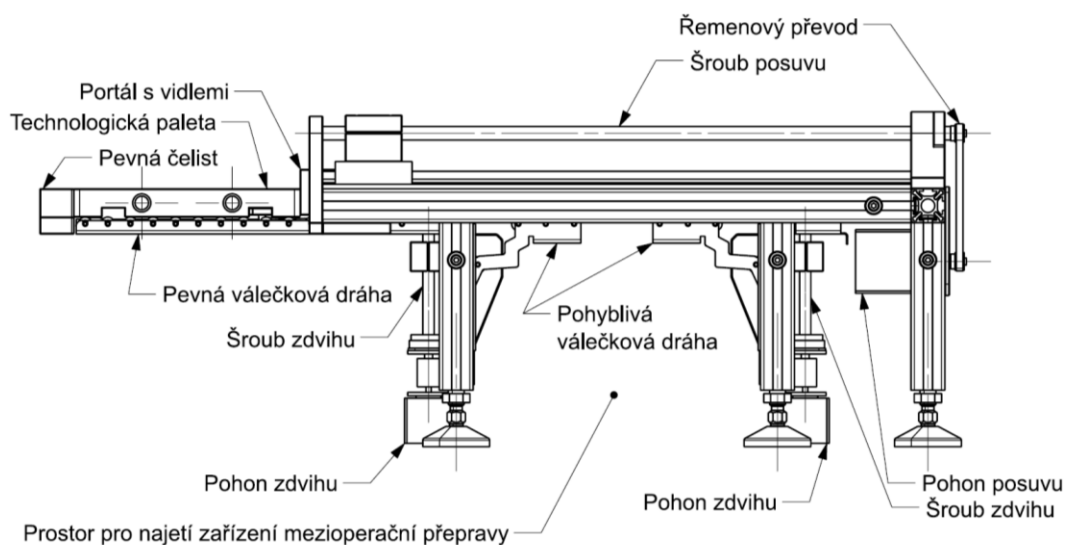
Obrázek 12: Model varianty s čelním upnutím a zakladačem s vidlemi – povoleno



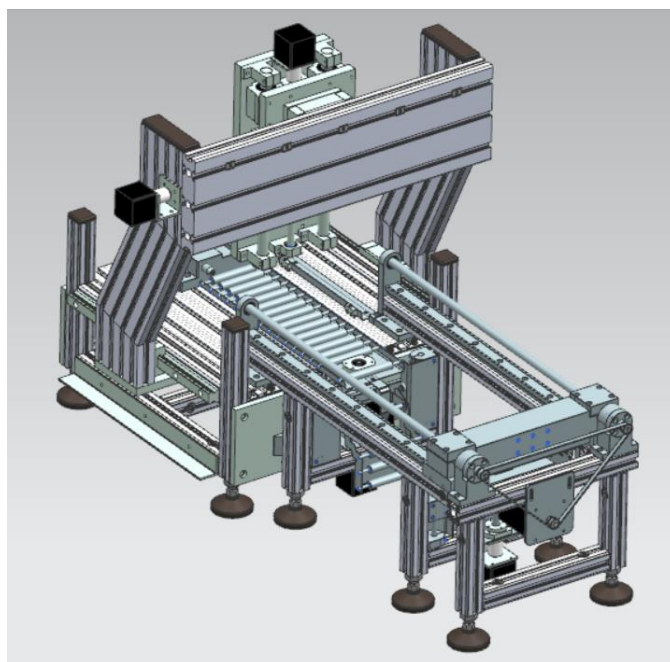
Obrázek 13: Model varianty s čelním upnutím a zakladačem s vidlemi – upnuto

3.2.3 Varianta s čelním upnutím a válečkovou dráhou

Schéma varianty s čelním upnutím a válečkovou dráhou ukazuje **Obrázek 14** a model **Obrázek 15**. Schéma je oproti předchozí variantě otočené, protože v průběhu řešení došlo k prohození pozic plánovaného systému automatické výměny nástrojů (řešen v souběžně běžící diplomové práci [1]) a plánované operační dopravy. Princip upnutí je totožný s předchozí variantou. Rozdíl je v manipulační části. Vidle byly zkráceny na minimum a místo nich technologickou paletu podpírá válečková dráha. Portál s vidlemi se pohybuje pouze vodorovně. Svislý posuv (naložení a vyložení technologické palety ze zařízení mezioperační přepravy) zařizuje „propadlo“.

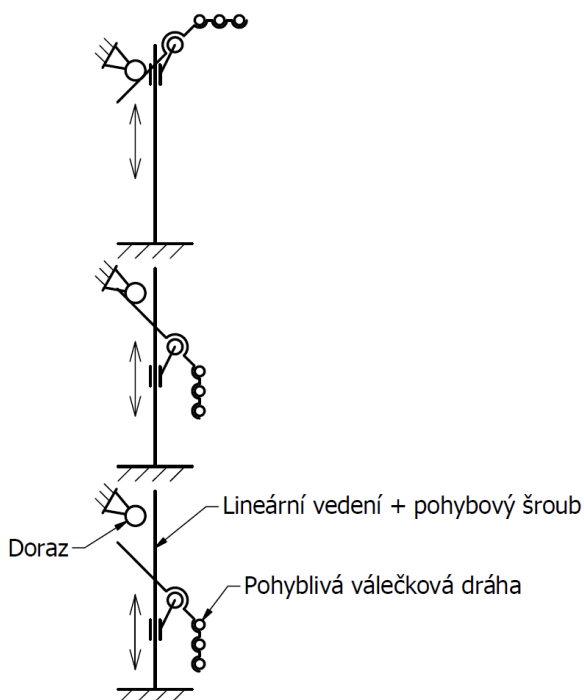


Obrázek 14: Varianta s čelním upnutím a válečkovou dráhou



Obrázek 15: Model varianty s čelním upnutím a válečkovou dráhou

„Propadlo“ se skládá z pohyblivé válečkové dráhy, která je rozdělena na dvě totožné poloviny, které vůči sobě zrcadlově konají totožný složený pohyb. Pohyb je složen z přímočarého svislého pohybu a z rotačního pohybu. Rotační pohyb přesouvá pohyblivou válečkovou dráhu mezi vodorovnou a svislou polohou. Současný pohyb je ovládán jedním pohybovým šroubem a pohyby jsou spojeny mechanickou vazbou. Princip činnosti propadla ukazuje **Obrázek 16**, kde je znázorněna jedna polovina pohyblivé válečkové dráhy. Odebrání technologické palety ze zařízení mezioperační přepravy se provede jejím podebráním.

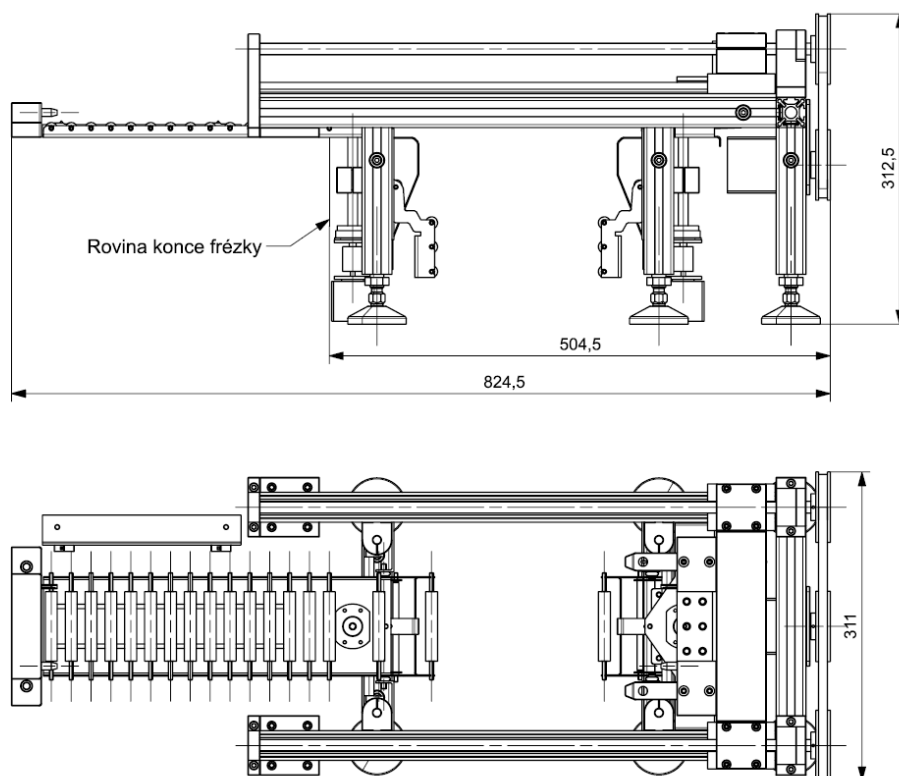


Obrázek 16: Schéma principu propadla

Varianta má obdobné výhody a nevýhody jako varianta předchozí. Změnami oproti předchozí variantě se má hlavně zkrátit manipulační čas (portál s vidlemi se pohybuje po kratší trajektorii). Touto úpravou se i zmenší potřebné zástavbové rozměry (dojde ke zkrácení konstrukce). Tato varianta byla zvolena jako nejlepší a je dále zpracovávána.

3.3 Výpočty operační dopravy

V následující kapitole jsou provedeny návrhové a kontrolní výpočty pro operační dopravu. Následující **Obrázek 17** ukazuje základní rozměry po zhotovení kompletního modelu, ze kterého budou čerpány všechny rozměrové údaje potřebné pro tyto výpočty.



Obrázek 17: Základní rozměry operační dopravy

3.3.1 Výpočet potřebné upínací síly

Při výpočtu potřebné upínací síly je vycházeno z předpokladu, že se jedná o reakci proti řezné síle ve směru posuvu portálu s vidlemi (na frézce směr osy X). Ve směru kolmém se očekává, že silové účinky zachytí tření od sevření a případně tvarově naváděcí čepy. Výpočet je prováděn z teoreticky maximálního krouticího momentu, který může vřeteno vyvinout. Údaje o pohonu a frézce jsou brány z diplomové práce [3].

Maximální výkon pohonu vřetene:	$P_p = 400 \text{ W}$
Minimální otáčky nástroje:	$n_n = 1500 \text{ ot/min} = 25 \text{ ot/s}$ (pohon má
minimálně 3000 ot/min a mezi pohon a vřeteno je vložen převod)	
Minimální průměr nástroje:	$D_n = 7 \text{ mm} = 0,007 \text{ m}$ (pro nastavený
maximální výkon a minimální otáčky)	

Pomocí následující rovnice (1) je určen z výkonu a otáček krouticí moment. Počítaný krouticí moment působí na nástroj.

$$M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (1)$$

Po dosazení do rovnice (1):

$$M_{kn} = \frac{400}{2 \cdot \pi \cdot 25}$$

$$M_{kn} = 2,55 \text{ Nm}$$

Pomocí fyzikální definice momentu síly a průměru nástroje je převeden vypočítaný moment na nástroji na sílu na jeho obvodu. Po vyjádření síly z definice momentu vzniká rovnice:

$$F = \frac{M_k}{r} \quad (2)$$

Po dosazení do rovnice (2):

$$F_n = \frac{2,55}{\frac{0,007}{2}}$$

$$F_n = 727,57 \text{ N}$$

Vypočítaná síla je řeznou silou nástroje a rovná se minimální potřebné upínací síle, která dále v této práci bude označována jako $F_U = F_n = 727,57 \text{ N}$. Protože pohyb zajišťují dva šrouby, je potřebná upínací síla od každého šroubu:

$$F_{U1} = \frac{F_U}{2} \quad (3)$$

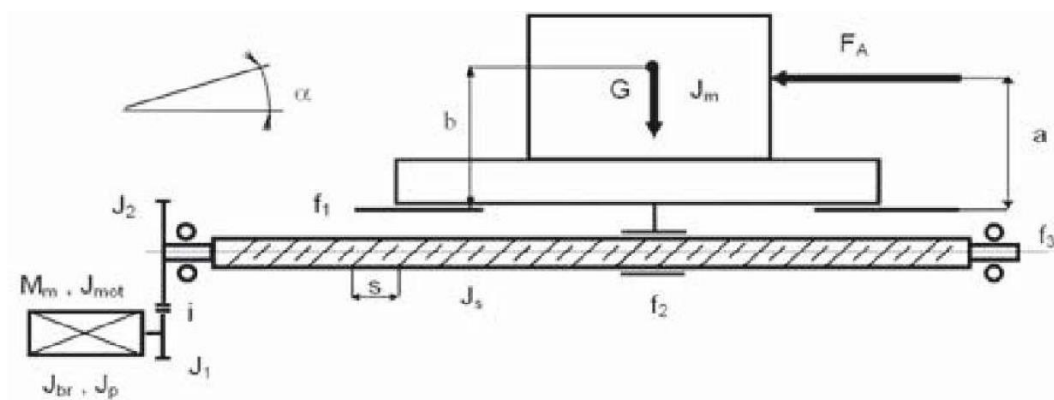
$$F_{U1} = \frac{727,57}{2}$$

$$F_{U1} = 363,78 \text{ N}$$

3.3.2 Návrh pohonu posuvu

Pohon posuvu musí zajistit dostatečný moment, aby byla pomocí pohybových šroubů vyvinuta upínací síla. Návrh pohonu posuvu je prováděn pro jeden posuvový šroub s polovičními vstupními parametry. Protože posuv bude nejvíce zatížen při samotném upínání, kdy posouvána hmota téměř stojí, neuvažují se dynamické účinky hmot. Mezi motorem a šroubem je vložen řemenový převod s převodovým poměrem 1:1, který zajišťuje rozvedení momentu z motoru na oba pohybové šrouby.

Následující výpočet pohonu posuvu je prováděn podle [4], kde je k výpočtu následující schéma (Obrázek 18).



Obrázek 18: Schéma výpočtu posuvové soustavy lineární [4]

Volené, odečtené a výchozí parametry:

Axiální zatěžující síla:

$$F_A = F_{U1} = 363,78 \text{ N}$$

Polovina hmotnost portálu s technologickou paletou:

$$m = m_{p1/2} = 5,2 \text{ kg}$$

Rameno působíště axiální síly:

$$a = 27 \text{ mm}$$

Sklon pohybu:

$$\alpha = 0^\circ \text{ (vodorovně)}$$

Převodový poměr:

$$i = 1$$

Součinitel tření ve vedení:

$$f_1 = 0,15$$

Součinitel tření mezi šroubem a maticí:

$$f_2 = 0,1 \text{ (ocel – bronz)}$$

Součinitel tření v ložiscích:

$$f_3 = 0,003$$

Stoupání závitu:

$$s = 3 \text{ mm}$$

Průměr šroubu:

$$d_n = 12 \text{ mm}$$

Střední průměr šroubu:

$$d_s = 10,5 \text{ mm}$$

Průměr hřídele pod ložisky:

$$d_L = 7 \text{ mm}$$

Délka vedení:

$$L = 68 \text{ mm (délka lineár. vozíku)}$$

Účinnost převodu:

$$\eta_p = 0,99$$

Účinnost ložiska:

$$\eta_L = 0,99$$

Účinnost vedení:

$$\eta_v = 0,8$$

Počet ložisek:

$$j = 2$$

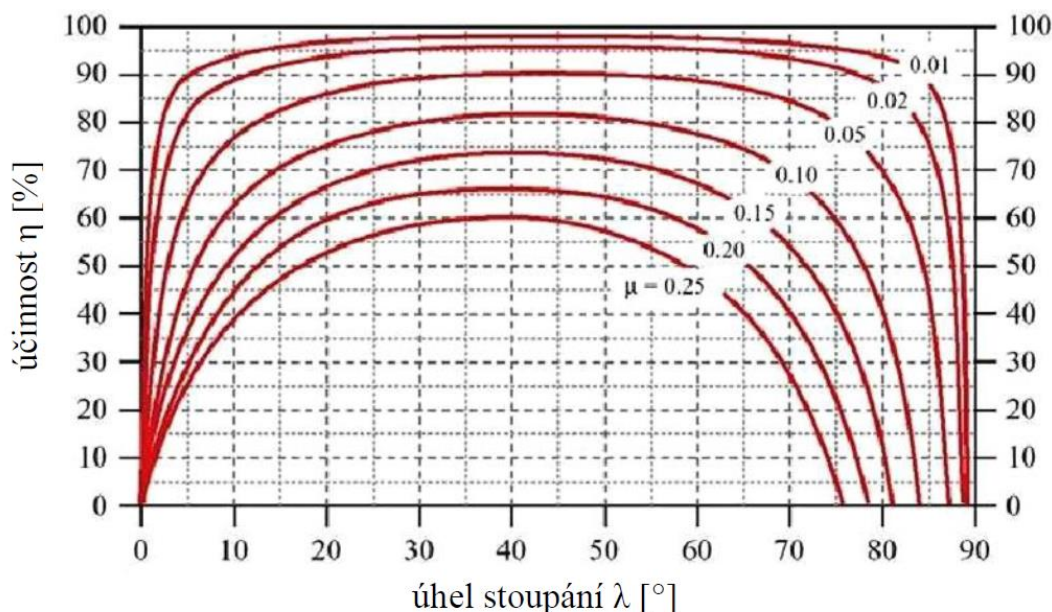
Součinitelé tření jsou redukovány na poloměr jejich působení (šroubu, hřídele v ložisku)

Pro odečtení účinnosti šroubu z diagramu (**Graf 1**) je potřeba znát úhel stoupání, který se vypočítá podle [8]:

$$\lambda = \arctan \frac{s}{\pi \cdot d_s} \quad (4)$$

$$\lambda = \arctan \frac{3}{\pi \cdot 10,5}$$

$$\lambda = 5,2^\circ$$



Graf 1: Diagram účinnost šroubu s lichoběžníkovým závitem [3]

Jednotlivé křivky v diagramu znázorňují součinitel tření mezi šroubem a maticí $\mu = f_2 = 0,1$. Odečtená účinnost použitého šroubu je $\eta_s = 0,45$.

Celková účinnost pohonu je dána [4]:

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p \quad (5)$$

A po dosazení:

$$\eta_c = 0,45 \cdot 0,8 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99$$

$$\eta_c = 0,35$$

Potřebný hnací moment od motoru pro posuvový šroub je dán [4]:

$$M_m = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p} + M_{zsrhm} \quad (6)$$

Kde M_{zsrhm} je statický moment zátěže redukováný na hřídel motoru a je dán vztahem:

$$M_{zsrhm} = M_{GT} + M_G + M_L + M_{KSM} + M_F \quad (7)$$

Kde:

M_{GT} je moment od tíhové složky:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot s \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} \quad (8)$$

M_G je moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_G = \frac{m_p \cdot g \cdot f_1 \cdot s \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p} \quad (9)$$

M_L je moment zátěže od třecích sil v ložiscích a předeprnutí šroubu:

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha) \cdot d_L \cdot f_3}{i \cdot \eta_p} \quad (10)$$

M_{KSM} je moment od tření mezi maticí a šroubem:

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_L^j} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot f_1) \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_p \cdot \eta_L^j} \quad (11)$$

Kde F_p je síla předeprnutí šroubu.

M_F je moment zátěže od vyosení axiální síly. Podmínka pro vznik tohoto momentu je:

$$m \cdot g \leq \frac{6 \cdot F_A \cdot a}{L} \quad (12)$$

Pokud tato podmínka je splněna, potom se moment zátěže od vyosení axiální síly spočítá:

Pro $0^\circ \leq \alpha < 90^\circ$:

$$M_F = \frac{F_{TV} \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p} \quad (13)$$

Pro $\alpha = 90^\circ$:

$$M_F = \frac{F_{TS} \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p} \quad (14)$$

Kde:

F_{TV} je třecí síla v kluzném vedení od vyosení axiální síly ve vodorovné poloze:

$$F_{TV} = \left(\frac{3 \cdot F_A \cdot a}{L} \right) \cdot f_1 + m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \quad (15)$$

F_{TS} je třecí síla v kluzném vedení od vyosení axiální síly ve svislé poloze:

$$F_{TS} = \frac{3 \cdot (m \cdot g \cdot b + F_A \cdot a) \cdot f_1}{L} \quad (16)$$

Následuje postupné dosazování do výše uvedených vztahů. Dosazení do rovnice (8):

$$M_{GT} = \frac{5,2 \cdot 9,81 \cdot 0,003 \cdot \sin 0}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,35}$$

$$\mathbf{M_{GT} = 0 \text{ Nm}}$$

Dosazení do rovnice (9):

$$M_G = \frac{5,2 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \cdot 0,003 \cdot \cos 0}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,45 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99}$$

$$\mathbf{M_G = 0,008 \text{ Nm}}$$

Dosazení do rovnice (10):

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (363,78 + 5,2 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \cdot \cos 0) \cdot 0,007 \cdot 0,003}{1 \cdot 0,99}$$

$$\mathbf{M_L = 0,004 \text{ Nm}}$$

Dosazení do rovnice (11), kde síla předepnutí šroubu je volena $F_p = 0 \text{ N}$:

$$M_{KSM} = \frac{0 \cdot 0,003}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,99 \cdot 0,99^2} \cdot (1 - 0,45^2) + \frac{0,5 \cdot (363,78 + 5,2 \cdot 9,81 \cdot 0,15) \cdot 0,0105 \cdot 0,1}{1 \cdot 0,99 \cdot 0,99^2}$$

$$M_{KSM} = 0,201 \text{ Nm}$$

Kontrola podmínky z rovnice (12):

$$5,2 \cdot 9,81 \leq \frac{6 \cdot 363,78 \cdot 27}{68}$$

$$51,01 \leq 866,65$$

Podmínka je splněna, proto následuje výpočet momentu zátěže od vyosení axiální síly. Dosazení do rovnice (15):

$$F_{TV} = \left(\frac{3 \cdot 363,78 \cdot 0,027}{0,068} \right) \cdot 0,15 + 5,2 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \cdot \cos 0$$

$$F_{TV} = 72,65 \text{ N}$$

Dosazení do rovnice (13):

$$M_F = \frac{72,65 \cdot 0,003}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,45 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99}$$

$$M_F = 0,079 \text{ Nm}$$

Získané hodnoty jsou dosazeny do rovnice (7):

$$M_{zsrhm} = 0 + 0,008 + 0,004 + 0,201 + 0,079$$

$$M_{zsrhm} = 0,293 \text{ Nm}$$

Výsledek je dosazen do rovnice (6):

$$M_m = \frac{363,78 \cdot 0,003}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99} + 0,293$$

$$M_m = 0,472 \text{ Nm}$$

Výsledkem M_m je potřebný hnací moment jednoho pohybového šroubu. Z důvodu pohonu dvou šroubů je celkový potřebný hnací moment pro pohyb:

$$M_{mc} = 2 \cdot M_m \quad (17)$$

$$M_{mc} = 2 \cdot 0,472$$

$$M_{mc} = 0,944 \text{ Nm}$$

Je zvolen motor 57STH76 - **krokový 2-fázový motor 1,9 Nm** s maximálním momentem $M_{mmax} = 1,9 \text{ Nm}$ [9]. Motor bude vybaven momentovým řízením a upínací moment je volen $M_u = 1,2 \text{ Nm}$.

Bezpečnost upnutí je poté dána:

$$k_u = \frac{M_u}{M_{mc}} \quad (18)$$

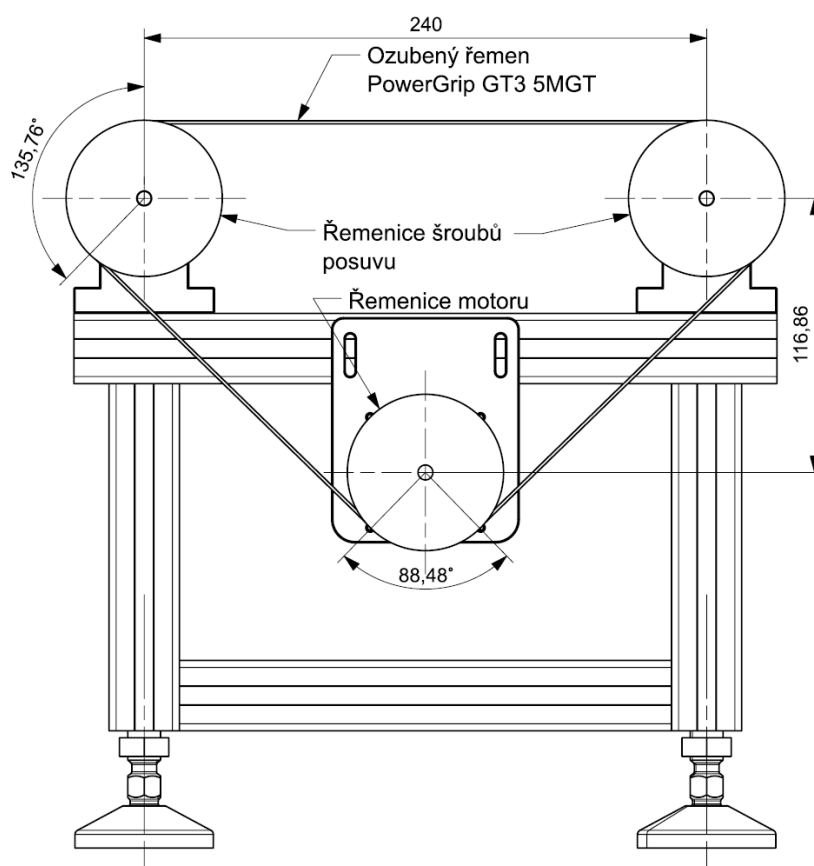
$$k_u = \frac{1,2}{0,944}$$

$$k_u = 1,27$$

Výsledná bezpečnost upnutí je o něco vyšší, protože ne všechny zatěžující momenty jsou závislé na upínací síle.

3.3.3 Návrh převodu ozubeným řemenem

Přenos krouticího momentu od motoru na pohybové šrouby posuvu je navržen pomocí řemenového převodu. Zástavbovým parametřům nejlépe vyhovují řemenice GT 5MR s řemenem PowerGrip GT3 5MGT s roztečí $p = 5 \text{ mm}$, o šířce $b = 9 \text{ mm}$ a délce $l = 775 \text{ mm}$ [10] [11]. Všechny řemenice (při návrhu pohonu posuvu byl volen převodový poměr $i = 1$) jsou navrženy s počtem zubů $z = 40$. Základní rozměry a uspořádání převodu ukazuje **Obrázek 19**.



Obrázek 19: Rozměrové schéma převodu ozubeným řemenem

Výpočtový roztečný průměr řemenice se vypočítá [12]:

$$d_{\check{r}} = \frac{p}{\pi} \cdot z_{\check{r}} \quad (19)$$

Kde rozteč řemene $p = 5 \text{ mm}$ a počet zubů řemenice $z_{\check{r}} = 40$.

$$d_{\check{r}} = \frac{5}{\pi} \cdot 40$$

$$d_{\check{r}} = 63,66 \text{ mm}$$

Protože ozubené řemeny vyžadují jen minimální předpětí, síla předpětí se při výpočtu zanedbává a síla působící v řemeni se vypočítá [12]:

$$F_{\check{r}} = \frac{2 \cdot M_{\check{r}}}{d_{\check{r}}} \quad (20)$$

Kde $M_{\check{r}}$ je moment působící na řemenici, v tomto případě je uvažován maximální moment, který je schopen pohon vytvořit $M_{\check{r}} = M_{max} = 1,9 \text{ Nm}$.

$$F_{\check{r}} = \frac{2 \cdot 1,9}{0,06366}$$

$$F_{\check{r}} = 59,69 \text{ N}$$

Z důvodu, že návrh řemene dosud není řešen normou [12], je působící síla v řemeni porovnána s dovolenou silou v řemeni, údaje udává **Tabulka 1**:

Tabulka 1: Přípustné pracovní napětí různých druhů konstrukčních řemenů – překlad z [13]

	Typ řemene	Rozteč		Dovolené pracovní napětí na 25,4 mm* šířky řemene	
		inch	mm	lbs	N
19a	MXL	0,080	2,032	32	142
19b	40DP	0,0816	2,07	21,4	95
19c	XL	0,200	5,08	41	182
19d	L	0,375	9,525	55	244
-	H	0,500	12,7	140	622
19e	HTD	0,118	3	64	285
19f		0,197	5	102	454
-		0,315	8	138	614
19g	GT	0,079	2	25	111
19h		0,118	3	114	507
19i		0,197	5	160	712
19j	T	-	2,5	32	142
19k		-	5	41	182
19l		-	10	55	244

*v anglickém originále 1 inch

Přepočítání dovoleného pracovního napětí (problém v překladu – jedná se o sílu) pro šířku v milimetrech pro řemen dané šířky je provedeno vztahem:

$$F_{řmax} = F_{inch} \cdot \frac{b}{25,39954} \quad (21)$$

Po dosazení hodnoty F_{inch} ukazující **Tabulka 1**, kde pro řešený případ $F_{inch} = 712 \text{ N}$:

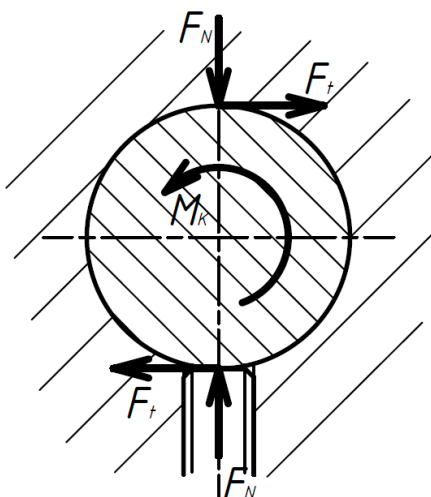
$$F_{řmax} = 712 \cdot \frac{9}{25,39954}$$

$$F_{řmax} = 252,29 \text{ N}$$

Porovnáním vypočítané síly v řemeni a maximální dovolené síly v řemeni lze stanovit, že návrh vyhovuje:

$$F_{ř} = 59,69 \text{ N} \leq F_{řmax} = 252,29 \text{ N}$$

Následuje kontrola přenosu krouticího momentu mezi nábojem řemenice a hřídelí motoru. Je volen svěrný spoj s celistvým nábojem a šroubem. Schéma spoje a silový rozbor na spoji zobrazuje **Obrázek 20**:



Obrázek 20: Svěrný spoj s celistvým nábojem a šroubem

Obvodovou sílu, kterou je schopen spoj přenášet lze určit jako [14]:

$$F_t = F_N \cdot f \quad (22)$$

Kde f je koeficient smykového tření mezi šroubem a hřídelí a M_k je moment otáčející hřídelí (který je potřeba přenést). V rámci akce a reakce na hřídel působí dvě síly F_N (proti sobě), tím pádem i dvě síly F_t . Po převedení silové dvojice F_t na moment o velikost M_k a vyjádření síly F_N (hraniční síla, která bude schopna přenášet moment), můžeme psát:

$$F_N = \frac{M_k}{d \cdot f} \quad (23)$$

Po dosazení za koeficient smykového tření hodnoty $f = 0,15$ (ocel – ocel, za klidu, suché) [15]. A po dosazení průměru hřídele motoru $d = 6,35 \text{ mm}$ a momentu motoru $M_k = M_{\text{max}} = 1900 \text{ Nmm}$:

$$F_N = \frac{1900}{6,35 \cdot 0,15}$$

$$F_N = 1994,75 \text{ N}$$

Vzhledem k potřebné síle od šroubu je provedena kontrola namáhání šroubu na otláčení. Tlak v závitech šroubu je [15]:

$$p = \frac{4 \cdot F_Q}{\frac{m}{P} \cdot \pi \cdot (d^2 - D_1^2)} \quad (24)$$

Kde F_Q je osová síla v šroubu, pro tuto diplomovou práci je volena s ohledem na bezpečnost 1,5 násobek síly F_N , $F_Q = 1,5F_N = 3000 \text{ N}$. P je rozteč závitů, je volen závit M3 s roztečí $P = 0,5$. Výška matice je m , pro tuto práci se jedná o tloušťku náboje, kde $m = 10 \text{ mm}$. Průměr d je jmenovitý průměr závitu, $d = 3 \text{ mm}$ a průměr D_1 je malý průměr matice, $D_1 = 2,5 \text{ mm}$. Po dosazení hodnot:

$$p = \frac{4 \cdot 3000}{\frac{10}{0,5} \cdot \pi \cdot (3^2 - 2,5^2)}$$

$$p = 69,45 \text{ MPa}$$

Pro matice z oceli a šrouby o pevnostní třídě 12.9 je dovolený tlak $p_D = 250 \text{ MPa}$ [15]. Kontrola namáhání šroubu na otláčení vyhovuje. Z katalogu [16] je pro šroub M3 o pevnostní třídě 12.9, při koeficientu tření v závit 0,1 (podle pokynů v katalogu se při nejasné hodnotě tření volí nejmenší udaný) maximální síla předpětí šroubu 4357 N a maximální utahovací moment pro šroub 190 Ncm. Navrhovaná osová síla v šroubu je nižší než maximální síla předpětí. Šroub o pevnosti 12.9 návrhu vyhovuje.

3.3.4 Kontrola posuvového šroubu

Z důvodu potřeby vytvářet upínací sílu i v okamžiku, kdy motor nevytváří moment je potřeba, aby šroub byl samosvorný. Samosvornost je zkontrolována podle [17]. Podmínka samosvornosti:

$$\varphi' \geq \gamma \quad (25)$$

Kde φ' je třecí úhel pro lichoběžníkový závit:

$$\varphi' = \arctan \frac{f}{\cos \beta} \quad (26)$$

Kde:

β je poloviční vrcholový úhel závitu. A f je součinitel tření mezi šroubem a maticí.

γ je úhel stoupání závitu, který se spočítá podle vztahu (4).

Po dosazení vztahu (4) a (26) do (25) získáme:

$$\arctan \frac{f}{\cos \beta} \geq \arctan \frac{s}{\pi \cdot d_s} \quad (27)$$

Pro trapézový závit $\beta = 15^\circ$. A f je použito v kapitole 3.3.2 Návrh pohonu posuvu, $f = f_2 = 0,1$.

$$\arctan \frac{0,1}{\cos 15} \geq \arctan \frac{3}{\pi \cdot 10,5}$$

$$5,9 \geq 5,2$$

Podmínka samosvornosti je splněna, posuvový šroub je samosvorný.

U posuvového šroubu je provedena kontrola na vzpěr podle vztahu [18]:

$$F_{zat} \leq \frac{f_u \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{x_{max}^2 \cdot k} \quad (28)$$

Kde:

F_{zat} je zatěžující síla

f_u je koeficient uložení šroubu, volené hodnoty ukazuje **Obrázek 21**.

$\lambda = 1,875$	$f_u = 0,25$	pevný konec - volný konec	
$\lambda = 3,142$	$f_u = 1,0$	oba konce podepřené	
$\lambda = 3,927$	$f_u = 2,0$	pevný konec - podepřený konec	
$\lambda = 4,730$	$f_u = 4,0$	pevný konec - pevný konec	

Obrázek 21: Určení koeficientů uložení šroubu [18]

x_{max} je maximální délka posuvu.

k je koeficient bezpečnosti.

E je modul pružnosti.

I je kvadratický modul průřezu, který se vypočítá:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (29)$$

Kde za d je dosazen malý průměr závitu $d_m = 9$ mm.

$$I = \frac{\pi \cdot 9^4}{64}$$

$$I = 321,90 \text{ mm}^4$$

Zatěžující F_{zat} odpovídá vzniklé upínací síle od jednoho šroubu při vytvoření momentu od motoru M_u . Určení této síly je provedeno přes bezpečnost, která byla pro upínání stanovena:

$$F_{zat} = F_{U1} \cdot k_u \quad (30)$$

$$F_{zat} = 363,78 \cdot 1,27$$

$$F_{zat} = 462 \text{ N}$$

Vypočítaný kvadratický moment, zatěžující síla a hodnota $x_{max} = 470 \text{ mm}$, modul pružnosti pro ocel $E = 210000 \text{ MPa}$, koeficient bezpečnost volený $k = 2$ a koeficient uložení volený $f_u = 2$, je dosazen rovnice (28).

$$462 \leq \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 210000 \cdot 321,9}{470^2 \cdot 2}$$

$$462 \text{ N} \leq 3020,26 \text{ N}$$

Podmínka nerovnosti je splněna. Působící síla je menší než kritická síla pro vzpěr, šroub na vzpěr vyhovuje.

Dále jsou šroubu určeny kritické otáčky podle vztahu [18]:

$$n_{krit} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot \lambda^2}{2 \cdot \pi \cdot x_{max}^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot A}} \quad (31)$$

Kde:

λ je koeficient uložení šroubu, hodnoty ukazuje **Obrázek 21**.

ρ je hustota materiálu.

A je průřez jádra šroubu:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (32)$$

$$A = \frac{\pi \cdot 9^2}{4}$$

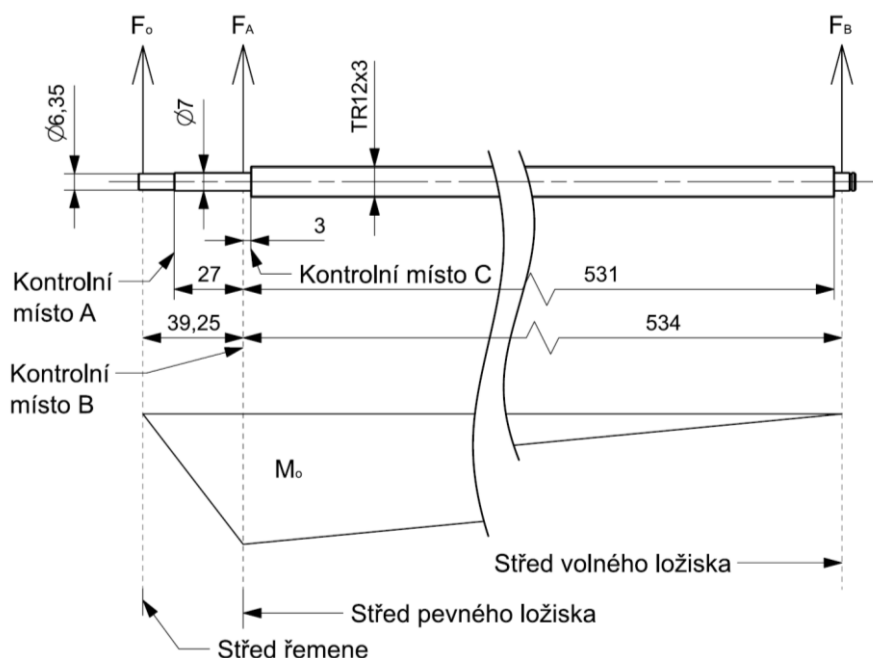
$$A = 63,59 \text{ mm}^2$$

Vypočítaná plocha jádra, kvadratický modul průřezu, hustota pro ocel $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, modul pružnosti pro ocel $E = 210000 \text{ MPa}$, koeficient uložení $\lambda = 3,927$ a hodnota $x_{max} = 470 \text{ mm}$ je dosazena do rovnice (31):

$$n_{krit} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 3,927^2}{2 \cdot \pi \cdot 470^2} \cdot \sqrt{\frac{210000 \cdot 321,9}{7850 \cdot 63,59}}$$

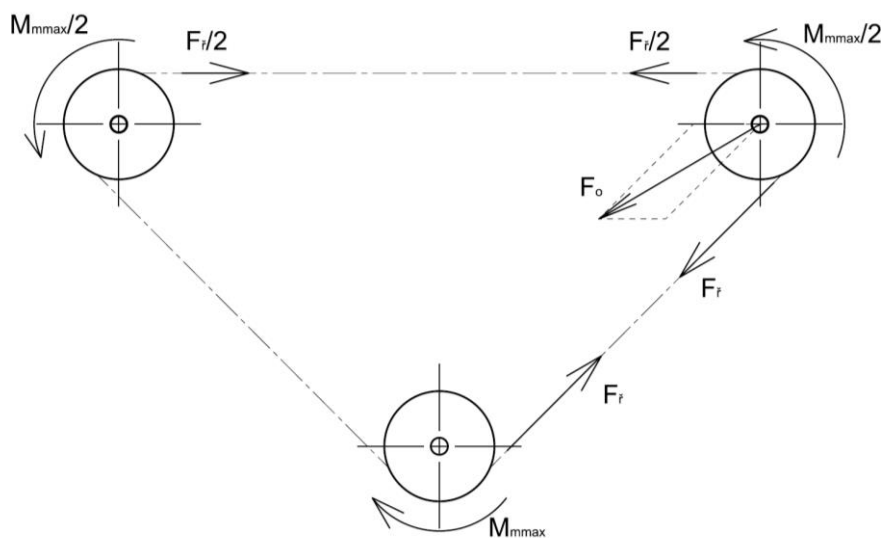
$$n_{krit} = 7757,80 \text{ ot/min}$$

Následuje kontrola šroubu posuvu na namáhání krutem a ohybem. Silový rozbor a vybraná kontrolní místa ukazuje **Obrázek 22**. Síla F_o je síla způsobující ohybové namáhání, síla F_A je reakce v pevném ložisku, síla F_B je reakce ve volném ložisku. Síly od posouvavých hmot po šroubu zachytává lineární vedení. Kontrolní místa jsou volena v místech změny průměrů a v místě maxima ohybového momentu M_o .



Obrázek 22: Silový rozbor šroubu posuvu

Z důvodu rozvodu krouticího momentu od motoru přes oba šrouby pomocí řemenového převodu nebude síla F_o na obou šroubech dosahovat stejné hodnoty. Její velikost na daný šroub je závislá na smyslu krouticího momentu od motoru. Silový rozbor v řemenu ukazuje **Obrázek 23**. Při rozboru se předpokládá, že se krouticí moment od motoru rovnoměrně rozloží na oba šrouby.



Obrázek 23: Silové schéma převodu ozubeným řemenem

Hodnota síly F_o je určena podle kosinové věty:

$$F_o = \sqrt{\left(\frac{F_{\text{ř}}}{2}\right)^2 + F_{\text{ř}}^2 - 2 \cdot \frac{F_{\text{ř}}}{2} \cdot F_{\text{ř}} \cdot \cos \alpha} \quad (33)$$

Kde úhel α je úhel opásání řemenice šroubu posuvu. Hodnotu udává **Obrázek 19**, $\alpha = 135,76^\circ$.

Po dosazení:

$$F_o = \sqrt{\left(\frac{59,69}{2}\right)^2 + 59,69^2 - 2 \cdot \frac{59,69}{2} \cdot 59,69 \cdot \cos 135,76}$$

$$\mathbf{F_o = 85,11\ N}$$

Reakce jsou určeny pomocí rovnice rovnováhy momentů k působišti síly F_A (34) a pomocí rovnice rovnováhy posouvajících sil (35).

$$F_B \cdot l_B - F_o \cdot l_o = 0 \quad (34)$$

$$F_o + F_A + F_B = 0 \quad (35)$$

Po vyjádření hodnoty F_B z rovnice (34) a dosazení hodnot:

$$F_B = \frac{F_o \cdot l_o}{l_B}$$

$$F_B = \frac{85,11 \cdot 39,25}{534}$$

$$\mathbf{F_B = 6,26\ N}$$

Po vyjádření hodnoty F_A z rovnice (35) a dosazení hodnot:

$$F_A = -F_o - F_B$$

$$F_A = -85,11 - 6,26$$

$$\mathbf{F_A = -91,37\ N}$$

Síla F_A působí opačným směrem, než **Obrázek 22** zobrazuje.

Následuje výpočet napětí v krutu a v ohybu, následně výpočet bezpečností. Zatížení krutem je počítáno jako statické, zatížení ohybem jako souměrné střídavé. Pro kontrolní místa A a C je uvažován účinek vrubu. Výpočet je proveden podle [8], kde použité vztahy pro dimenzování součástí jsou:

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (36)$$

Kde W_o je modul průřezu v ohybu, pro kruh [15]:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (37)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (38)$$

Kde W_k je modul průřezu v krutu, pro kruh [15]:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (39)$$

Mez únavy skutečné součásti:

$$\sigma_c^* = \sigma_c \cdot \frac{\eta \cdot v}{\beta} \quad (40)$$

Kde σ_c je mez únavy zkušební vzorku, η je součinitel jakosti povrchu, v je součinitel velikosti součásti, β je vrubový součinitel. Všechny parametry lze dohledat ve strojnických tabulkách [15].

Součinitel bezpečnosti pro statický krut:

$$k_k = \frac{\tau_{kk}}{\tau_k} \quad (41)$$

Kde τ_{kk} je napětí kluzu v krutu.

Součinitel bezpečnosti při dynamickém namáhání souměrně střídavým napětím se shodnými koeficienty bezpečnosti vůči hornímu a amplitudovému napětí:

$$k_h = k_a = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_a} \quad (42)$$

Kde k_h je bezpečnost vůči hornímu napětí, k_a je bezpečnost vůči amplitudovému napětí, pro potřeby této diplomové práce budou označovány jako $k_o = k_a = k_h$. σ_a je amplitudové napětí v součásti, vzhledem k výpočtu rotační součásti se souměrně střídavým napětím bude dále označováno jako $\sigma_o = \sigma_a$.

Při kombinovaném namáhání je výsledná bezpečnost vůči dílčím bezpečnostem ve vztahu:

$$\frac{1}{k^2} = \frac{1}{k_o^2} + \frac{1}{k_k^2} \quad (43)$$

Materiál posuvového šroubu je C15E (podle ČSN odpovídá 12 020) [19]. Daný materiál má následující mezní hodnoty [15]:

$$\begin{aligned} \text{Mez kluzu v tahu:} & R_e = 235 \text{ MPa} \\ \text{Mez únavy v ohybu:} & \sigma_{oC} = 140 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Mez kluzu v krutu je určena podle Trescovi hypotézy [20]. Mez kluzu v tahu je pomocí Mohrovy kružnice převedena na mez kluzu v krutu, kde maximální smykové napětí je rovno poloměru největší Mohrovy kružnice. Pro případ čistého tahu lze napsat [21]:

$$\tau_{kk} = \frac{R_e}{2} \quad (44)$$

Po dosazení:

$$\tau_{kk} = \frac{235}{2}$$

$$\tau_{kk} = 117,5 \text{ MPa}$$

Výsledky s použitím předcházejících vztahů zobrazuje následující **Tabulka 2**:

Tabulka 2: Kontrola šroubu posuvu na krut a ohyb

	Kontrolní místo A	Kontrolní místo B	Kontrolní místo C
průměr d [mm]	6,35	7	7
modul průřezu v krutu W_k [mm³]	50,27	67,35	67,35
Krouticí moment $M_{max}/2$ [Nmm]	950	950	950
Napětí v krutu τ_k [MPa]	18,90	14,11	14,11
Součinitel bezpečnosti v krutu k_k [-]	6,22	8,33	8,33
Ohybový moment M_o [Nmm]	1042,60	3340,57	3324,06
modul průřezu v ohybu W_o [mm³]	25,14	33,67	33,67
Napětí v ohybu σ_o [MPa]	41,47	99,22	98,72
Mez únavy skutečné součásti σ_c^* [MPa]	100	140	110
Součinitel bezpečnosti v ohybu k_o [-]	2,41	1,41	1,11
Celkový součinitel bezpečnosti k [-]	2,25	1,39	1,1

Veškeré výpočty jsou prováděny při maximálním zatížení, při kterém by mělo dojít pouze výjimečně a krátkodobě při uvolňování technologické palety z upnutí. Při upínání je namáhání šroubu omezeno pomocí momentového řízení motoru. Pokud by motor využil svého maximálního krouticího momentu, je potřeba systém odstavit a provést přivolání obsluhy.

3.3.5 Kontrola ložisek posuvového šroubu

Posuvový šroub bude uložen na jednom axiálně pevném (blíže k řemenici) a jednom axiálně volném ložisku. Ložiska jsou typu 607 o vnitřním průměru 7 mm, vnějším 19 mm a šířce 6 mm. Vzhledem k výrazně vyšším hodnotám namáhání a kombinaci axiální a radiální zátěže bude kontrolováno pouze axiálně pevné ložisko. Základní hodnoty ložiska pro výpočet jsou [22]:

Základní dynamická únosnost:	$C = 2340 \text{ N}$
Základní statická únosnost:	$C_0 = 950 \text{ N}$
Výpočtový součinitel:	$f_0 = 13$

Kontrola ložisek je provedena podle [8]. Základní trvanlivost ložiska se vypočítá:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (45)$$

Kde p je exponent rovnice trvanlivost a pro kuličková ložiska $p = 3$.

P je dynamické ekvivalentní zatížení, které je dáno vztahem:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (46)$$

Kde X je součinitel radiálního dynamického zatížení, Y je součinitel axiálního dynamického zatížení, F_r je působící radiální zatížení a F_a je působící axiální zatížení. Hodnoty X a Y jsou odečteny z tabulek [15], kde k jejich získání jsou potřeba následující poměry:

$$\frac{F_a}{F_r} \quad (47)$$

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} \quad (48)$$

Po dosažení hodnot za $F_a = F_{zat} = 462 \text{ N}$ (síla ze vztahu (30)) a za $F_r = |F_A| = |-91,37| \text{ N}$ (vyjádřeno ze vztahu (35)) do poměru (47):

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_{zat}}{|F_A|} = \frac{462}{|-91,37|} = 5,06$$

A dosazením do poměru (48):

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{f_0 \cdot F_{zat}}{C_0} = \frac{13 \cdot 462}{950} = 6,32$$

Z těchto hodnot poměrů jsou určeny z tabulky „Tabulka 3 – Hodnoty X a Y pro radiální kuličková ložiska“ v [15] součinitele X a Y :

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,04$$

Po dosazení získaných hodnot do (46):

$$P = 0,56 \cdot 91,37 + 1,04 \cdot 462$$

$$P = 531,65 \text{ N}$$

Po dosazení do (45) je získána základní trvanlivost ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{2340}{531,65} \right)^3$$

$$L_{10} = 85,26 \times 10^6 \text{ ot}$$

Pro názornost je vypočítaná trvanlivost ložiska převedena na počet upínacích cyklů. Kde počet otáček pro jeden cyklus:

$$n_{cykl} = 2 \cdot \frac{x_{cykl}}{s} \quad (49)$$

Kde s je stoupání šroubu z kapitoly 3.3.2 Návrh pohonu posuvu, x_{cykl} je vzdálenost jednoho posunu mezi polohou upnutí a uvolnění, $x_{cykl} = 440 \text{ mm}$. Po dosazení:

$$n_{cykl} = 2 \cdot \frac{440}{3}$$

$$n_{cykl} = 293,33 \text{ ot}$$

Životnost v počtu upínacích cyklů je spočítána jako:

$$L_{cykl} = 2 \cdot \frac{L_{10}}{n_{cykl}} \quad (50)$$

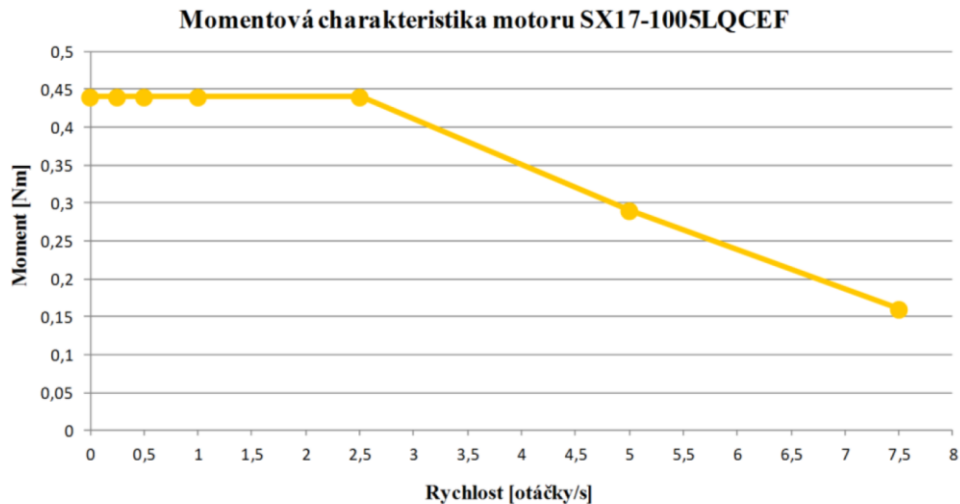
Po dosazení:

$$L_{cykl} = \frac{85,26 \cdot 10^6}{293,33}$$

$$L_{cykl} = 290662 \text{ cyklů}$$

Pro záměr projektu, jako školní model továrny, tedy školní pomůcka, kde není plánován trvalý provoz, je počet upínacích cyklů dostatečný.

Následně je proveden výpočet doby trvání jednoho cyklu posuvu. Výpočet je zjednodušen, vzhledem k poměrně dlouhé dráze je zanedbán rozjezd a brzdění. Bohužel se k danému typu krokového elektromotoru nepovedlo sehnat momentovou charakteristiku. Proto byla použita charakteristika motoru nižší třídy (**Graf 2**). A je proveden předpoklad, že křivka vybraného motoru je při nižších otáčkách (ve vodorovné části charakteristiky) na hodnotě 1,9 Nm a posléze klesá do stejného bodu jako je konec charakteristiky motoru nižší třídy (motor SX17-1005LQCEF). Protože motor při pojezdu musí překonávat jen pasivní odpory (upínací síla v ten okamžik neexistuje), rozhodující pro odečtení rychlosti motoru je statický moment zátěže redukovaný na hřídel motoru M_{zsrhm} (dvojnásobek – původně počítán pro jeden šroub). Charakteristiku motoru SX17-1005LQCEF ukazuje **Graf 2**:



Graf 2: Momentová charakteristika motoru SX17-1005LQCEF [3]

Při výše popsaných předpokladech pro vybraný motor platí, že v hodnotě 2,5 ot/s je moment 1,9 Nm a v hodnotě 7,5 ot/s je moment 0,16 Nm. Po lineární interpolaci mezi těmito body je hodnota momentu $2M_{zshrm} = 0,586$ Nm v rychlosti $n_m = 6,28$ ot/s.

Přibližný potřebný čas upínacího cyklu posuvu je:

$$t_{pcykl} = \frac{n_{cykl}}{n_m} \quad (51)$$

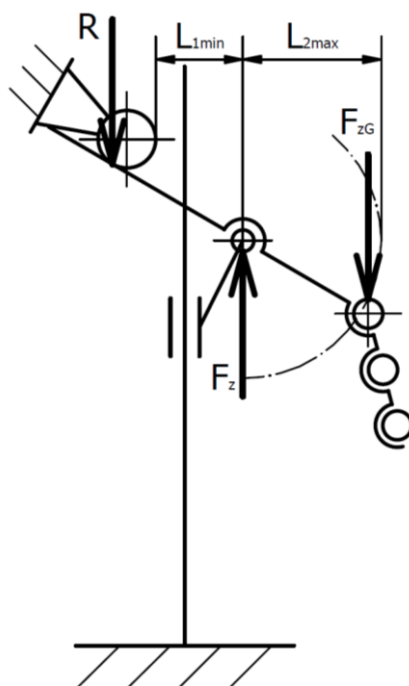
Po dosazení:

$$t_{pcykl} = \frac{293,33}{6,28}$$

$$t_{pcykl} = 46,71 \text{ s}$$

3.3.6 Návrh pohyblivé válečkové dráhy

Pohyblivá válečková dráha je částí propadla. Umožňuje vyzvednutí technologické palety z přepravního zařízení do výšky stolu frézky. V rámci diplomové práce nebude prováděn rozbor přesných trajektorií a rychlostí jednotlivých bodů pohyblivé válečkové dráhy. Pro činnost zařízení jsou podstatné krajní polohy a splnění přibližné trajektorie, která je dána mechanickou vazbou. Z toho také vyplývá zavedení zjednodušujících předpokladů při výpočtu axiální zatěžující síly na šroub zdvihu. Zjednodušení je provedeno s důrazem na bezpečnost, výsledná vypočítaná síla je určitě vyšší než reálná působící síla. Schéma výpočtu ukazuje **Obrázek 24**.



Obrázek 24: Silové schéma pohyblivé válečkové dráhy

Na obrázku je síla F_{zG} tíhovou silou od poloviny hmotnosti technologické palety s obrobkem (polovina, protože technologickou paletu podepírají dvě pohyblivé válečkové dráhy). Síly R a F_z jsou reakce v uloženích, kde síla R je reakce v mechanického dorazu, po kterém dochází k smýkání pohyblivé válečkové dráhy, a síla F_z je reakce v unášeči pohyblivé válečkové dráhy, který je hnán pohybovým šroubem zdvihu. Určení síly F_z vychází z předpokladu, že síla by byla největší v případě, že by reakce R působila na nejkratším možném rameni L_{1min} a síla F_{zG} na největším možném rameni L_{2max} . Síla F_{zG} se určí jako síla způsobená tíhovým zrychlením podle vztahu:

$$F_{zG} = \frac{1}{2} \cdot (m_{tp} + m_{pol}) \cdot g \quad (52)$$

Kde g je tíhové zrychlení a $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ [23]. Hmotnost technologické palety je $m_{tp} = 1,8 \text{ kg}$, hmotnost polotovaru je $m_{pol} = 5 \text{ kg}$. Po dosazení:

$$F_{zG} = \frac{1}{2} \cdot (1,8 + 5) \cdot 9,81$$

$$F_{zG} = 33,35 \text{ N}$$

Síla F_z je určena z rovnice rovnováhy momentů k místu působení reakce R :

$$F_z \cdot L_{1min} - F_{zG} \cdot (L_{1min} + L_{2max}) = 0 \quad (53)$$

Po vyjádření F_z a dosazení hodnot, kde $L_{1min} = 8,5 \text{ mm}$ a $L_{2max} = 51 \text{ mm}$:

$$F_z = \frac{33,35 \cdot (8,5 + 51)}{8,5}$$

$$F_z = 233,45 \text{ N}$$

3.3.7 Návrh pohonu zdvihu

Návrh pohonu zdvihu je proveden stejným způsobem jako návrh pohonu posuvu v kapitole 3.3.2 (str. 25). Výchozí volené a odečtené parametry k výpočtu jsou:

Axiální zatěžující síla:	$F_A = F_z = 233,45 \text{ N}$
Hmotnost pohyblivých válečků:	$m_{pv} = 1 \text{ kg}$
Rameno působíště axiální síly:	$a = 19 \text{ mm}$
Rameno gravitační síly pohyblivých válečků:	$b = 19 \text{ mm}$
Sklon pohybu:	$\alpha = 90^\circ$ (svisle)
Převodový poměr:	$i = 1$
Součinitel tření ve vedení:	$f_1 = 0,15$
Součinitel tření mezi šroubem a maticí:	$f_2 = 0,1$ (ocel – bronz)
Součinitel tření v ložiscích:	$f_3 = 0,003$
Stoupání závitu:	$s = 2 \text{ mm}$
Průměr šroubu:	$d_n = 10 \text{ mm}$
Střední průměr šroubu:	$d_s = 9 \text{ mm}$
Průměr hřídele pod ložisky:	$d_L = 7 \text{ mm}$
Délka vedení:	$L = 30 \text{ mm}$ (délka lineár. vozíku)
Účinnost převodu:	$\eta_p = 1$ (přímý pohon)
Účinnost ložiska:	$\eta_L = 0,99$
Účinnost vedení:	$\eta_v = 0,8$
Počet ložisek:	$j = 2$

Součinitele tření jsou redukovány na poloměr jejich působení (šroubu, hřídele v ložisku)

Významy jednotlivých označení ukazuje **Obrázek 18**. Z důvodu, že výpočet je proveden podle shodných vztahů jako návrh pohonu posuvu, nejsou rozepisovány dosazení do vztahů a jednotlivé výsledky zobrazuje následující **Tabulka 3**.

Tabulka 3: Návrh pohonu zdvihu

Veličina	Vztah	Ozn.	Hodnota	Jednotka
Úhel stoupání šroubu	(4)	λ	4,05	°
Účinnost šroubu	Graf 1	η_s	0,40	-
Celková účinnost pohonu	(5)	η_c	0,31	-
Moment od tíhové složky	(8)	M_{GT}	0,010	Nm
Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot	(9)	M_G	0	Nm
Moment zátěže od třecích sil v ložiscích a předeptnutí šroubu	(10)	M_L	0,002	Nm
Moment od tření mezi maticí a šroubem	(11)	M_{KSM}	0,108	Nm
Podmínka pro vznik momentu M_F	(12)		$9,81 \leq 887,11$	vzniká
Třecí síla v kluzném vedení od vyosení axiální síly ve svislé poloze	(16)	F_{TS}	69,3	N
Moment zátěže od vyosení axiální síly	(14)	M_F	0,056	Nm
Statický moment zátěže redukováný na hřídel motoru	(7)	M_{zsrhm}	0,176	Nm
Potřebný hnací moment motoru	(6)	M_m	0,252	Nm

Je volen motor: **SX17-1005LQCEF** se statickým momentem 0,52 Nm [24].

3.3.8 Kontrola šroubu zdvihu

Samotný šroub je zatěžován pouze silou na vzpěr a krouticím momentem od motoru, ostatní silové účinky jsou zachyceny v lineárním vedení. Protože je nežádoucí, aby motor musel vytvářet moment i při stání pohybující se válečkové dráhy, je šroub kontrolován podle vztahu (27) na samosvornost. Po dosazení hodnot do vztahu:

$$\arctan \frac{0,1}{\cos 15} \geq \arctan \frac{2}{\pi \cdot 9}$$
$$5,9 \geq 4,5$$

Podmínka samosvornosti je splněna.

Kvadratický modul průřezu šroubu zdvihu podle vztahu (29), kde za d je dosazen malý průměr závitu $d = 8 \text{ mm}$:

$$I = \frac{\pi \cdot 8^4}{64}$$
$$I = 201,06 \text{ mm}^4$$

Následuje kontrola šroubu na vzpěr podle vztahu (28). Parametry šroubu jsou shodné jako u šroubu posuvu, jenom hodnota maximální délky posuvu je pro tento šroub $x_{max} = 62 \text{ mm}$. Zatěžující silou je síla F_z :

$$233,45 \leq \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 210000 \cdot 201,06}{62^2 \cdot 2}$$
$$233,45 \text{ N} \leq 3021,78 \text{ N}$$

Kontrola na vzpěr s velkou rezervou vyhovuje.

Plocha průřezu šroubu je podle vztahu (32):

$$A = \frac{\pi \cdot 8^2}{4}$$
$$A = 50,27 \text{ mm}^2$$

Kritické otáčky šroubu jsou určeny podle vztahu (31):

$$n_{krit} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 3,927^2}{2 \cdot \pi \cdot 62^2} \cdot \sqrt{\frac{210000 \cdot 201,06}{7850 \cdot 50,27}}$$
$$n_{krit} = 396271,67 \text{ ot/min}$$

V rámci namáhání je šroub kontrolován na krut. Minimální průměr šroubu zdvihu $d = 5 \text{ mm}$. Pomocí vztahu (39) je určen modul průřezu v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot 5^3}{16}$$

$$W_k = 24,54 \text{ mm}^3$$

Napětí v krutu je podle vztahu (38):

$$\tau_k = \frac{520}{24,54}$$

$$\tau_k = 21,19 \text{ MPa}$$

Bezpečnost pro krut je počítána podle vztahu (41). Materiálové hodnoty o jednotlivých napětí jsou shodná se šroubem posuvu, $\tau_{kk} = 117,5 \text{ MPa}$.

$$k_k = \frac{117,5}{21,19}$$

$$k_k = 5,52$$

Šroub zdvihu vyhovuje.

3.3.9 Kontrola ložisek šroubu zdvihu

Ložiska nejsou kontrolována zvláštním výpočtem, protože jsou použita stejná ložiska jako u šroubu posuvu. Ložiska u šroubu posuvu jsou výrazněji namáhána než ložiska u posuvu zdvihu.

V této kapitole je obdobně jako v kapitole 3.3.5 proveden výpočet doby potřebný pro jeden cyklus. Vzdálenost posuvu potřebným pro dostání se pohyblivé válečkové dráhy z dolní polohy do horní je $x_{cykl} = 50 \text{ mm}$. Po dosazení do vztahu (49) je určen počet potřebných otáček na jeden cyklus:

$$n_{cykl} = 2 \cdot \frac{50}{2}$$

$$n_{cykl} = 50 \text{ ot}$$

Z momentové charakteristiky zvoleného motoru (**Graf 2**) je odečtena hodnota rychlosti otáček při potřebném hnacím momentu. Odečtená hodnota je $n_m = 5,5 \text{ ot/s}$. Podle vztahu (51) je určena přibližná doba na cyklus pro šroub zdvihu (je zanedbán rozběh a brzdění):

$$t_{zcykl} = \frac{50}{5,5}$$

$$t_{zcykl} = 9,09 \text{ s}$$

Pro zjištění celkové doby upínacího cyklu je sečtena doba cyklu posuvu a doba cyklu zdvihu:

$$t_{cykl} = t_{pcykl} + t_{zcykl} \quad (54)$$

Po dosazení:

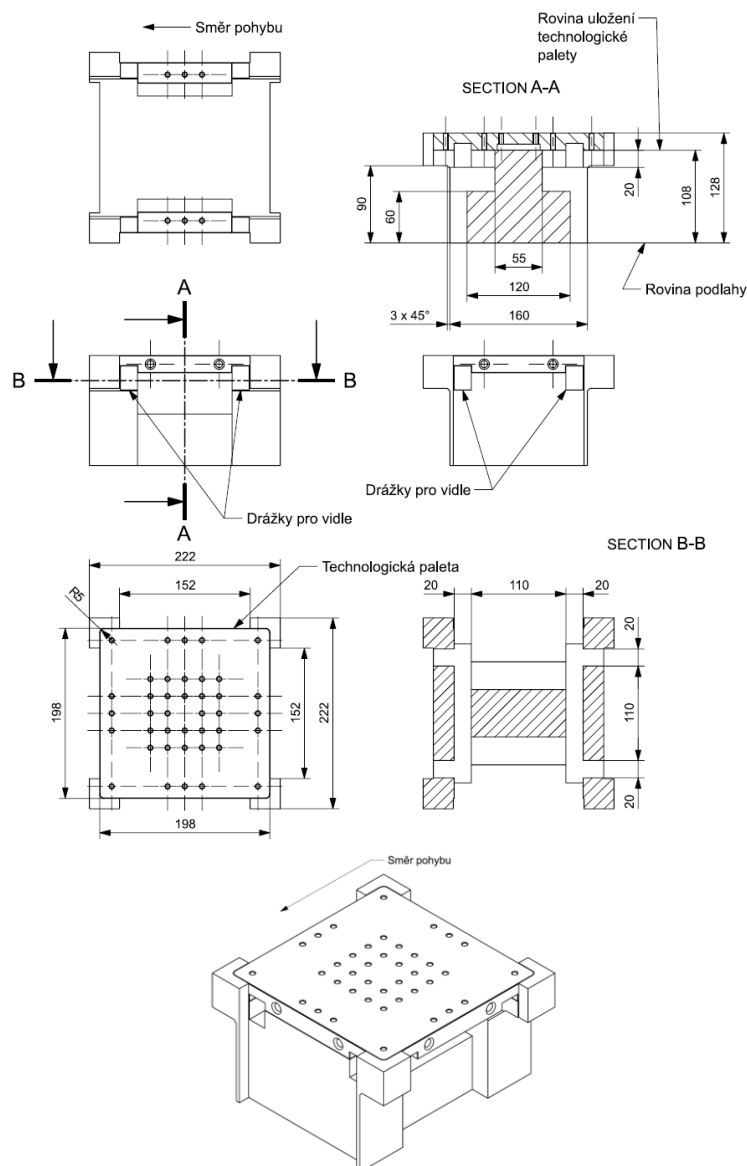
$$t_{cycl} = 46,71 + 9,09$$

$$t_{cycl} = 55,8 \text{ s}$$

Doba upínacího cyklu je přípustná, při zadávání byl požadavek do 60 s.

3.4 Výstupní parametry pro návrh mezioperační dopravy

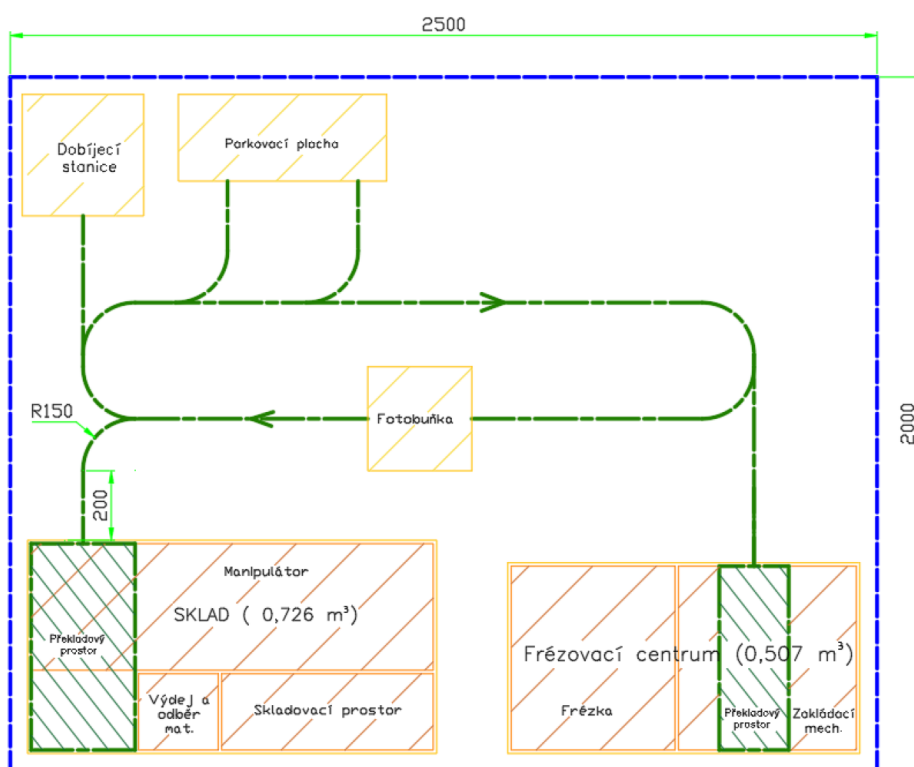
Z návrhu zařízení operační dopravy vznikly požadavky na přepravní zařízení. Jeho požadovaná nosnost je 7 kg (1,8 kg technologická paleta + 5 kg polotovar). Přepravní zařízení bude kolové, vedené pomocí černé čáry. Požadavky na přesnost polohování jsou $\pm 1 \text{ mm}$. Z návrhu operační dopravy vyplývá vhodnost k odebírání technologické palety pomocí podebráním z boků. Z návrhu skladu vyplývá vhodnost zařízení mezioperační dopravy k odebrání palety pomocí vidlí [2]. Maximální rozměry přepravního zařízení zobrazuje následující **Obrázek 25**:



Obrázek 25: Maximální rozměry zařízení mezioperační dopravy

4 Návrh mezioperační dopravy

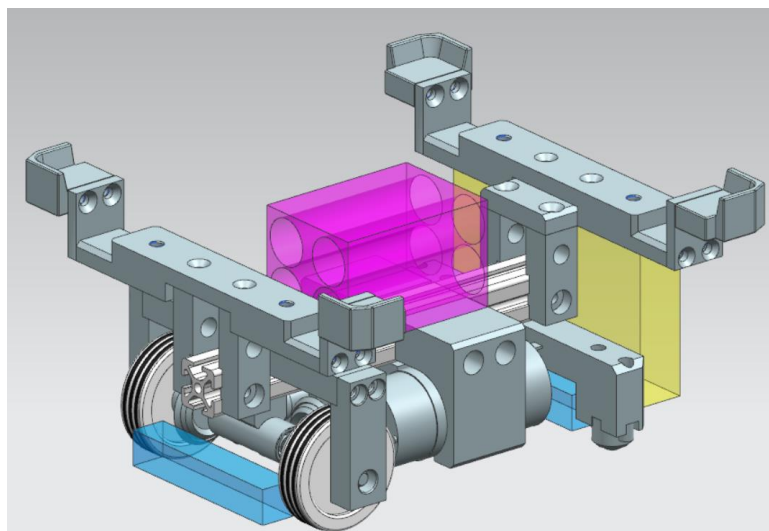
Konstrukce zařízení operační dopravy dala základní rozměrové parametry a některé další podmínky pro konstrukci zařízení operační dopravy. Další potřebné parametry byly voleny s ohledem na vznikající layout (**Obrázek 26**) v [2]. Maximální rychlost jízdy byla stanovena na $v = 0,8 \text{ m/s}$, vzhledem k poměrně krátkým úsekům v layoutu se očekává poměrně dynamické chování vozidla a zrychlení bylo stanoveno na $a = 0,8 \text{ m/s}^2$. V layoutu nejsou plánované žádné výškové rozdíly, přesto návrh bude předpokládat, že by se v budoucnu mohly objevit. Proto byl stanoven požadavek na stoupání $\alpha = 0,1 \text{ rad} = 5,73^\circ$. Z důvodu zanechání volnosti v rozšiřování layoutu je volen kolový vozík, vedený opticky po černé čáře. Z podmínek pro manipulaci s technologickou paletou v kapitole 3.4 vyplývá, že při nakládce/vykládce technologické palety bude vozík pasivní (nebude obsahovat žádné nakládací/vykládací zařízení, veškerou manipulaci provede samotné stanoviště). Z layoutu také vyplývá požadavek na schopnost couvání. Proto vozík musí být vybaven zadními senzory.



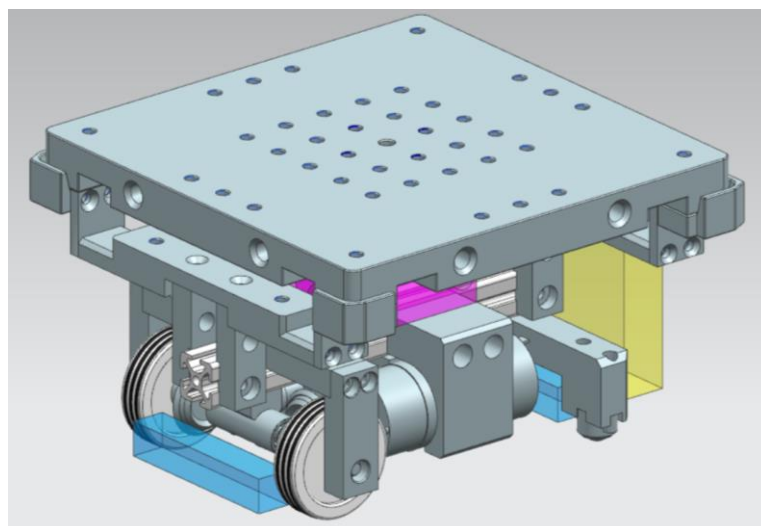
Obrázek 26: Layout modelu továrny průmyslu 4.0 [2]

4.1 Konstrukční uspořádání

Po konstrukční stránce je voleno uspořádání podvozku s dvěma hnanými koly a dvěma rolnami. Náhon kol je mezi sebou nezávislý a rozdílnou rychlostí náhonu je realizováno zatáčení. Toto uspořádání je voleno z důvodu možnosti otočení se na místě, případně manévrování s co nejmenším možným poloměrem. Následující **Obrázek 27** a **Obrázek 28** ukazují návrh vozíku. Základním nosným prvkem vozíku je hliníkový nosník o průřezu 20x20 mm, na který jsou připevněny jednotlivé prvky vozíku.

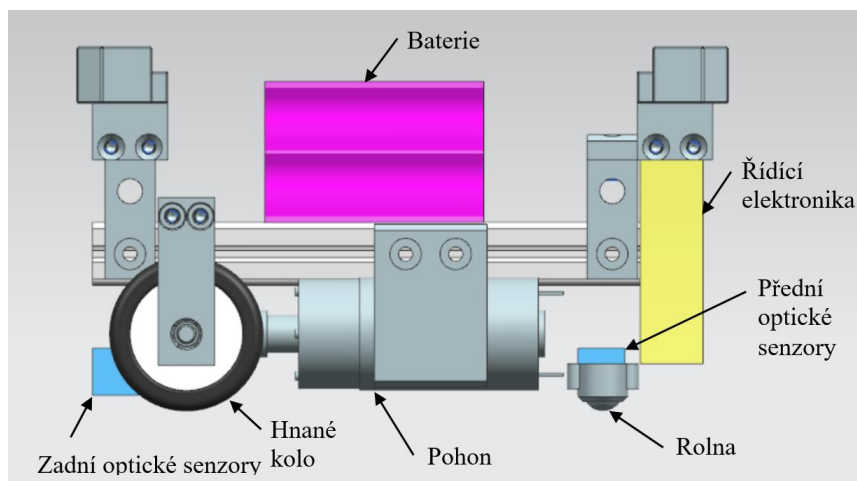


Obrázek 27: Model vozíku mezioperační dopravy



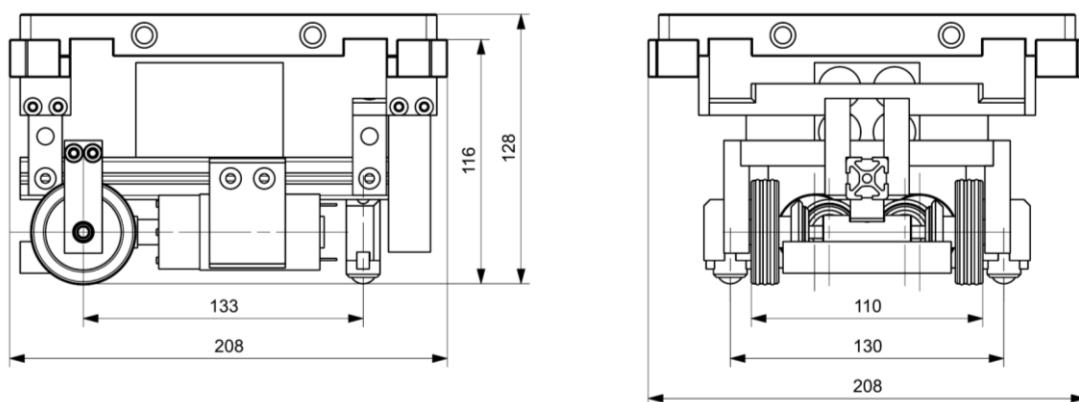
Obrázek 28: Model vozíku mezioperační dopravy s technologickou paletou

V návrhu jsou rozměrově navrženy oblasti, které nejsou řešeny v rámci této diplomové práce. Jedná se o oblasti týkající se řízení samotného vozíku. Následující **Obrázek 29** ukazuje jednotlivé prvky a vymezené prostory pro řídicí elektroniku.

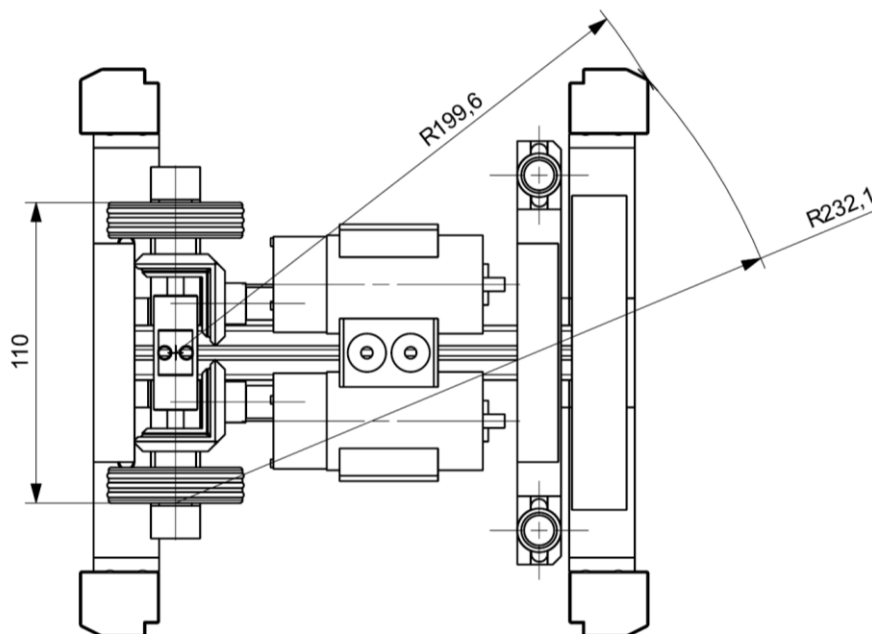


Obrázek 29: Prvky vozíku mezioperační dopravy

Rozměry výsledného návrhu ukazuje **Obrázek 30**. Celková délka vozíku je 208 mm, výška vozíku s technologickou paletou je 128 mm (+ obrobek) a bez technologické palety 116 mm. Šířka vozíku je 208 mm. Rozchod hnaných kol je 110 mm, rozchod roln je 130 mm, rozvor je 133 mm. Z návrhu byla stanovena maximální hmotnost vozíku i s technologickou paletou na **$m = 13 \text{ kg}$** . **Obrázek 31** zobrazuje poloměry volného prostoru, které jsou potřeba pro otočení vozíku. Pro otáčení v režimu, kdy jedno kolo stojí a druhé koná pohyb, je potřebný poloměr volného prostoru přibližně 233 mm. Při otáčení v režimu, kdy jedno kolo jede vpřed a druhé vzad, (otočení na místě) je potřebný poloměr volného prostoru přibližně 200 mm.



Obrázek 30: Rozměry vozíku mezioperační dopravy



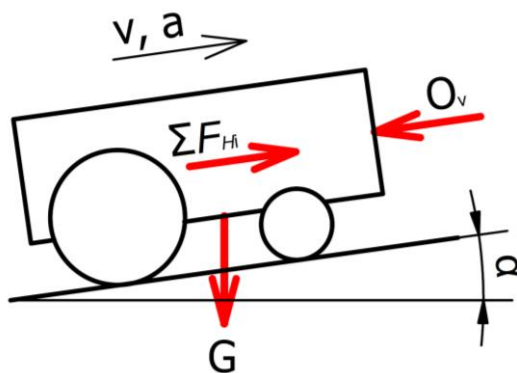
Obrázek 31: Prostor pro otočení vozíku mezioperační dopravy

4.2 Výpočty mezioperační dopravy

V rámci výpočtů je proveden návrh pohonu, přibližná kontrola potřebného prostoru pro baterie a pevnostní kontrola namáhaných dílů.

4.2.1 Návrh pohonu

Při návrhu pohonu se předpokládá, že je potřeba docílit všech požadovaných parametrů současně (tedy vozík o hmotnosti 13 kg se pohybuje rychlostí 0,8 m/s se zrychlením 0,8 m/s² na stoupání o sklonu 0,1 rad). Návrh pohonu je proveden podle [25]. **Obrázek 32** ukazuje působící síly na nástavbu vozíku.



Obrázek 32: Síly působící na nástavbu vozíku

Kde G je síla způsobená tíhou nástavby, O_v je síla odporu vzduchu působící na nástavbu a suma sil F_{Hi} je sumou hnačích sil působících na nástavbu. Podle obrázku lze psát základní pohybovou rovnici nástavby [25]:

$$m \cdot a = -O_v - G \cdot \sin \alpha + \sum_i F_{Hi} \quad (55)$$

Celkovou hnací sílu můžeme určit jako součet sil odporu:

$$F_H = O_z + O_s + O_v + O_f \quad (56)$$

Kde O_z je síla odporu zrychlení, O_s je síla odporu stoupání, O_f síla valivého odporu a O_v síla vzdušného odporu. Vzhledem k velikosti vozidla a rychlostem pohybu je síla vzdušného odporu zanedbána, $O_v = 0 \text{ N}$.

Pro další výpočty se v [25] řeší různé poloměry kola. Konkrétně valivý poloměr kola r_k a dynamický poloměr kola r_d . Tyto poloměry se snaží reálně popisovat chování pneumatiky, případný prokluz kola vozidla. V rámci řešeného problému v této diplomové práci bude vliv těchto jevů zanedbán a bude uvažováno, že $r_k = r_d = r = 0,025 \text{ m}$. Vztah mezi celkovým hnacím momentem a celkovou hnací silou poté lze určit jako:

$$F_H = \frac{M_K}{r} \quad (57)$$

Ve vztahu (56) se odpor zrychlením O_z určí podle vztahu:

$$O_z = m \cdot a + [(J_m \cdot i_p^2 \cdot i_r^2 + J_p \cdot i_r^2) \cdot \eta + J_K] \cdot \frac{a}{r} \quad (58)$$

Kde:

J_m	hmotnostní moment setrvačnosti motoru
J_p	hmotnostní moment setrvačnosti převodovky
J_K	hmotnostní moment kola
i_p	převod převodovky
i_r	převod rozvodovky
η	mechanická účinnost

Předpokládá se použití motoru se zabudovanou převodovkou Modelcraft RB350018-SY2425, 6 V, 18:1. Bohužel potřebné údaje v technickém listu motoru nejsou [26]. Pro tyto případy lze výpočet zjednodušit na vztah [25]:

$$O_z = \vartheta \cdot m \cdot a \quad (59)$$

Kde ϑ je součinitel vlivu rotačních částí. Ve zdroji [25] je uvedena tabulka součinitele vlivu rotačních částí pro motorová vozidla. Vzhledem k tomu, že navrhovaný pohon je elektrický, tedy svými vlastnostmi od motorových vozidel značně rozdílný, je použit koeficient pro elektrické lokomotivy, které by svými vlastnostmi měly být blíže. Koeficient součinitele vlivu rotačních částí pro elektrické lokomotivy je $\vartheta = 1,3$ [27]. Po dosazení hodnot:

$$O_z = 1,3 \cdot 13 \cdot 0,8$$

$$\mathbf{O_z = 13,52 \text{ N}}$$

Odpor stoupání O_s je určen ze vztahu:

$$O_s = G \cdot \sin \alpha \quad (60)$$

Kde G je síla způsobená tíhovým zrychlením a určí se podle vztahu:

$$G = m \cdot g \quad (61)$$

Po dosazení vztahu (61) do vztahu (60) a dosazení hodnot:

$$O_s = 13 \cdot 9,81 \cdot \sin 5,73$$

$$\mathbf{O_s = 12,73\ N}$$

Odpor třením O_f je určen vztahem:

$$O_f = f \cdot G \cdot \cos \alpha \quad (62)$$

Kde f je koeficient valivého odporu. Nebyly nalezeny tabulky, které by udávaly koeficient valivého odporu mezi gumou a deskou stolu. Proto byla zvolena hodnota koeficientu valivého odporu $f = 0,02$, protože tato hodnota zapadá do rozsahu hodnot koeficientu, které popisují tření mezi pneumatikou a pevným povrchem vozovky (asfalt, beton, dlažba, náledí) v tabulce z [25]. Po dosazení vztahu (61) do vztahu (62) a dosazení hodnot:

$$O_f = 0,02 \cdot 13 \cdot 9,81 \cdot \cos 5,73$$

$$\mathbf{O_f = 2,54\ N}$$

Jednotlivé vypočítané odpory jsou dosazeny do vztahu (56):

$$F_H = 13,52 + 12,73 + 0 + 2,54$$

$$\mathbf{F_H = 28,79\ N}$$

Ze vztahu (57) je vyjádřen celkový hnací moment a dosazeny hodnoty:

$$M_K = 28,79 \cdot 0,025$$

$$\mathbf{M_K = 0,72\ Nm}$$

Protože vozík bude hnán při přímé jízdě dvěma motory, které se na zátěži budou podílet stejnou měrou, výsledný potřebný moment od jednoho pohonu je:

$$M_{ki} = \frac{M_K}{2} \quad (63)$$

Po dosazení:

$$M_{ki} = \frac{0,72}{2}$$

$$\mathbf{M_{ki} = 0,36\ Nm}$$

Následuje výpočet otáček kola při požadované rychlosti. Množství otáček je dáno vztahem:

$$n_k = \frac{60 \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad (64)$$

Po dosazení hodnot:

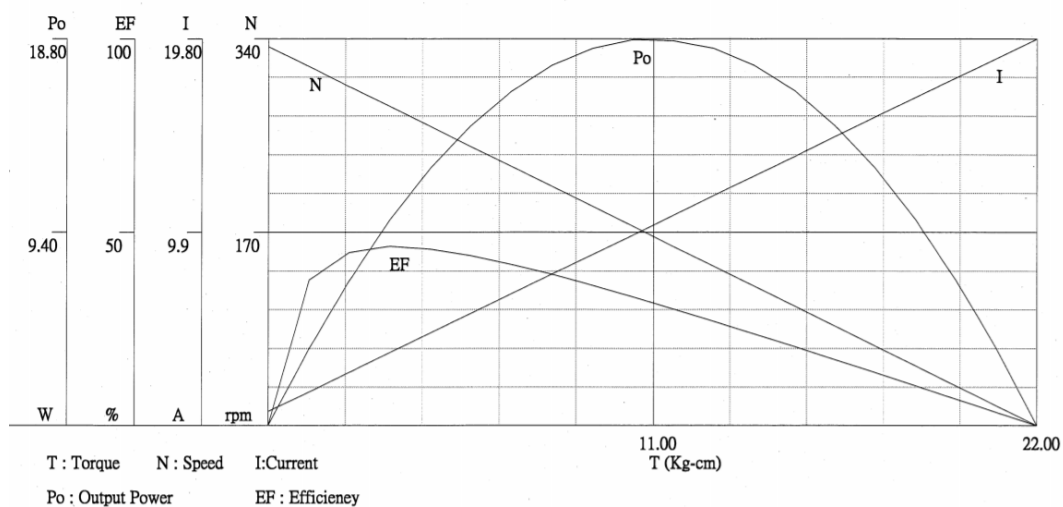
$$n_k = \frac{60 \cdot 0,8}{2 \cdot \pi \cdot 0,025}$$

$$n_k = 306 \text{ ot/min}$$

Vypočítané údaje jsou porovnány s navrhovaným motorem Modelcraft RB350018-SY2425, 6 V, 18:1. Jeho parametry jsou [26]:

Maximální krouticí moment:	$M_{max} = 2,45 \text{ Nm}$
Otáčky během zatížení:	$n_{zat} = 310 \text{ ot/min}$
Otáčky na prázdkno:	$n = 340 \text{ ot/min}$
Jmenovité napětí:	$U = 6 \text{ V}$
Proud na prázdkno:	$A = 0,75 \text{ A}$
Proud při zátěži (max.):	$A_{max} = 1,55 \text{ A}$

Graf 3 zobrazuje charakteristiku zvoleného motoru.



Graf 3: Charakteristika motoru Modelcraft RB350018-SY2425, 6 V, 18:1 [26]

Motor vyhovuje vypočítaným potřebným parametrům s dostatečnou rezervou. Rezerva je tak velká z důvodu, že slabší motor, který by zároveň splňoval potřebné kritéria, nebyl nalezen. Velkou výhodou motoru je integrovaná převodovka. Motor zobrazuje **Obrázek 33**.



Obrázek 33: Motor Modelcraft RB350018-SY2425, 6 V, 18:1 [26]

4.2.2 Návrh napájení

Výdrž vozíku nebyla přesně specifikována, proto je spočítána potřebná kapacita článku pro 1 hodinu provozu. Výpočet bude proveden pro plný odběr motorů po celý čas a oproti tomu bude zanedbán odběr řídicí elektroniky. Protože motory jsou dva, celkový maximální odběr motorů je:

$$A_{cmax} = 2 \cdot A_{max} \quad (65)$$

Po dosazení:

$$A_{cmax} = 2 \cdot 1,55$$

$$A_{cmax} = 3,1 \text{ A}$$

Potřebná kapacita článku pro činnost o času 1 hodině je vyjádřena z definice 1 Ah jako [28]:

$$Q = h \cdot A_{cmax} \quad (66)$$

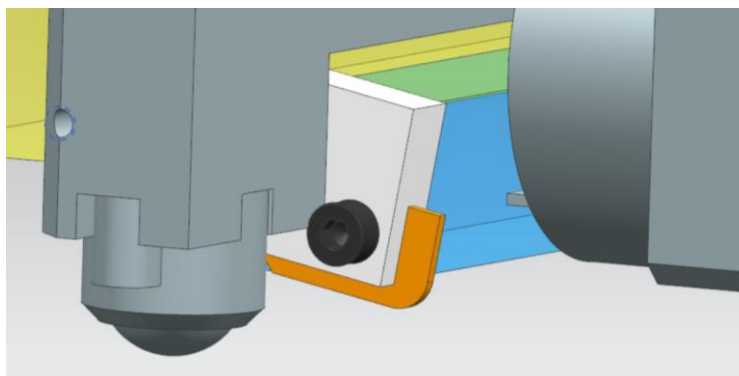
Kde Q je náboj v Ah a h je čas v hod. Po dosazení hodnot:

$$Q = 1 \cdot 3,1$$

$$Q = 3,1 \text{ Ah} = 3100 \text{ mAh}$$

Pro baterie je v návrhu vymezen prostor 50x45x70 mm. Nabíjecí Li-Ion Baterie 26650 4500mAh 3C má délku 65,5 mm a průměr 26,5 mm. Její nominální napětí je 3,7 V [29]. Proto je potřeba do vymezeného prostoru umístit dvě tyto baterie zapojené do série. Vymezený prostor je dostačující pro více jak hodinový provoz.

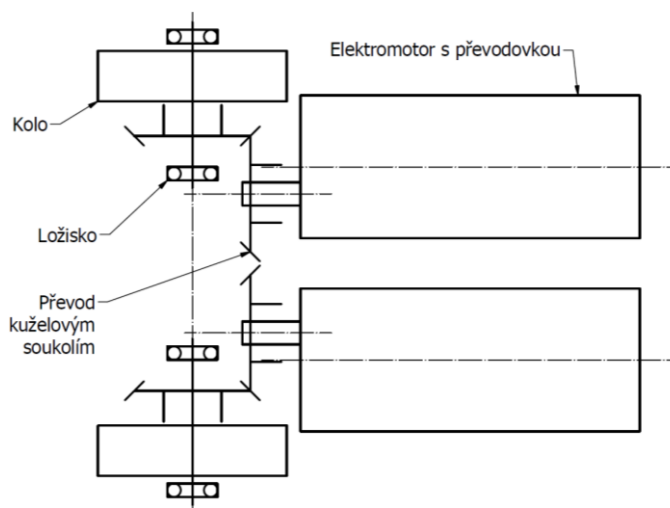
Pro nabíjení baterie jsou zespodu mezi rolnami umístěny kontakty pro připojení k nabíjecí stanici. Jeden nabíjecí kontakt ukazuje **Obrázek 34**. Druhý pól je zrcadlově umístěn na druhé straně vozíku. Samotný kontakt – měděný plech (na obrázku oranžový) je umístěn v odpruženém plastovém pouzdru (na obrázku bílé). Kontakt je v pouzdru sevřen přes plastový šroub (na obrázku černý), který zároveň tvoří doraz odpružené polohy.



Obrázek 34: Nabíjecí kontakt

4.2.3 Kontrola kuželového převodu

Z důvodu velikosti motorů je jejich osa umístěna podélně s osou vozíku. Transformaci pohybu do osy kol zajistí převody s kuželovými soukolími. **Obrázek 35** ukazuje samotné uspořádání.



Obrázek 35: Schéma uspořádání náhonu vozíku

Kuželové soukolí je vyrobeno z polyacetalu (POM) a podle katalogu má tyto parametry [30]:

Modul:	$m_e = 1 \text{ mm}$
Počet zubů:	$z = 30$
Převodový poměr:	$i_z = 1$
Úhel mezi hřídeli:	$\Sigma = 90^\circ$
Maximální přenášený krouticí moment:	$M_{zmax} = 26,3 \text{ Nm}$
Vnější roztečná kružnice:	$D_e = 30 \text{ mm}$
Šířka zubu:	$b = 7 \text{ mm}$

Maximální přenášený moment je výrazně vyšší než maximální moment motoru. Pro další výpočty je potřeba určit místo a velikosti složek přenášené síly. Výpočet je proveden podle [12]. Poloviční vrcholové úhly roztečných kuželů pro úhel mezi hřídeli 90° se určí podle vztahů:

$$\tan \delta_1 = \frac{1}{i_z} \quad (67)$$

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 \quad (68)$$

Po dosazení hodnot do vztahu (67):

$$\delta_1 = \arctan \frac{1}{1}$$

$$\delta_1 = 45^\circ$$

A po dosazení do vztahu (68):

$$\delta_2 = 90 - 45$$

$$\delta_2 = 45^\circ$$

Vzhledem k tomu že obě ozubená kola jsou shodná, není potřeba rozlišovat jejich indexy a $\delta_1 = \delta_2 = \delta = 45^\circ$. Následuje výpočet průměru střední roztečné kružnice, kde se očekává působení výslednice normálových sil (síla působící mezi boky zubů) a tedy i působíště jejich složek. Průměr střední rozteční kružnice se určí podle vztahu:

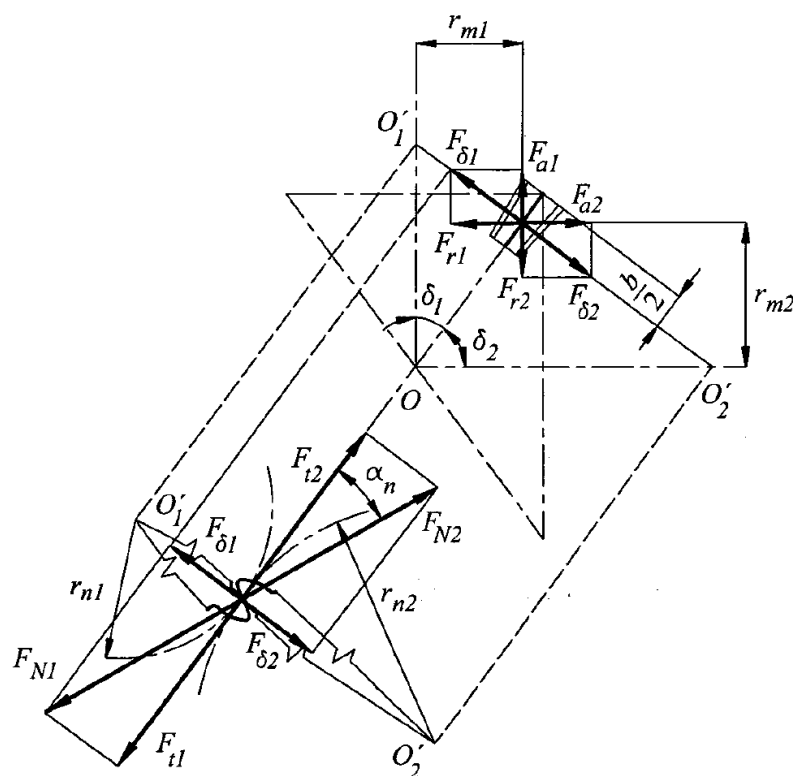
$$D_m = D_e - b \cdot \sin \delta \quad (69)$$

Po dosazení:

$$D_m = 30 - 7 \cdot \sin 45$$

$$D_m = 25,05 \text{ mm}$$

Princip určení jednotlivých sil zobrazuje následující **Obrázek 36**.



Obrázek 36: Silové poměry kuželového soukolí s přímými zuby [12]

První složka normálové síly působící v normálové rovině je tečná (obvodová) síla, která se určí:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{max}}{D_m} \quad (70)$$

Po dosazení hodnot:

$$F_t = \frac{2 \cdot 2450}{25,05}$$

$$F_t = 195,61 \text{ N}$$

Druhá složka normálové síly působící v normálové rovině je síla površková, určena podle vztahu:

$$F_\delta = F_t \cdot \tan \alpha_n \quad (71)$$

Kde α_n je úhel záběru. Pro standartní evolventní ozubení $\alpha_n = 20^\circ$. Po dosazení hodnot:

$$F_\delta = 195,61 \cdot \tan 20$$

$$F_\delta = 71,2 \text{ N}$$

Ze silových poměrů (**Obrázek 36**) vyplývá, že axiální síla působící na kolo jedna (F_{a1}) je reakcí radiální síle působící na kolo dva (F_{r2}) a obdobně to platí pro síly F_{a2} a F_{r1} . Protože úhel mezi hřídeli je 90° a převodové číslo 1, je zřejmé, že musí platit, že $F_{a1} = F_{r2} = F_{a2} = F_{r1}$, pro

zjednodušení opět bude dále uváděno bez číselných indexů. Pro tento případ uspořádání převodu poté platí:

$$F_a = F_r = F_\delta \cdot \cos \delta \quad (72)$$

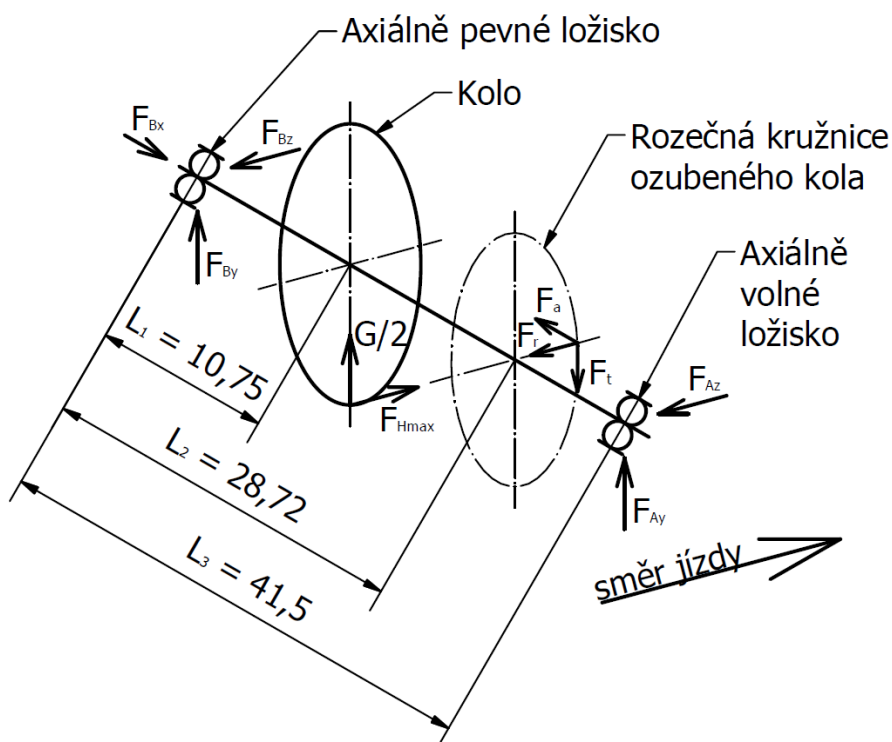
Po dosazení hodnot:

$$F_a = F_r = 71,2 \cdot \cos 45$$

$$F_a = F_r = 50,34 \text{ N}$$

4.2.4 Kontrola hřídele kola

Hřídel kola je namáhána symetrickým střídavým ohybem a statickým krutem (pro výpočet bude uvažováno, že průběh krutu má stále spíše statickou podstatu). Návrh hřídele je proveden pro maximální krouticí moment, který je elektromotor schopen vytvořit. Rozložení prvků na hřídeli a jejich silové zatížení ukazuje **Obrázek 37**.



Obrázek 37: Silový rozbor hřídele kola

Pomocí vztahu (57), kde za hnací moment je dosazen maximální moment motoru je vypočítána maximální hnací síla od kola:

$$F_{Hmax} = \frac{2,45}{0,025}$$

$$F_{Hmax} = 98 \text{ N}$$

Pomocí rovnic rovnováhy jsou vypočítány jednotlivé reakce na ložiska.

Momentová rovnice rovnováhy v rovině x-z z místa axiálně pevného ložiska:

$$-F_{Az} \cdot L_3 - F_r \cdot L_2 + F_a \cdot \frac{D_m}{2} + F_{Hmax} \cdot L_1 = 0 \quad (73)$$

Po vyjádření F_{Az} a dosazení hodnot:

$$F_{Az} = \frac{-50,34 \cdot 28,72 + 50,34 \cdot \frac{25,05}{2} + 98 \cdot 10,75}{41,5}$$

$$F_{Az} = 5,74 \text{ N}$$

Rovnice rovnováhy posouvajících sil ve směru osy z:

$$-F_{Bz} + F_{Hmax} - F_r - F_{Az} = 0 \quad (74)$$

Po vyjádření F_{Bz} a dosazení:

$$F_{Bz} = 98 - 50,34 - 5,74$$

$$F_{Bz} = 41,92 \text{ N}$$

Momentová rovnice rovnováhy v rovině x-y z místa axiálně pevného ložiska:

$$F_t \cdot L_2 - \frac{G}{2} \cdot L_1 - F_{Ay} \cdot L_3 = 0 \quad (75)$$

Po vyjádření F_{Ay} a dosazení hodnot:

$$F_{Ay} = \frac{195,61 \cdot 28,72 - \frac{127,53}{2} \cdot 10,75}{41,5}$$

$$F_{Ay} = 118,85 \text{ N}$$

Rovnice rovnováhy posouvajících sil ve směru osy y:

$$-F_{By} - \frac{G}{2} + F_t - F_{Ay} = 0 \quad (76)$$

Po vyjádření F_{By} a dosazení hodnot:

$$F_{By} = 195,61 - \frac{127,53}{2} - 118,85$$

$$F_{By} = 13 \text{ N}$$

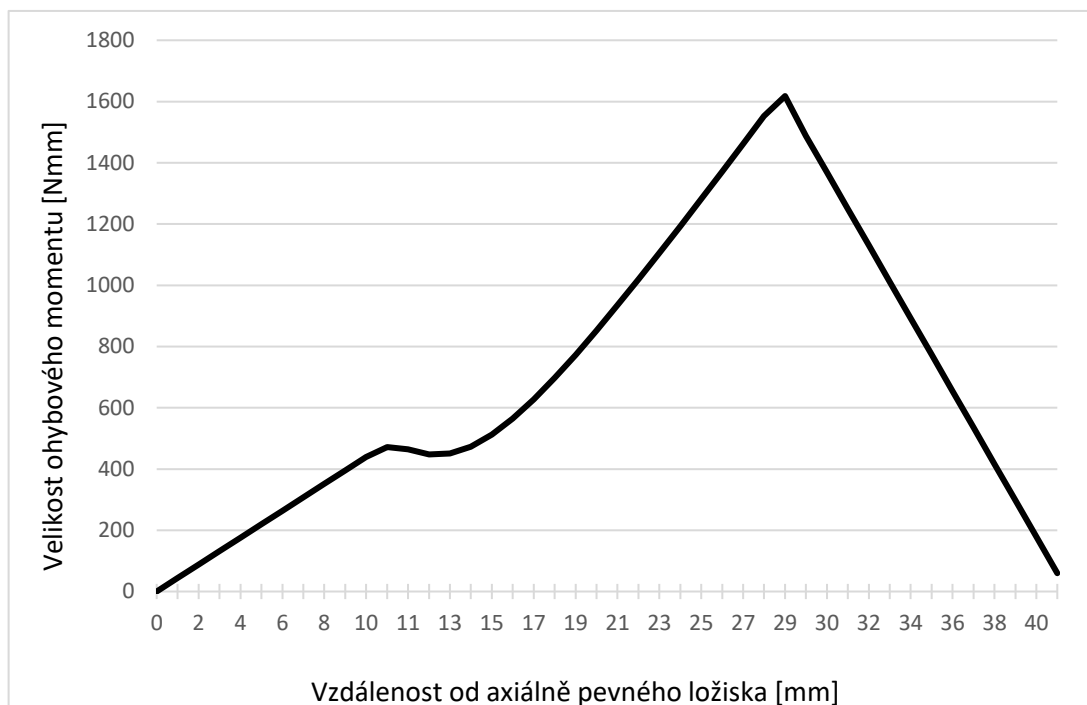
Rovnice rovnováhy posouvajících sil ve směru osy x:

$$F_{Bx} - F_a = 0 \quad (77)$$

Po vyjádření F_{Bx} a dosazení hodnot:

$$F_{Bx} = 50,34 \text{ N}$$

Ze získaných hodnot reakcí a jednotlivých zatížení byl sestaven **Graf 4** zobrazující průběh velikosti ohybového momentu v hřídeli kola v závislosti na vzdálenosti od axiálně pevného ložiska.



Graf 4: Průběh velikosti ohybového momentu v hřídeli kola

Maximální ohybový moment je v místě působení sil na ozubeném kolu o velikosti **$M_{omax} = 1617,90 \text{ Nmm}$** .

Kontrola hřídele na namáhání ohybem a krutem je provedena obdobným způsobem jako v kapitole 3.3.4., v tomto případě je kontrolováno pouze jedno místo a to místo pod ozubeným kolem, kde působí největší ohybový moment a průřez hřídele je současně nejmenší (průměr **$d = 6 \text{ mm}$**). V tomto místě je hřídel bez vrubu (přenos momentu je zajištěn třecí vazbou). Materiál hřídele je volen 11 500 a ze strojnických tabulek jsou odečteny základní materiálové vlastnosti potřebné pro výpočet [15]:

Mez kluzu v tahu:

$$R_e = 245 \text{ MPa}$$

Mez únavy v ohybu:

$$\sigma_{oC} = 175 \text{ MPa}$$

Podle vztahu (44) je mez kluzu v tahu převedena na mez kluzu v krutu a po dosazení hodnot:

$$\tau_{kk} = \frac{245}{2}$$

$$\tau_{kk} = 122,5 \text{ MPa}$$

Modul průřezu v krutu je určen podle vztahu (39):

$$W_k = \frac{\pi \cdot 6^3}{16}$$

$$\mathbf{W_k = 42,41 \text{ mm}^3}$$

Napětí v krutu je určeno podle vztahu (38), kde za krouticí moment je dosazen maximální moment od motoru:

$$\tau_k = \frac{2450}{42,41}$$

$$\mathbf{\tau_k = 57,77 \text{ MPa}}$$

Modul průřezu v ohybu je určen podle vztahu (37):

$$W_o = \frac{\pi \cdot 6^3}{32}$$

$$\mathbf{W_o = 21,21 \text{ mm}^3}$$

Napětí v ohybu je určeno podle vztahu (36), kde za ohybový moment je dosazen maximální ohybový moment:

$$\sigma_o = \frac{1617,9}{21,21}$$

$$\mathbf{\sigma_o = 76,28 \text{ MPa}}$$

Podle vztahu (41) je určena dílčí bezpečnost v krutu:

$$k_k = \frac{122,5}{57,77}$$

$$\mathbf{k_k = 2,12}$$

Podle vztahu (42) je určena dílčí bezpečnost v ohybu:

$$k_o = \frac{175}{76,28}$$

$$\mathbf{k_o = 2,29}$$

Celková bezpečnost je vyjádřena ze vztahu (43):

$$k = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{2,29^2} + \frac{1}{2,12^2}}}$$

$$\mathbf{k = 1,56}$$

Hodnota součinitele bezpečnosti je přiměřeně vysoká (pro součásti neohrožující zdraví je doporučen interval 1,2 až 1,5 [8]). Hřídel je počítána na maximální krouticí moment, který motor zvládne vytvořit. Ovšem tento moment nezvládnou přenést svěrné spoje mezi ozubenými koly a hřídeli. Proto je potřeba pokaždé, když dojde k zablokování kol vozíku (názrazem, zapadnutím), prohlédnout (dotáhnout) spoj mezi hřídelí a nábojem ozubeného kola.

Z toho důvodu je provedena kontrola spojení náboje ozubeného kola s hřídelem na přenos momentu o velikosti podle návrhu pohonu. Kontrola je provedena shodně jako v kapitole 3.3.3. Po dosazení do vztahu (23) za $M_k = M_{ki} = 360 \text{ Nmm}$, za $d = 6 \text{ mm}$ a za $f = 0,15$.

$$F_N = \frac{360}{6 \cdot 0,15}$$

$$F_N = 400$$

A po dosazení hodnot do vztahu (24). Kde za F_Q je z důvodu bezpečnosti výpočtu dosazen 1,5 násobek potřebné síly $F_Q = 1,5F_N = 600 \text{ N}$. Závit šroubu je volen M3, z toho vyplývají tyto údaje $d = 3 \text{ mm}$, $D_1 = 2,5 \text{ mm}$, $P = 0,5 \text{ mm}$. Tloušťka náboje je $m = 4,5 \text{ mm}$.

$$p = \frac{4 \cdot 600}{\frac{4,5}{0,5} \cdot \pi \cdot (3^2 - 2,5^2)}$$

$$p = 30 \text{ MPa}$$

Bohužel se nepovedlo sehnat hodnotu dovoleného tlaku v závitech pro plast POM, ze kterého jsou ozubená kola. Proto je závit zkontrolován porovnáním se šrouby do plastu. Katalog [16] garantuje pro šroub PT K30 o jmenovitém průměru 3 mm, průměru předvrtaného otvoru 2,25 mm a délce zašroubování 6 mm v materiálu POM minimální pevnost v tahu 2,7 kN. Podle bakalářské práce [31] lze v případě tvrdých houževnatých plastů uvažovat, že síla se na závity rozkládá rovnoměrně po celé délce závitu. A lze tak říci, že délka závitu je přímo úměrná únosnosti. Z daných zjištění vyplývá, že závit by měl sílu 600 N působící na šroub s rezervou přenést.

Obdobně je ještě provedena kontrola spojení hřídele s kolem pomocí pera. Není žádoucí, aby spojení bylo zničeno, jelikož se nedá snadno opravit jako spojení hřídele s ozubenými koly, proto je počítáno na maximální krouticí moment, který je schopen motor vytvořit $M_{max} = 2450 \text{ Nmm}$. Výpočet je proveden podle [8]. Délka pera je $l_p = 6 \text{ mm}$, hloubka drážky v náboji je $t_1 = 0,9 \text{ mm}$. Průměr hřídele pod perem je $d_p = 8 \text{ mm}$. Tlak ve stykových plochách pera [8]:

$$p_p = \frac{2 \cdot M_{max}}{d_p \cdot l_p \cdot t_1} \quad (78)$$

Po dosazení hodnot:

$$p_p = \frac{2 \cdot 2450}{8 \cdot 6 \cdot 0,9}$$

$$p_p = 113,43 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak pro neposuvný ocelový náboj je 120 MPa [8]. Pero na tlak s nízkou rezervou vyhovuje. Nízká rezerva nevadí, za normální situace by mělo dojít k prokluzu spoje mezi hřídelí a nábojem ozubeného kola. Tím pádem by se takto velký moment k peru neměl dostat.

4.2.5 Kontrola ložisek

Kontrola ložisek je provedena obdobným způsobem jako kontrola ložisek posuvového šroubu v kapitole 3.3.5. Před výpočtem ložisek je určeno celkové radiální namáhání jednotlivých ložisek pomocí pythagorovského součtu složek radiálního namáhání v jednotlivých osách (y a z). Výpočet je proveden podle vztahu:

$$F_r = \sqrt{F_z^2 + F_y^2} \quad (79)$$

Po dosazení hodnot pro axiálně volné ložisko (index A):

$$F_{Ar} = \sqrt{5,74^2 + 118,85^2}$$

$$F_{Ar} = 118,99 \text{ N}$$

Po dosazení hodnot pro axiálně pevné ložisko (index B):

$$F_{Br} = \sqrt{41,92^2 + 13^2}$$

$$F_{Br} = 43,89 \text{ N}$$

Protože nelze jednoznačně logicky určit, které ložisko vydrží méně, je provedena kontrola obou ložisek. Protože kontrola ložiska už v této diplomové práci prováděna je a postup je shodný (viz kapitola 3.3.5), následující **Tabulka 4** zobrazuje jen výsledky. Pro uložení hřídele kol budou použity ložiska 618/6 SKF o těchto parametrech [32]:

Základní dynamická únosnost:	$C = 715 \text{ N}$
Základní statická únosnost:	$C_0 = 224 \text{ N}$
Výpočtový součinitel:	$f_0 = 7$

Tabulka 4: Kontrola ložisek vozíku

Veličina	Vztah	Ozn.	Ložisko A	Ložisko B	Jednotka
Radiální zatížení		F_r	118,99	43,89	N
Axiální zatížení		F_a	0	50,34	N
Poměr F_a/F_r	(47)		0	1,15	
Poměr $f_0 \cdot F_a/C_0$	(48)		0	1,57	
Součinitel radiálního dyn. zatížení		X	1	0,56	
Součinitel axiálního dyn. zatížení		Y	0	1,55	
Dynamické ekvivalentní zatížení	(46)	P	118,99	102,61	N
Základní trvanlivost ložiska	(45)	L_{10}	216,96	338,34	$\times 10^6$ ot

Pro axiálně volné ložisko, kde je základní trvanlivost nižší, je základní trvanlivost převedena na ujetou vzdálenost vozítka podle vztahu:

$$L_{l10A} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L_{10A} \cdot 10^{-3} \quad (80)$$

Po dosazení hodnot:

$$L_{l10A} = 2 \cdot \pi \cdot 0,025 \cdot 216,96 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3}$$
$$L_{l10A} = \mathbf{34080 \text{ km}}$$

Vzdálenost, kterou lze s danými ložisky ujet, je dostačující.

4.3 Řízení vozíku

Samotná elektronika a logika řízení vozíku není předmětem této práce. V této kapitole jsou uvedeny informace pro řízení vozíku vyplývající z provedeného návrhu. Elektronika řízení motorů by měla být dimenzována pro pohon dvou elektromotorů, každý o jmenovitém napětí 6 V a maximálním proudu 1,55 A.

Orientace vozíku po layoutu se očekává primárně pomocí dvou řad optických senzorů snímající černou čáru. Jedna řada pro jízdu vpřed a jedna řada pro jízdu vzad. Primárně by měl být používán směr jízdy vpřed, při které by vozík měl být schopen dosáhnout rychlosti 0,8 m/s. Pro vyjíždění ze stanic lze použít směr jízdy vzad. Při tomto směru bude potřeba upravit maximální rychlost jízdy možnostem řízení (optické senzory pro jízdu ve směru vzad jsou blízko ose zatačení vozíku). Pro inspiraci návrhu řízení lze použít diplomovou práci [33].

Komunikace samotného vozíku s okolními prvky modelu továrny průmyslu 4.0 se předpokládá prostřednictvím Wi-Fi modulu.

5 Závěr

V rámci prvního hlavního úkolu této diplomové práce bylo navrženo zařízení operační dopravy, sloužící k zakládání a upínání technologické palety do CNC frézky. Zařízení je navrženo pro manipulaci s technologickými paletami o rozměru 198 x 198 x 20 mm s polotovarem o maximální hmotnosti polotovaru 5 kg a maximální výšce polotovaru 60 mm. Pracovní cyklus zařízení (odebrání palety, upnutí, odepnutí a uložení palety) je navržen na dobu 56 s. V rámci layoutu je potřeba mimo CNC frézku vyhrazeného prostoru na délku 505 mm a na šířku 311 mm. Předpokládané náklady na realizaci jsou přibližně 12 000 Kč (bez nákladů strojní výroby).

V rámci druhého hlavního úkolu této diplomové práce bylo navrženo zařízení mezioperační dopravy. Maximální rychlost je navržena při pohybu vpřed na sklonu o velikost 5° na hodnotu 0,8 m/s. Díky požadavkům layoutu je počítáno s jízdou vzad. Maximální rychlost jízdy vzad bude omezena díky krátkému předsazení čidel před hnanými koly, řídicí logikou než parametry pohonu. Šířka a délka vozíku je 208 mm a výška bez technologické palety je 116 mm. Minimální potřebný volný prostor při otáčení je kruh o poloměru 200 mm. Předpokládané náklady na realizaci jsou přibližně 5 000 Kč (bez nákladů strojní výroby).

Zhodnocení cílů této diplomové práce:

A. Návrh konstrukce automatického manipulačního prostředku pro zakládání a upnutí technologických palet do stávající stolní CNC frézky (operační doprava):

1. Rešerše existujících řešení a stav výzkumu v dané oblasti:

Rešerše způsobů upínání obrobků se zaměřením na technologické palety je provedena v kapitole 2.1. V rámci této rešerše byla zvolena technologická paleta se závitovými otvory a upínání s použitím naváděcích čepů.

2. Definování požadovaných parametrů na konstrukci:

Část parametrů byla definována z parametrů CNC frézky z [3]. Další parametry pro návrh operační dopravy byly získány z návrhu technologické palety (kapitola 3.1). Maximální hmotnost a výška polotovaru byla dohodnuta v rámci řešení souběžných diplomových prací.

3. Potřebné výpočty, návrh upínacího systému palet, návrh pohonů:

Výpočty potřebné pro návrh pohonů a pro kontrolu jednotlivých namáhaných součástí jsou provedeny v kapitole 3.3.

4. Konstrukční řešení systému dopravy palet, případně praktická realizace:

Jednotlivá konstrukční řešení a vítězný návrh jsou řešeny v kapitole 3.2. Praktická realizace byla zahájena nákupem součástek, polotovarů a bylo vyrobeno i několik dílů. Bohužel z časového důvodu a vytíženosti strojů realizace nebyla dokončena.

5. Zhodnocení řešení:

Základní parametry operační dopravy jsou popsány a zhodnocení jednotlivých cílů je provedeno v této kapitole.

B. Řešení konstrukce systému pro mezioperační dopravu těchto palet:

1. Rešerše existujících řešení a stav výzkumu v dané oblasti:

Rešerše mezioperační dopravy s následným zaměřením na automatizované vozíky je provedena v kapitole 2.2. Z rešerše byl zvolen jako nejlepší kolový vozík vedený opticky po černé čáře.

2. Definování požadovaných parametrů na konstrukci:

Velká část parametrů vyplynula z návrhu operační dopravy. Jednalo se o parametry hlavně rozměrové a také o požadavek na nosnost celkem 7 kg. Tyto parametry shrnuje kapitola 3.4. Dalšími vstupními parametry byl návrh uspořádání layoutu z [2]. Z něho například vyplynula potřeba couvání.

3. Potřebné výpočty návrh pohonů:

Výpočty potřebné pro návrh pohonu a pro kontrolu jednotlivých namáhaných součástí jsou provedeny v kapitole 4.2.

4. Konstrukční řešení systému dopravy palet, případně praktická realizace:

Konstrukční řešení je popsáno v kapitole 4.1. V rámci praktické realizace byl proveden nákup pouze několika součástí (rolny, ozubená kola, motory). Další realizace z časových důvodů nebyla provedena.

5. Zhodnocení řešení:

Základní parametry mezioperační dopravy jsou popsány a zhodnocení jednotlivých cílů je provedeno v této kapitole.

V rámci zadaných cílů práce se všechny cíle až na případnou výrobu povedly naplnit. Byly i splněny všechny zadané parametry pro operační a mezioperační dopravu.

Citovaná literatura

1. **LÁNÍK, Štěpán.** *Návrh automatické výměny nástrojů pro stolní CNC frézku.* Liberec : TU v Liberci, rozpracována. [diplomová práce].
2. **SMETANA, Aleš.** *Návrh inteligentního skladu.* Liberec : TU v Liberci, rozpracována. [diplomová práce].
3. **ŠEVIC, Martin.** *Konstrukce malého CNC stroje pro model výrobního systému s koncepcí Průmyslu 4.0.* Liberec : TU v Liberci, 2017. [diplomová práce].
4. **J. MAREK A KOLEKTIV.** *Konstrukce CNC obráběcích strojů.* Praha : MM publishing, s. r. o., 2006.
5. **BORTLÍK, Ondřej.** *Moderní prostředky meziperační dopravy a možnost jejich optimalizace.* Plzeň : Západočeská Universita v Plzni, 2017.
6. **Systech Group s.r.o.** *Systech Group - produkty AGV.* [Online] [Citace: 4. 12 2019.] <http://systechgroup.eu/cs/produkty/agv/>.
7. **Erwin Halder KG.** *Halder - Naváděcí čepy k přišroubování, odpovídající DIN 6321.* [Online] [Citace: 3. 3 2020.] <https://www.halder.com/cz/Produkty/Normovane-dily/Strojni-a-zajistovaci-prvky/Podpery-a-navadeci-cepy/Navadeci-cepy-k-prisroubovani-odpovidajici-DIN-6321>.
8. **PEŠÍK, Lubomír.** *Části strojů - stručný přehled - 1. díl.* Liberec : TU v Liberci, 2010.
9. **CNC shop s.r.o.** *57STH76 - krokový 2-fázový motor 1,9Nm.* [Online] [Citace: 11. 3 2020.] <http://www.cncshop.cz/57sth76-krokovy-2-fazovy-motor-1-9nm>.
10. **Haberkorn s.r.o.** *Ozubená řemenice GT 5MR (rozteč 5,0 mm).* [Online] [Citace: 17. 3 2020.] https://eshop.haberkorn.cz/ozubena-remenice-gt-5mr-roztec-5-0-mm-ozubena-remenice-gt-5mr-roztec-5-0-mm-1-24.html?force_sid=e6ffe9b0ebfdb1375afaba5caf02fe06.
11. —. *Ozubený řemen neoprénový nekonečný PowerGrip GT3 5MGT.* [Online] [Citace: 17. 3 2020.] <https://eshop.haberkorn.cz/ozuben-y-remen-neoprenovy-nekonecny-powergrip-gt3-5mgt-ozuben-y-remen-neoprenovy-nekonecny-powergrip-gt3-5mgt-1-78.html>.
12. **PEŠÍK, Lubomír.** *Části strojů - stručný přehled - 2. díl.* Liberec : TU v Liberci, 2010.
13. **Electric Skateboard Builders Forum.** *Why don't people use GT3 pulleys and belts?* [Online] [Citace: 17. 3 2020.] <https://www.electric-skateboard.builders/t/why-dont-people-use-gt3-pulleys-and-belts/71058>.
14. **SŠPU Opava.** *Spoje hřídele s nábojem silovým stykem.* [Online] [Citace: 5. 4 2020.] https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablon/SPS_II/VY_32_INOVACE_C-07-06.pdf.
15. **LEINVEBER, J. a P. VÁVRA.** *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření.* Úvaly : Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

16. **Bossard CZ s.r.o.** *Technické informace - spojovací technika*. [Online] [Citace: 5. 4 2020.] <https://www.briol.cz/data/editor/file/BOSSARD%20Techinfo.pdf>.
17. **HLOŽANKA, Dušan.** *MECHANISMY OBECNÉHO POHYBU. Střední průmyslová škola Ostrava - Vítkovice*. [Online] [Citace: 27. 5 2019.] <https://www.spszengrova.cz/texty/texty/SPS/SPS%203%20%20Mechanismy%20obecn%C3%A9ho%20pohybu-%20%C5%A0roubov%C3%A9%20mechanismy-UT.pdf>.
18. **ZELENÝ, Petr.** *Příklady výpočtů částí strojů*. Liberec : Technická univerzita v Liberci, 2015.
19. **CNC shop s.r.o.** *TR trapézové válcované šrouby*. [Online] [Citace: 18. 3 2020.] <http://www.cncshop.cz/trapezove-valcovane-srouby-tr1604>.
20. **Katedra mechaniky a pružnosti.** *Podmínky plasticity*. [Online] TU v Liberci. [Citace: 27. 4 2020.] http://www.kmp.tul.cz/system/files/5_plast_podminky.pdf.
21. **Západočeská univerzita v Plzni - Katedra mechaniky.** *Rovinná a prostorová napjatost*. [Online] [Citace: 18. 3 2020.] https://www.kme.zcu.cz/kmet/ppe/teorie/12_natp_01.pdf.
22. **SKF CZ, a.s.** *Kuličková ložiska - 607*. [Online] [Citace: 22. 3 2020.] <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-607?system=metric>.
23. **Příspěvatelé Wikipedie.** *Tíhové zrychlení*. [Online] Wikipedie: Otevřená encyklopedie, 4. 3 2020. [Citace: 23. 3 2020.] https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=T%C3%ADhov%C3%A9_zrychlen%C3%AD&oldid=18225227.
24. **MICROCON.** *Technické parametry krokového motoru SX17-1005LQCEF*. [Online] [Citace: 23. 3 2020.] <http://www.krokovemotory.cz/SX17-1005LQCEFDs.pdf>.
25. **VLK, František.** *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno : František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
26. **Conrad Electronic Česká republika, s.r.o.** *Technical data RB350018-2AH22R*. [Online] [Citace: 22. 1 2020.] http://www.produktinfo.conrad.com/datenblaetter/225000-249999/233128-da-01-en-HOCHLEISTUNGSGETRIEBEMOTOR_6V_DC_1_18.pdf.
27. **Odbor vozového hospodářství FMD a odbor lokomotivního hospodářství FMD.** *Popis brzd železničních vozidel SR 15 (V)*. Praha : Nakladatelství dopravy a spojů, 1983.
28. **Příspěvatelé Wikipedie.** *Ampérhodina*. [Online] Wikipedie: Otevřená encyklopedie, 7. 10 2019. [Citace: 1. 4 2020.] <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Amp%C3%A9rhodina&oldid=17707602>.
29. **Vítězslav Bureš - BIGHOBBY.** *Nabíjecí Li-Ion Baterie 26650 4500mAh 3C (garance kapacity)*. [Online] [Citace: 1. 4 2020.] <https://www.bighobby.cz/Nabijeci-Li-Ion-Baterie-26650-4500mAh-3C-garance-kapacity-d1931.htm>.

30. **norelem Normelemente KG. 22432** *Kuželová ozubená kola z plastu, převod 1:1 vstříkovaná, přímé ozubení.* [Online] [Citace: 25. 1 2020.]
https://www.norelem.com/xs_db/DOKUMENT_DB/www/NORELEM/DataSheet/cz/22/22432_Datasheet_20960_Ku_elov_ozuben_kola_z_plastu_p_evod_1_1_vst_ikovan_p_m_ozuben_hel_z_b_ru_20_--cs.pdf.
31. **KADĚRA, Jakub.** *Možnosti spojování plastových dílců vyráběných vstřikováním do forem.* Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2008. [bakalářská práce].
32. **SKF CZ, a.s.** *Kuličková ložiska - 618/6.* [Online] [Citace: 26. 1 2020.]
<https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=618%2F6>.
33. **MANLIG, František.** *Optimalizace procesů výukového modelu chytré továrny s principy Průmyslu 4.0.* Liberec : TU v Liberci, 2019. [diplomová práce].

Přílohy

A Kalkulace operační dopravy

Typ	Cena [Kč]
Pohony	2 104,00
Vedení (lineární, ložiska)	4 629,00
Převody (řemeny, šrouby)	1 919,00
Rám	1 683,00
Spojovací materiál	163,00
Ostatní	270,00
SUMA za nakupované díly	10 768,00
Polotovary	1 146,00
SUMA	11 914,00

B Kalkulace mezioperační dopravy

Typ	Cena [Kč]
Pohon (motory, převody, pera, ložiska)	2 500,00
Řídící a výkonová elektronika	2 200,00
Ostatní	300,00
SUMA za nakupované díly	4 700,00
Polotovary	319,00
SUMA	5 019,00

C Seznam nakupovaného materiálu operační dopravy

Název	Počet
Krokový motor 57STH76	1
Krokový motor SX17-1005LQCEF	2
Kroužek 3,2 ČSN 02 2929.00	4
Kroužek 4 ČSN 02 2929.00	2
Kroužek 6 ČSN 02 2929.00	4
Lineární vedení TS-01-15 x 520 mm	2
Lineární vedení W8 x 118 mm	4
Lineární vozík SMA-8	2

Lineární vozík TWA-01-15	2
Ložisko SKF 607	8
Matice do drážky M4 SV2112V	58
Matice do drážky M6 SV2101V	2
Matice M4 ISO 4035 - 5	118
Matice M5 ISO 4035 - 5	4
Mikrospínač SM-05S-01A0-Z	2
Naváděcí čep plný 22630.0223	2
Naváděcí čep plochý 22630.0243	2
Ozubený řemen 775-5MGT3	1
Podložka 4 ISO 7089-200 HV	130
Podložka 6 ISO 7089-200 HV	8
Rohová spojka profilů 1.21.3F0	14
Slim servo Corona CS-239MG	1
Šroub M3x8 ISO 4762 - 12.9	8
Šroub M3x10 ISO 4762 - 5.6	8
Šroub M3x12 ISO 4762 - 12.9	6
Šroub M3x16 ISO 4762 - 5.6	12
Šroub M3x25 ISO 4762 - 5.6	2
Šroub M3x35 ISO 4762 - 5.6	2
Šroub M4x6 ISO 4762 - 5.6	14
Šroub M4x8 ISO 4762 - 5.6	6
Šroub M4x10 ISO 4762 - 5.6	22
Šroub M4x12 ISO 4762 - 5.6	28
Šroub M4x16 ISO 4762 - 5.6	40
Šroub M4x25 ISO 4762 - 5.6	20
Šroub M5x35 ISO 4762 - 5.6	4
Šroub M6x16 ISO 4762 - 5.6	14
Šroub M6x40 ISO 4762 - 5.6	8
Šroubovací noha M14x66x60 PA	6
Trapézová matice TR10x2 bronz	1
Trapézová matice TR12x3 bronz	2
Váleček P210RLM-0612-70	19

D Seznam nakupovaného materiálu mezioperační dopravy

Název	Počet
Kroužek 4 ČSN 02 2929.00	4
Kuželové ozubené kolo 22432-110110030	4
Ložisko SKF 618/6	4
Matice M3 ISO 4035 - 5	2
Matice M4 do drážky šíře 5	14
Motor Modelcraft RB350018-SY2425, 6 V, 18:1	2
O-kroužek NBR 70 ShA 45x2	6
Pero 2x2x8 ČSN 02 2562	2
Podložka 3 ISO 7089-200 HV	2

Rolna pr. 13 mm	2
Šroub M3x5 ISO 4762 - 12.9	8
Šroub M3x10 ISO 4762 - 5.6	4
Šroub M4x8 ISO 4762 - 5.6	1
Šroub M4x10 ISO 4762 - 5.6	4
Šroub M4x12 ISO 10642 - 5.6	22
Šroub M4x12 ISO 4762 - 5.6	5
Šroub M4x25 ISO 4762 - 5.6	2
Šroub M4x30 ISO 4762 - 5.6	6
Šroub M6x10 ISO 4762 - 5.6	2
Šroub ST2,2x10 ISO 7049	4
Tlačná pružina nerezová ocel 41.9mm x 4.32mm 0.08N/mm	2

E Seznam vyráběných dílů operační dopravy (řazeno dle materiálu)

Nadpis	Číslo	Polotovar	Materiál	Počet
Hřídel výklopníku	4-KSA-VST2-04-05	KR 8x115	1.0050	1
Hřídel vytahovače	4-KSA-VST2-03-07	KR 8x170	1.0050	1
Šroub zdvihu	4-KSA-VST2-02-18	Šroub TR10x2x130	1.1148	2
Šroub posuvu	4-KSA-VST2-02-06	Šroub TR12x3x583	1.1148	2
Výklopník	3-KSA-VST2-04-06	P 1x107x136	1.4301	1
Úchyt výklopníku	4-KSA-VST2-04-04	P 1x162x14	1.4301	1
Vedení palety	4-KSA-VST2-02-19	P 1x174x16	1.4301	2
Úchyt hřídele vytahovače	4-KSA-VST2-03-06	P 1x216x10	1.4301	1
Úchyt volného ložiska	4-KSA-VST2-02-11	P 1x282x84	1.4301	1
Rám válečků	3-KSA-VST2-02-09	P 1x350x120	1.4301	1
Vytahovač	4-KSA-VST2-03-08	P 2x126x26	1.4301	1
Základna výtahu	4-KSA-VST2-04-01	P 2x212x42	1.4301	1
Úchyt motoru zdvihu	4-KSA-VST2-02-15	P 2x76x50	1.4301	2
Úchyt motoru posuvu	4-KSA-VST2-02-23	P 4x80x96	1.4301	1
Doraz výklopníku	4-KSA-VST2-02-22	KR 15x15	EN AW-6060 T66	4
Držák pozičních čidel	4-KSA-VST2-02-08	L 30x15x2x200	EN AW-6060 T66	1
Spojovací L portálu	4-KSA-VST2-03-04	L 40x40x4x75	EN AW-6060 T66	1
Úchyt dorazu výklopníku	4-KSA-VST2-02-21	L 50x20x2x112	EN AW-6060 T66	4
Vidle	4-KSA-VST2-03-05	PLO 20x6x95	EN AW-6060 T66	2
U pro spojku	4-KSA-VST2-02-16	U 40x40x3x50	EN AW-6060 T66	2
Pevná čelist	4-KSA-VST2-02-01	4HR 35x160	EN AW-6063 T66	1
Posuvná čelist	4-KSA-VST2-03-02	4HR 40x180	EN AW-6063 T66	1
Nosník portálu	3-KSA-VST2-03-01	4HR 50x290	EN AW-6063 T66	1
Distanční kroužek	4-KSA-VST2-02-07	KR 12x26	EN AW-6063 T66	2
Spojka	4-KSA-VST2-02-17	KR 20x28	EN AW-6063 T66	2

Domeček pevného ložiska - víčko	4-KSA-VST2-02-05	KR 40x20	EN AW-6063 T66	2
Příruba pevného ložiska - víko	4-KSA-VST2-02-14	KR 40x8	EN AW-6063 T66	2
Příruba pevného ložiska	4-KSA-VST2-02-13	KR 45x10	EN AW-6063 T66	2
Příruba volného ložiska	4-KSA-VST2-02-12	KR 45x12	EN AW-6063 T66	2
Hřídel válečku	4-KSA-VST2-02-10	KR 8x112	EN AW-6063 T66	19
Uchycení vodící tyče 8	4-KSA-VST2-02-20	PLO 30x12x38	EN AW-6063 T66	8
Domeček matice TR10x2 - spodní	4-KSA-VST2-04-02	PLO 30x12x50	EN AW-6063 T66	1
Domeček matice TR10x2 - horní	4-KSA-VST2-04-03	PLO 30x15x50	EN AW-6063 T66	1
Domeček matice TR12x3	4-KSA-VST2-03-03	PLO 50x15x50	EN AW-6063 T66	2
Podklad vedení	4-KSA-VST2-02-02	PLO 60x10x60	EN AW-6063 T66	2
Domeček volného ložiska	4-KSA-VST2-02-03	PLO 60x12x106	EN AW-6063 T66	2
Domeček pevného ložiska	4-KSA-VST2-02-04	PLO 60x30x70	EN AW-6063 T66	2
Rám - stojna	4-KSA-VST2-02-25	Alu 30x30x148		6
Rám - vzpěra	4-KSA-VST2-02-28	Alu 30x30x210		1
Rám - vzpěra s vybráním	4-KSA-VST2-02-29	Alu 30x30x210		2
Rám - příčný nosník	4-KSA-VST2-02-27	Alu 30x30x300		2
Rám - podélný nosník	4-KSA-VST2-02-26	Alu 30x30x520		2
Řemenice	4-KSA-VST2-02-24	Řem 40-5MR-09		3

F Seznam vyráběných dílů mezioperační dopravy (řazeno dle materiálu)

Nadpis	Číslo	Polotovar	Materiál	Počet
Distanční kroužek	4-KSA-VTS2-07-06	KR 15x3	1.0050	2
Hřídel kola	4-KSA-VTS2-07-03	KR 15x60	1.0050	2
Navedení palety - spojka	4-KSA-VTS2-06-02	PLO 25x5x28	EN AW-6060 T66	4
Připojení pouzdra ložisek	4-KSA-VTS2-07-02	4HR 16x12	EN AW-6063 T66	1
Stojna - přední	4-KSA-VTS2-06-06	4HR 16x38	EN AW-6063 T66	2
Stojna - zadní	4-KSA-VTS2-06-07	4HR 16x46	EN AW-6063 T66	2
Centrální uložení motoru	4-KSA-VTS2-07-07	4HR 35x36	EN AW-6063 T66	1
Boční uložení motoru	4-KSA-VTS2-07-08	4HR 40x52	EN AW-6063 T66	2
Čep kontaktu	4-KSA-VTS2-06-10	KR 8x9	EN AW-6063 T66	2
Centrální pouzdro ložisek	4-KSA-VTS2-07-01	KR 16x45	EN AW-6063 T66	1
Nosník závěsů ložisek	4-KSA-VTS2-06-08	PLO 20x15x125	EN AW-6063 T66	1

Závěs ložiska	4-KSA-VTS2-07-04	PLO 20x15x54	EN AW-6063 T66	2
Čelní nosník	4-KSA-VTS2-06-01	PLO 25x15x150	EN AW-6063 T66	2
Navedení palety P	4-KSA-VTS2-06-03	PLO 25x20x29	EN AW-6063 T66	2
Navedení palety L	4-KSA-VTS2-06-04	PLO 25x20x29	EN AW-6063 T66	2
Nosník roln	3-KSA-VTS2-06-09	PLO 30x20x155	EN AW-6063 T66	1
Stojna - deska	4-KSA-VTS2-06-05	PLO 40x8x40	EN AW-6063 T66	1
Hnané kolo	4-KSA-VTS2-07-05	KR 50x15	EN AW-6082 T6	2
Plech kontaktu	4-KSA-VTS2-06-12	P 1x22x9	EN CW-004	2
Tělo kontaktu	4-KSA-VTS2-06-11	PLO 20x10x30	POM	2
Páteř	4-KSA-VTS2-06-13	Alu 20x20x175		1

G 3D modely

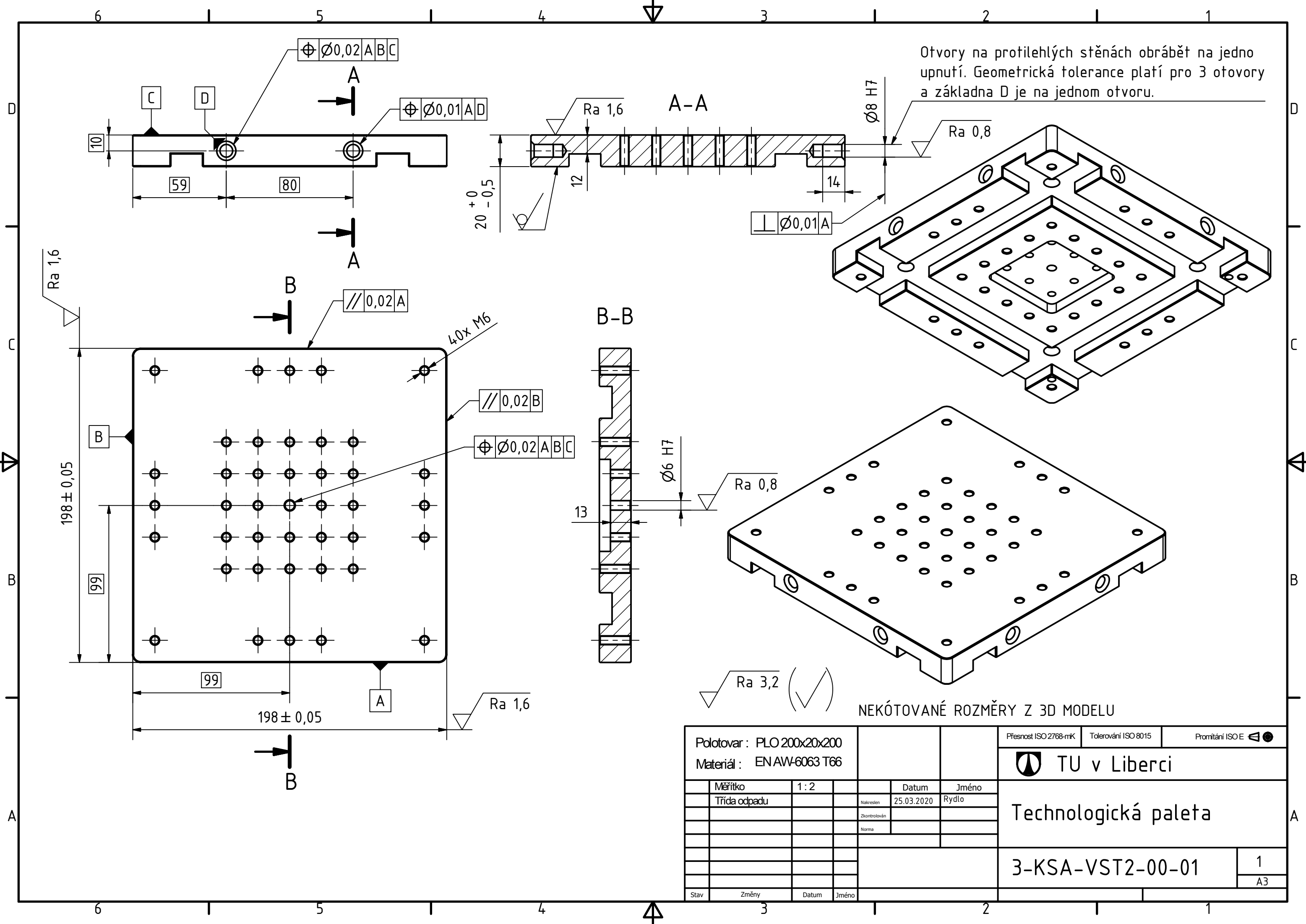
Modely ve formátu *.step jsou přiloženy k práci na CD.

H Výkresy

K práci jsou fyzicky přiloženy ukázky výkresů (sestavy a nejdůležitější díly). Zbylé výkresy vzhledem k velkému počtu jsou umístěny na CD.

Fyzicky přiložené výkresy:

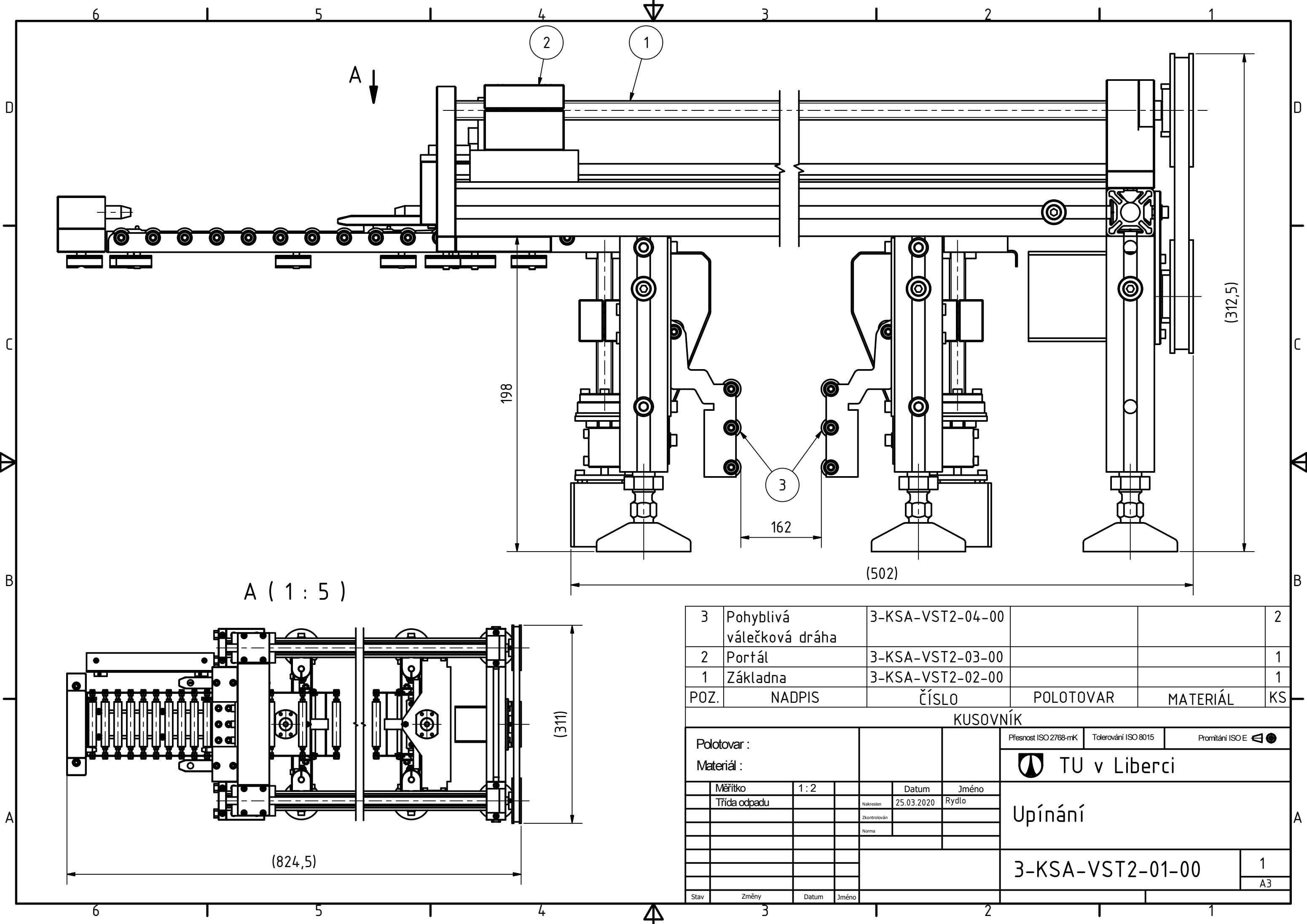
- 3-KSA-VST2-00-01 Technologická paleta
- 3-KSA-VST2-01-00 Upínání
- 3-KSA-VST2-02-00 Základna
- 3-KSA-VST2-03-00 Portál
- 3-KSA-VST2-04-00 Pohyblivá válečková dráha
- 3-KSA-VTS2-05-00 Vozík
- 3-KSA-VTS2-06-00 Rám vozíku
- 3-KSA-VTS2-07-00 Pohon vozíku

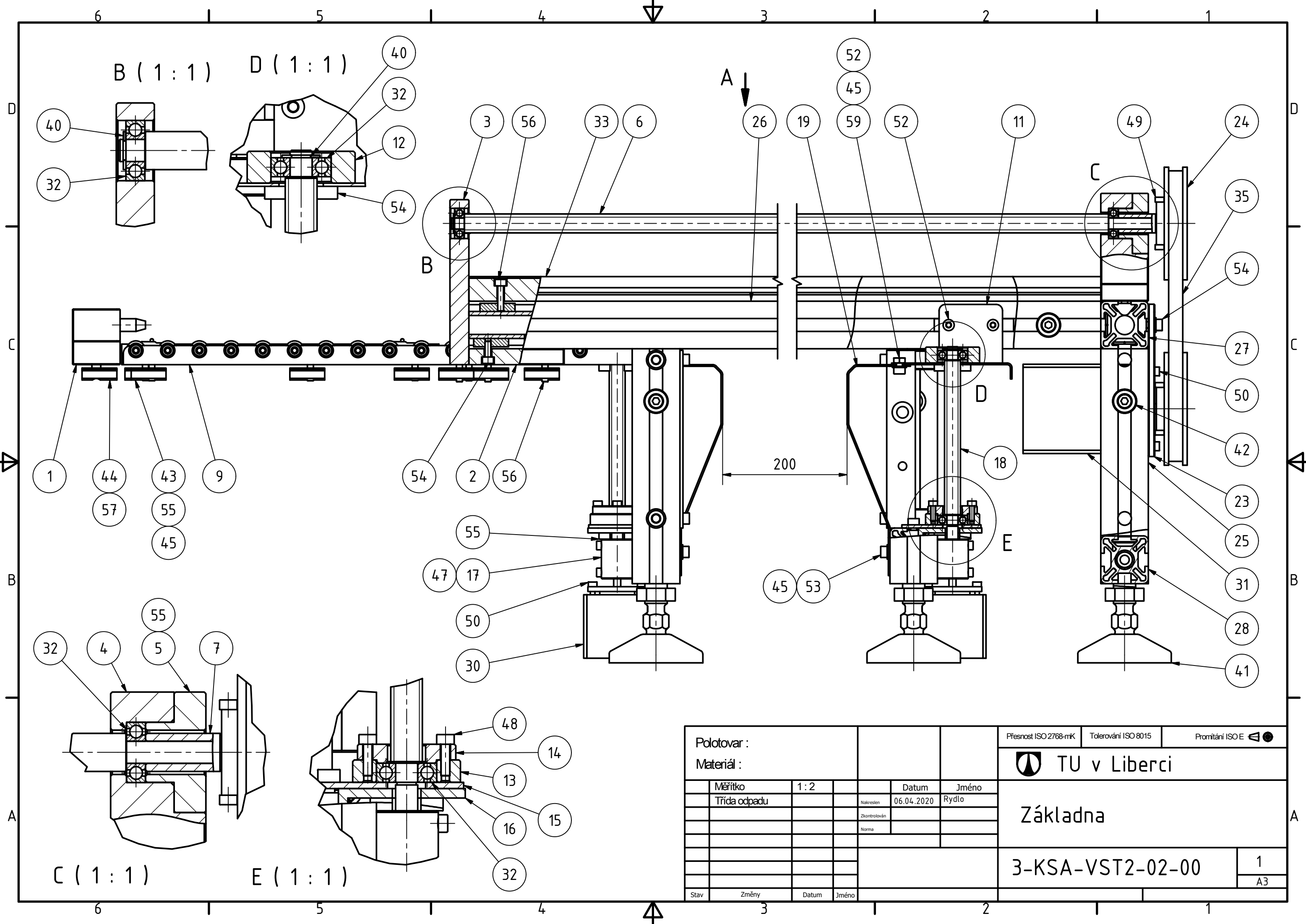


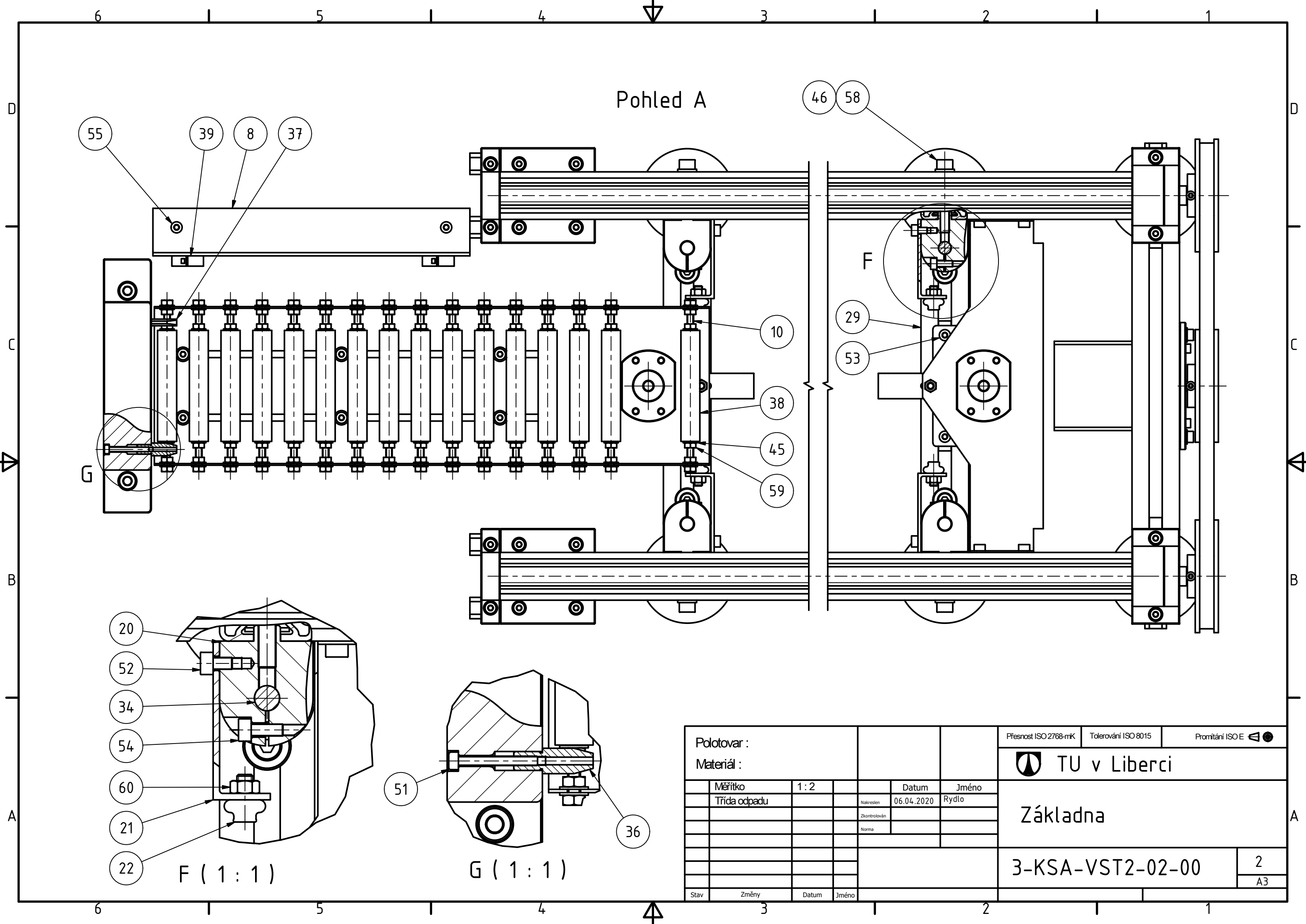
Otvory na protilehlých stěnách obrábět na jedno upnutí. Geometrická tolerance platí pro 3 otvory a základna D je na jednom otvoru.

NEKÓTOVANÉ ROZMĚRY Z 3D MODELU

Polotovár : PLO 200x20x200						Přesnost ISO 2768-mK		Tolerování ISO 8015		Promítání ISO E 		
Materiál : ENAW-6063 T66						 TU v Liberci						
	Měřitko	1 : 2			Datum	Jméno	Technologická paleta					
	Třída odpadu			Nakreslen	25.03.2020	Rydlo						
				Zkontrolován								
				Norma								
							3-KSA-VST2-00-01					1
												A3
Stav	Změny	Datum	Jméno									





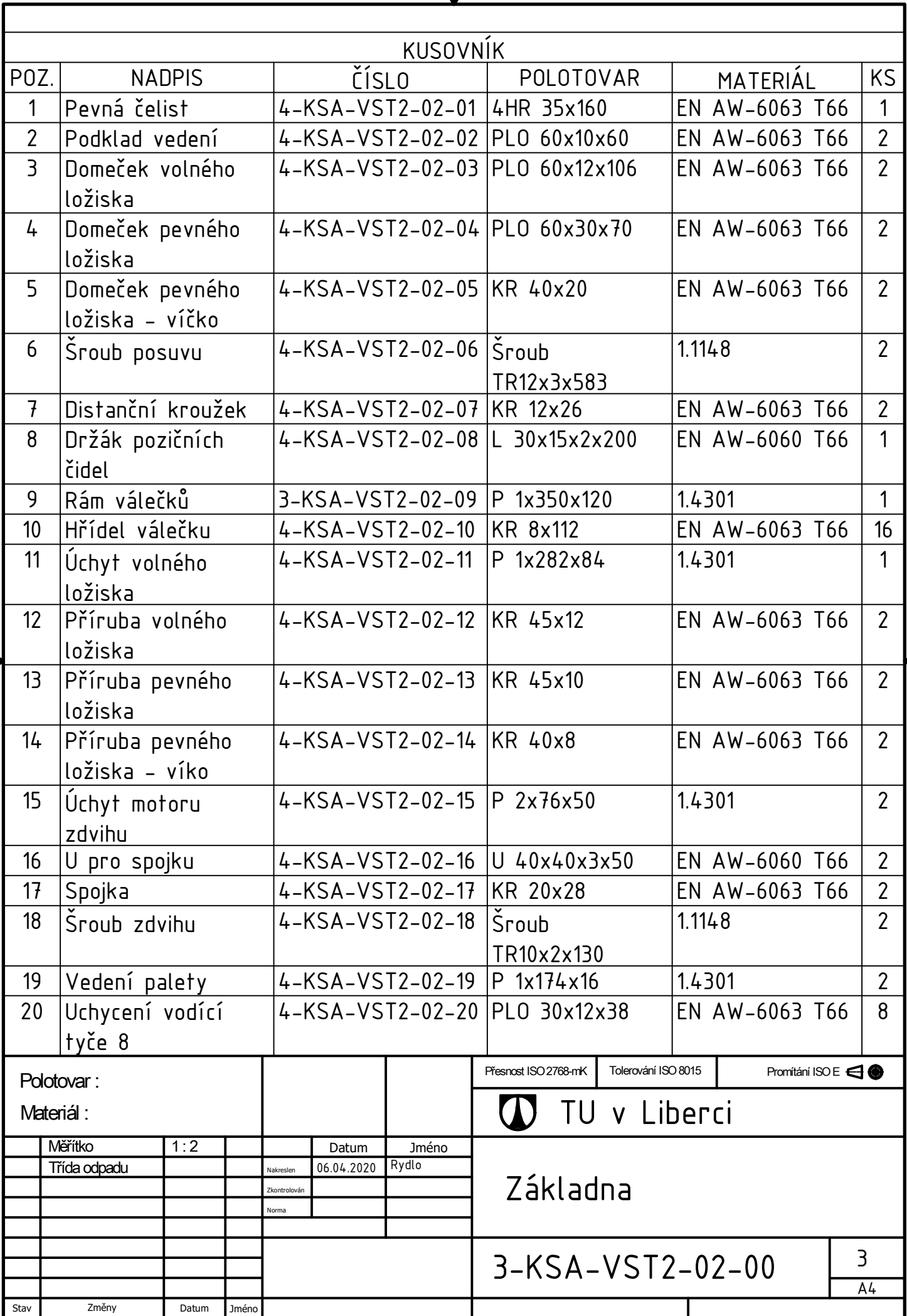


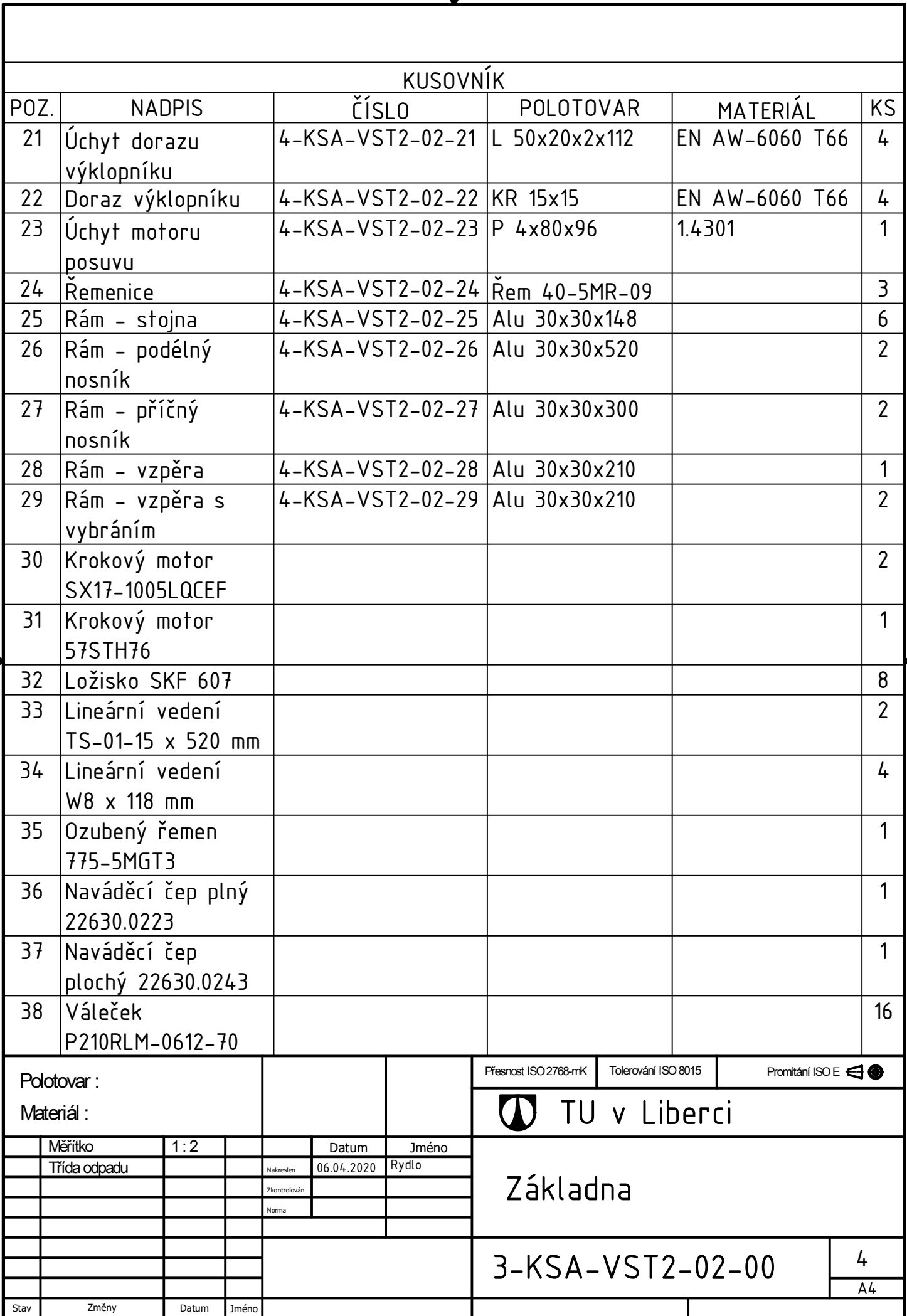
Pohled A

F (1 : 1)

G (1 : 1)

Polotovár :						Přesnost ISO 2768-mK		Tolerování ISO 8015		Promítání ISO E 		
Materiál :						 TU v Liberci						
	Měřítko	1 : 2			Datum	Jméno	Základna					
	Třída odpadu			Nakreslen	06.04.2020	Rydlo						
				Zkontrolován								
				Norma								
							3-KSA-VST2-02-00					2
												A3
Stav	Změny	Datum	Jméno									



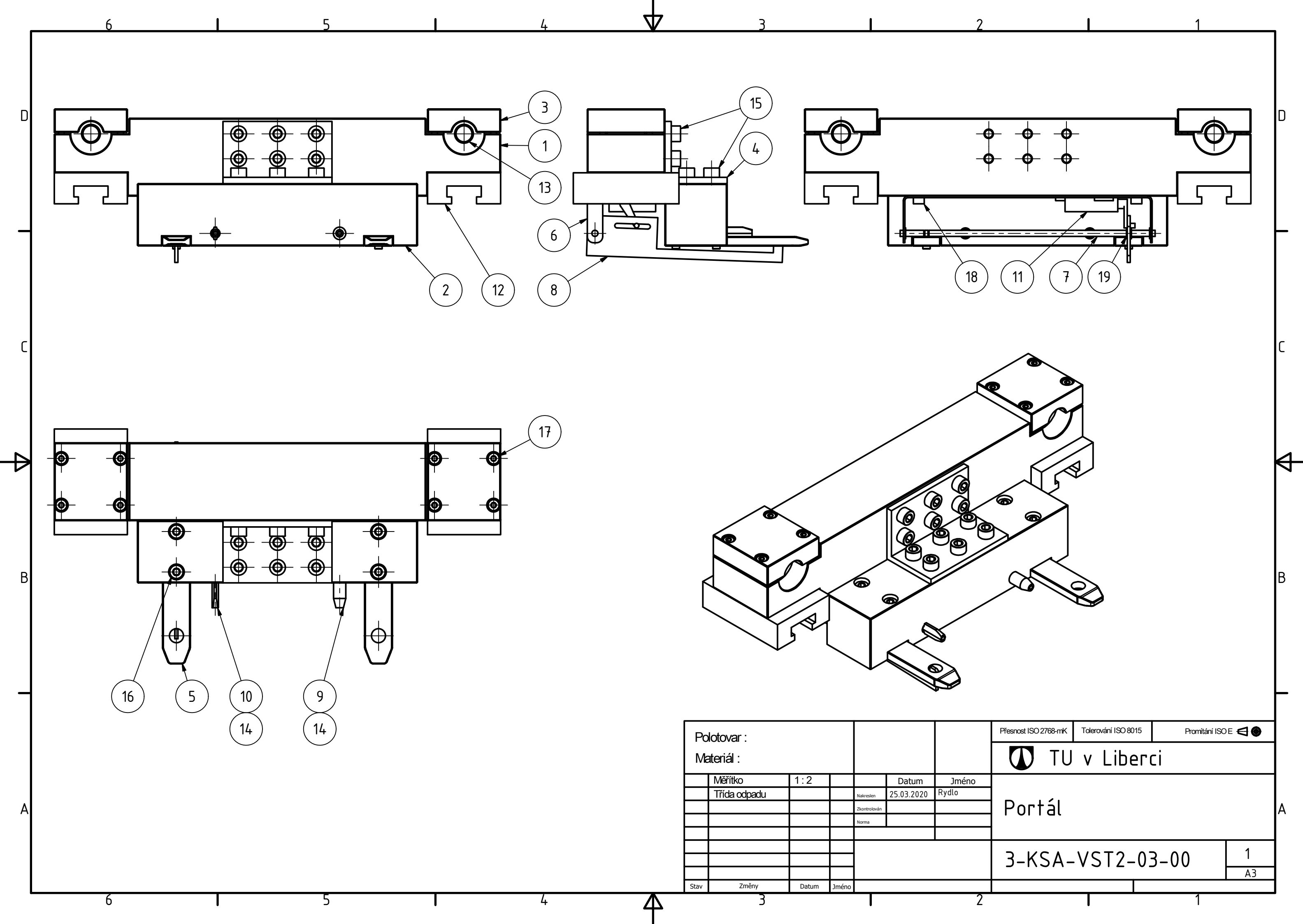




KUSOVNÍK

POZ.	NADPIS	ČÍSLO	POLOTOVAR	MATERIÁL	KS
55	Šroub M4x12 ISO 4762 - 5.6				28
56	Šroub M4x16 ISO 4762 - 5.6				30
57	Šroub M6x16 ISO 4762 - 5.6				2
58	Šroub M6x40 ISO 4762 - 5.6				8
59	Matice M4 ISO 4035 - 5				98
60	Matice M5 ISO 4035 - 5				4

Polotovár :				Přesnost ISO 2768-mK		Tolerování ISO 8015		Promítání ISO E 	
Materiál :				 TU v Liberci					
	Měřítko	1 : 2			Datum	Jméno			
	Třída odpadu			Nakreslen	06.04.2020	Rydlo			
				Zkontrolován					
				Norma					
						Základna 3-KSA-VST2-02-00			
Stav	Změny	Datum	Jméno			6		A4	



KUSOVNÍK

POZ.	NADPIS	ČÍSLO	POLOTOVAR	MATERIÁL	KS
1	Nosník portálu	3-KSA-VST2-03-01	4HR 50x290	EN AW-6063 T66	1
2	Posuvná čelist	4-KSA-VST2-03-02	4HR 40x180	EN AW-6063 T66	1
3	Domeček matice TR12x3	4-KSA-VST2-03-03	PL0 50x15x50	EN AW-6063 T66	2
4	Spojovací L portálu	4-KSA-VST2-03-04	L 40x40x4x75	EN AW-6060 T66	1
5	Vidle	4-KSA-VST2-03-05	PL0 20x6x95	EN AW-6060 T66	2
6	Úchyt hřídele vytahovače	4-KSA-VST2-03-06	P 1x216x10	1.4301	1
7	Hřídel vyťahovače	4-KSA-VST2-03-07	KR 8x170	1.0050	1
8	Vytahovač	4-KSA-VST2-03-08	P 2x126x26	1.4301	1
9	Naváděcí čep plný 22630.0223				1
10	Naváděcí čep plochý 22630.0243				1
11	Slim servo Corona CS-239MG				1
12	Lineární vozík TWA-01-15				2
13	Trapézová matice TR12x3 bronz				2
14	Šroub M3x35 ISO 4762 - 5.6				2
15	Šroub M6x16 ISO 4762 - 5.6				12
16	Šroub M5x35 ISO 4762 - 5.6				4
17	Šroub M4x25 ISO 4762 - 5.6				16
18	Šroub M4x16 ISO 4762 - 5.6				2
19	Kroužek 3,2 ČSN 02 2929.00				4

Polotovary :

Materiál :

Přesnost ISO 2768-mK

Tolerování ISO 8015

Promítání ISO E



TU v Liberci

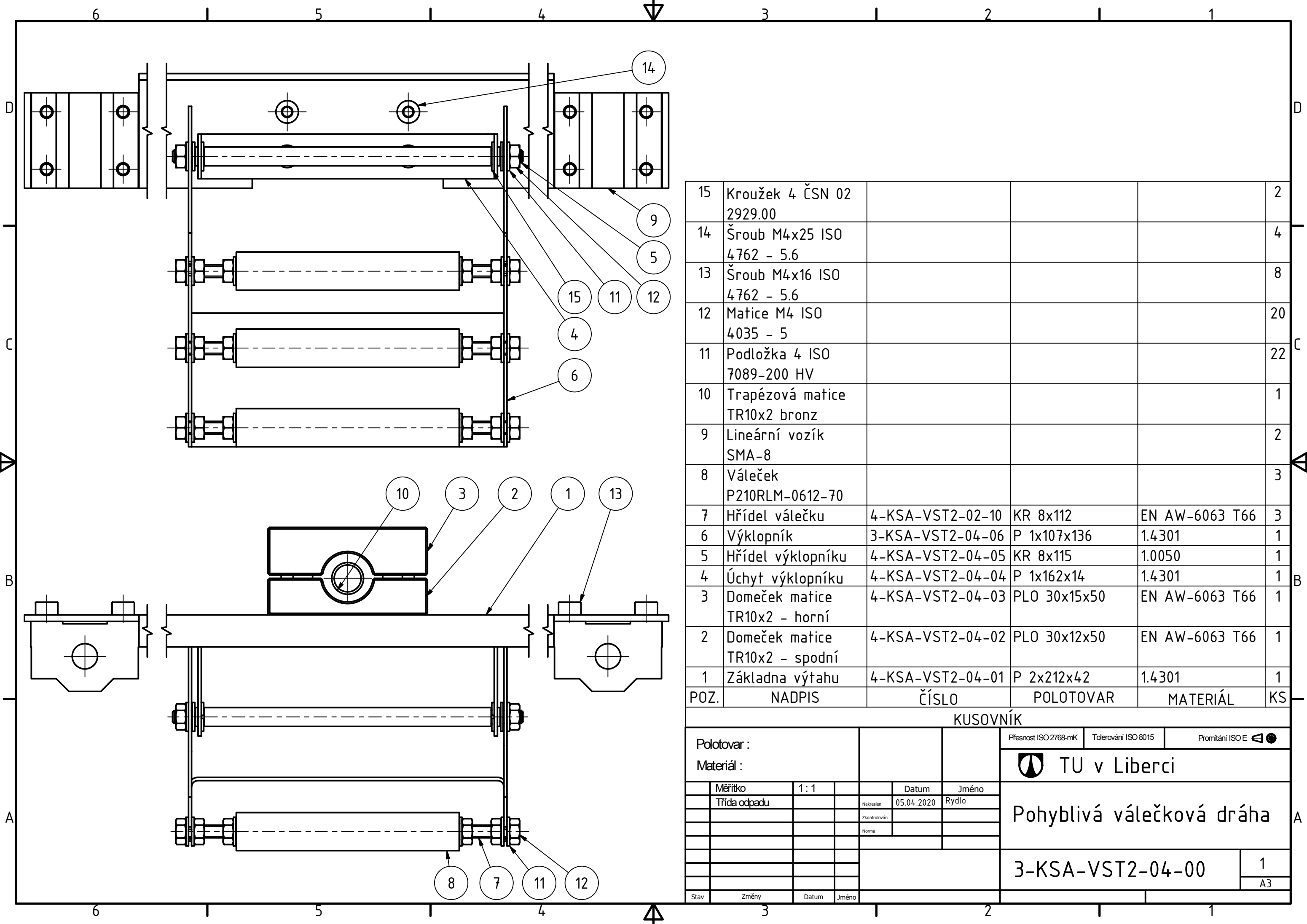
Měřítko	1 : 2	Datum	Jméno
Třída odpadu		Nakreslen	25.03.2020 Rydlo
		Zkontrolován	
		Norma	
Stav	Změny	Datum	Jméno

Portál

3-KSA-VST2-03-00

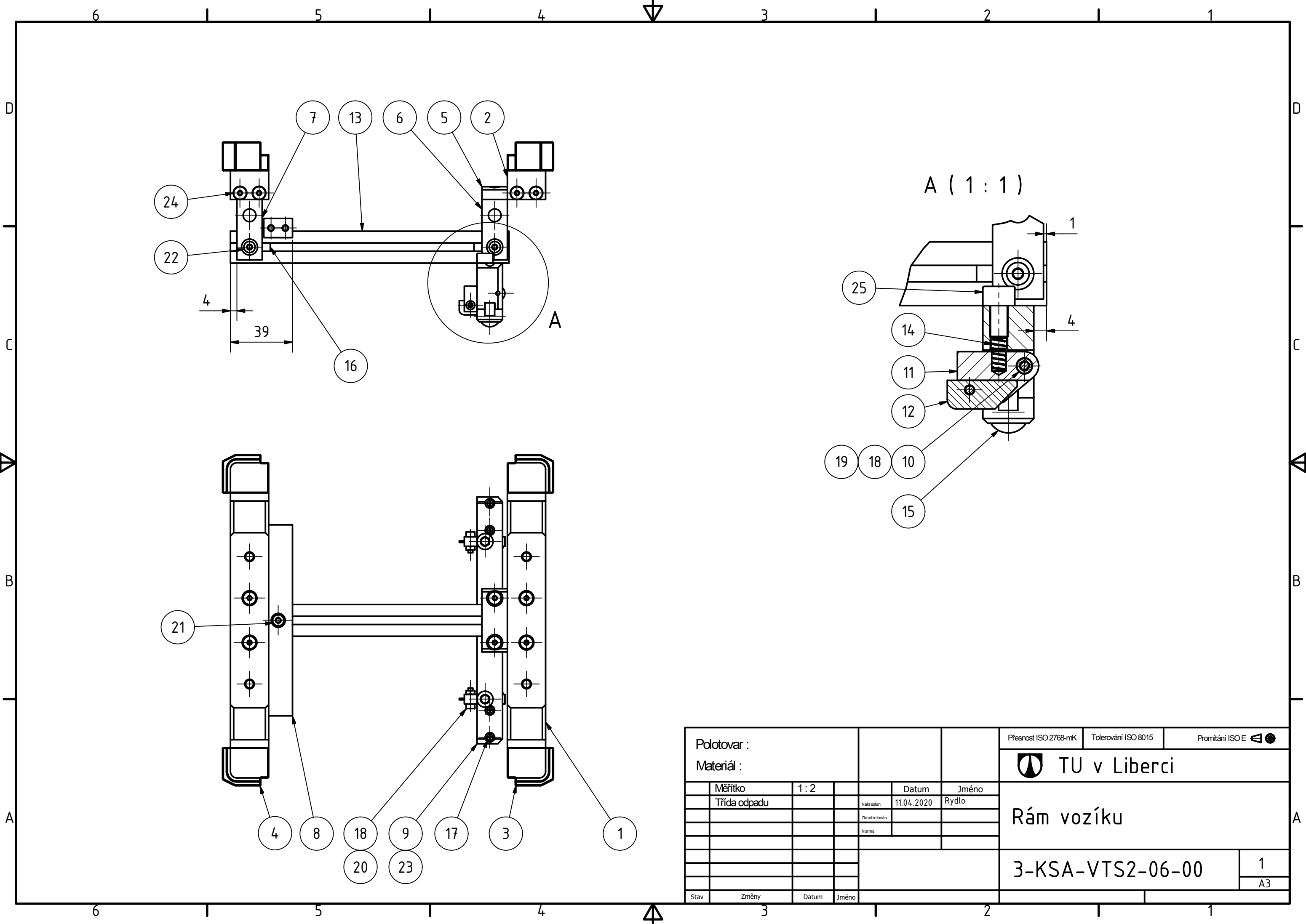
2

A4



15	Kroužek 4 ČSN 02 2929.00				2
14	Šroub M4x25 ISO 4762 - 5.6				4
13	Šroub M4x16 ISO 4762 - 5.6				8
12	Matice M4 ISO 4035 - 5				20
11	Podložka 4 ISO 7089-200 HV				22
10	Trapézová matice TR10x2 bronz				1
9	Lineární vozík SMA-8				2
8	Váleček P210RLM-0612-70				3
7	Hřídel válečku	4-KSA-VST2-02-10	KR 8x112	EN AW-6063 T66	3
6	Výklopník	3-KSA-VST2-04-06	P 1x107x136	1.4301	1
5	Hřídel výklopníku	4-KSA-VST2-04-05	KR 8x115	1.0050	1
4	Úchyt výklopníku	4-KSA-VST2-04-04	P 1x162x14	1.4301	1
3	Domeček matice TR10x2 - horní	4-KSA-VST2-04-03	PLO 30x15x50	EN AW-6063 T66	1
2	Domeček matice TR10x2 - spodní	4-KSA-VST2-04-02	PLO 30x12x50	EN AW-6063 T66	1
1	Základna výtahu	4-KSA-VST2-04-01	P 2x212x42	1.4301	1
POZ.	NADPIS	ČÍSLO	POLOTOVAR	MATERIÁL	KS

KUSOVNÍK					
Polotovar :				Přesnost ISO 2768-mK	Tolerování ISO 8015
Materiál :				Promítání ISO E	
				TU v Liberci	
				Pohyblivá válečková dráha	
				3-KSA-VST2-04-00	1
				A3	
Stav	Změny	Datum	Jméno		



Polotovár :								Přesnost ISO 2768-mK		Tolerování ISO 8015		Promítání ISO E 	
Materiál :								 TU v Liberci					
	Měřítko	1 : 2			Datum	Jméno		Rám vozíku					
	Třída odpadu			Nakreslen	11.04.2020	Rydlo							
				Zkontrolován									
				Norma									
								3-KSA-VTS2-06-00					
Stav	Změny	Datum	Jméno							1			
										A3			

KUSOVNÍK

POZ.	NADPIS	ČÍSLO	POLOTOVAR	MATERIÁL	KS
1	Čelní nosník	4-KSA-VTS2-06-01	PL0 25x15x150	EN AW-6063 T66	2
2	Navedení palety - spojka	4-KSA-VTS2-06-02	PL0 25x5x28	EN AW-6060 T66	4
3	Navedení palety P	4-KSA-VTS2-06-03	PL0 25x20x29	EN AW-6063 T66	2
4	Navedení palety L	4-KSA-VTS2-06-04	PL0 25x20x29	EN AW-6063 T66	2
5	Stojna - deska	4-KSA-VTS2-06-05	PL0 40x8x40	EN AW-6063 T66	1
6	Stojna - přední	4-KSA-VTS2-06-06	4HR 16x38	EN AW-6063 T66	2
7	Stojna - zadní	4-KSA-VTS2-06-07	4HR 16x46	EN AW-6063 T66	2
8	Nosník závěsů ložisek	4-KSA-VTS2-06-08	PL0 20x15x125	EN AW-6063 T66	1
9	Nosník rolů	3-KSA-VTS2-06-09	PL0 30x20x155	EN AW-6063 T66	1
10	Čep kontaktu	4-KSA-VTS2-06-10	KR 8x9	EN AW-6063 T66	2
11	Tělo kontaktu	4-KSA-VTS2-06-11	PL0 20x10x30	POM	2
12	Plech kontaktu	4-KSA-VTS2-06-12	P 1x22x9	EN CW-004	2
13	Páteř	4-KSA-VTS2-06-13	Alu 20x20x175		1
14	Tlačná pružina nerezová ocel 41.9mm x 4.32mm 0.08N/mm				2
15	Rolna pr. 13 mm				2
16	Matice M4 do drážky šíře 5				6
17	Šroub ST2,2x10 ISO 7049				4
18	Šroub M3x10 ISO 4762 - 5.6				4
19	Podložka 3 ISO 7089-200 HV				2
20	Matice M3 ISO 4035 - 5				2
21	Šroub M4x8 ISO 4762 - 5.6				1

Polotovary :

Materiál :

Přesnost ISO 2768-mK

Tolerování ISO 8015

Promítání ISO E 

TU v Liberci

Měřítko	1 : 2		Datum	Jméno
Třída odpadu		Nakreslen	11.04.2020	Rydlo
		Zkontrolován		
		Norma		
Stav	Změny	Datum	Jméno	

Rám vozíku

3-KSA-VTS2-06-00

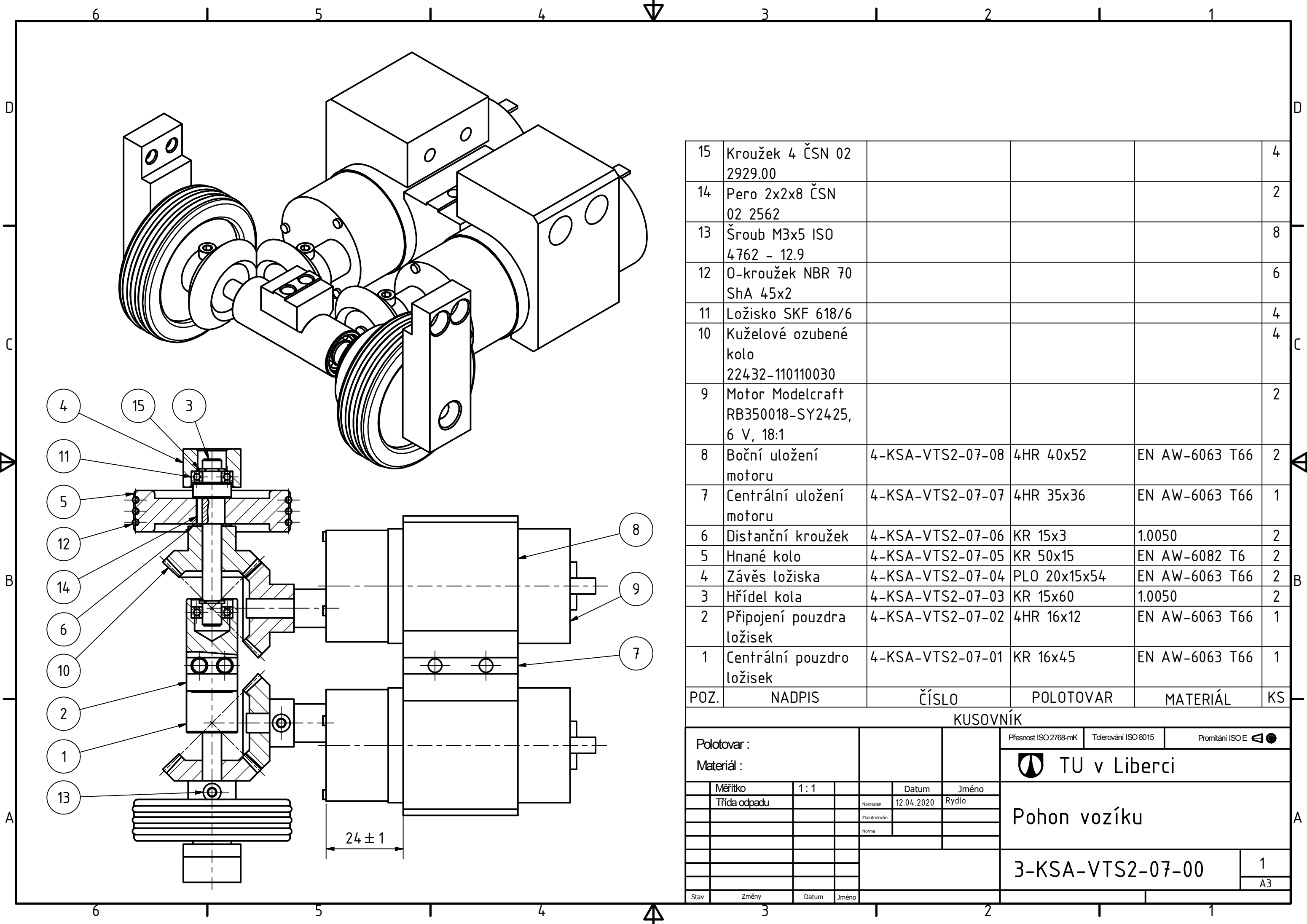
2

A4

KUSOVNÍK

POZ.	NADPIS	ČÍSLO	POLOTOVAR	MATERIÁL	KS
22	Šroub M4x10 ISO 4762 - 5.6				4
23	Šroub M4x12 ISO 4762 - 5.6				1
24	Šroub M4x12 ISO 10642 - 5.6				22
25	Šroub M6x10 ISO 4762 - 5.6				2

Polotovár :						Přesnost ISO 2768-mK		Tolerování ISO 8015		Promítání ISO E 	
Materiál :						 TU v Liberci					
	Měřítko	1 : 2			Datum	Jméno	Rám vozíku				
	Třída odpadu			Nakreslen	11.04.2020	Rydlo					
				Zkontrolován							
				Norma							
						3-KSA-VTS2-06-00					
						3					
						A4					
Stav	Změny	Datum	Jméno								



15	Kroužek 4 ČSN 02 2929.00				4
14	Pero 2x2x8 ČSN 02 2562				2
13	Šroub M3x5 ISO 4762 - 12.9				8
12	O-kroužek NBR 70 ShA 45x2				6
11	Ložisko SKF 618/6				4
10	Kuželové ozubené kolo 22432-110110030				4
9	Motor Modelcraft RB350018-SY2425, 6 V, 18:1				2
8	Boční uložení motoru	4-KSA-VTS2-07-08	4HR 40x52	EN AW-6063 T66	2
7	Centrální uložení motoru	4-KSA-VTS2-07-07	4HR 35x36	EN AW-6063 T66	1
6	Distanční kroužek	4-KSA-VTS2-07-06	KR 15x3	1.0050	2
5	Hnané kolo	4-KSA-VTS2-07-05	KR 50x15	EN AW-6082 T6	2
4	Závěs ložiska	4-KSA-VTS2-07-04	PLO 20x15x54	EN AW-6063 T66	2
3	Hřídel kola	4-KSA-VTS2-07-03	KR 15x60	1.0050	2
2	Připojení pouzdra ložisek	4-KSA-VTS2-07-02	4HR 16x12	EN AW-6063 T66	1
1	Centrální pouzdro ložisek	4-KSA-VTS2-07-01	KR 16x45	EN AW-6063 T66	1

POZ.	NADPIS	ČÍSLO	POLOTOVAR	MATERIÁL	KS
------	--------	-------	-----------	----------	----

KUSOVNÍK															
Polotovar :								Přesnost ISO 2768-mK		Tolerování ISO 8015		Promítání ISO E 			
								 TU v Liberci							
Materiál :								Pohon vozíku							
	Měřítko	1 : 1			Datum		Jméno								
	Třída odpadu				Nakreslen	12.04.2020								Rydlo	
					Zkontrolován										
					Norma										
									3-KSA-VTS2-07-00						
									1						
									A3						
Stav		Změny		Datum		Jméno									