



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Konceptní návrh konstrukce 3D tiskárny

Conceptual Design of the 3D Printer

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2023

Pavel DULGEROV

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bez oboru

Vedoucí práce: Ing. Josef Kamenický

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Dulgerov** Jméno: **Pavel** Osobní číslo: **495707**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Koncepční návrh konstrukce 3D tiskárny

Název bakalářské práce anglicky:

Conceptual Design of the 3D Printer

Pokyny pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh 3D tiskárny zajišťující funkci sériového 3D tisku plastových dílů. Zařízení bude určeno pro sériovou výrobu bez lidské obsluhy, v automatickém režimu a mělo by mít konstrukci zaručující jednoduchou výrobu a montáž.

Obsahem práce bude návrh důležitých částí, např. volba vhodného typu kinematiky, pohonů pohybových částí a zařízení vykonávajícího výměnu výtisků. Důležité uzly budou podrobeny návrhovým a kontrolním výpočtům. Součástí práce bude vypracování 3D modelu, který bude obsahovat všechny komponenty potřebné pro sestavení a 2D výrobní dokumentaci vybraných částí a sestavný výkres zařízení.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.

MICHALEC, J.: Pružnost a pevnost II. Praha: ČVUT, 1994.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Josef Kamenický ústav přístrojové a řídicí techniky FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **11.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **05.08.2023**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Josef Kamenický
podpis vedoucí(hb) práce

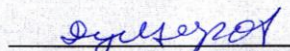

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

28.4.2023
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne 27.05.2023

.....

Podpis studenta

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu své práce Ing. Josefu Kamenickému za užitečné rady a poznatky při zpracovávání své bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat svým přátelům a celé své rodině za veškerou podporu, kterou mi neustále poskytují.

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se věnuje vývoji 3D tiskárny schopné provádět automaticky sériový tisk. V průběhu výzkumu byly studovány stávající 3D tiskárny, technologie 3D tisku a metody pohybu tiskové hlavy. Byl proveden návrh prototypu 3D tiskárny v programu Autodesk Inventor 2023, která může provádět tisk v automatickém režimu s minimálním zásahem operátora. Důležité součásti byly vypočítány a vybrány od výrobců.

KLÍČOVÁ SLOVA

3D tisk, 3D tiskárna, extrudér, kinematika CoreXY, návrh, FDM.

ABSTRACT

The bachelor's thesis is focused on the development of a 3D printer for automatically performed serial printing. In the course of the research are existing 3D printers, 3D printing technologies and the print head moving methods were studied. A prototype of the 3D printer, which can perform printing in automatic mode with minimal operator intervention, was designed in Autodesk Inventor 2023 software. Important components were calculated and selected from the catalogues of manufacturers.

KEYWORDS

3D printing, 3D printer, extruder, kinematics CoreXY, design, FDM.

OBSAH

1. Úvod	1
2. Teoretická část práce.....	2
2.1. Existující systémy sériového 3D tisku	2
2.1.1. Tiertime X5	2
2.2. Technologie 3D tisku	3
2.2.1. Selective Laser Sintering (SLS)	3
2.2.2. Binder Jetting (BJ)	4
2.2.3. Multi Jet Printing (MJP)	5
2.2.4. Fused Deposition Modeling (FDM).....	6
2.2.5. Stereolithography (SLA).....	7
2.2.6. Laminated Object Manufacturing (LOM)	8
2.2.7. Shrnutí přehledu technologií 3D tisku.....	9
2.3. Způsoby pohybu trysky, kinematiky	10
2.3.1. Robotický manipulátor	10
2.3.2. Kartézská kinematická schémata	10
2.3.2.1. Jeden motor – jedna osa	10
2.3.2.2. CoreXY.....	11
2.3.2.3. Hbot	11
2.3.2.4. Ultimaker	12
2.3.3. Delta	12
2.3.4. Polární	13
2.3.5. SCARA	13
2.3.6. Pasová, dopravní	14
2.3.7. Shrnutí přehledu kinematik	14
2.4. Plasty pro FDM 3D tisk.....	15
2.5. Typy mechanismů podání materiálů do trysky.....	16
2.5.1. Direct	16
2.5.2. Bowden.....	17
2.5.3. Shrnutí přehledu typů podání materiálů	18
2.6. Hotend	19
2.6.1. Struktura hotendu FDM.....	19
2.6.2. Shrnutí přehledu hotendu.....	20
2.7. Typy komor ve 3D tiskárnách	21
2.7.1. Plně otevřené.....	21
2.7.2. Částečně uzavřené	21
2.7.3. Krabice	21
2.7.4. Pasivní.....	21
2.7.5. Aktivní.....	21
2.7.6. Shrnutí přehledu komor v 3D tiskárnách	21
2.8. Dělení tiskových plošin	22
2.8.1. Podle vyhřívání	22
2.8.2. Podle demontáže konstrukce.....	22
2.8.3. Podle vnějšího povrchu.....	22
2.8.4. Shrnutí přehledu tiskových plošin.....	22
2.9. Mechanické komponenty	23

2.9.1. Přehled typů lineárního vedení.....	23
2.9.2. Shrnutí přehledu typů lineárního vedení.....	23
2.9.3. Přehled pohonů pohybových os	24
2.9.4. Shrnutí přehledu pohonů pohybových os	24
3. Praktická část	25
3.1. Popis významných konstrukčních uzlů	25
3.1.1. Plošina a její pohyb.....	25
3.1.2. Pohyb trysky	26
3.1.3. Mechanismus výměny tiskových plošin.....	27
3.2. Pevnostní výpočty	28
3.2.1. Výpočet osy Z.....	28
3.2.1.1. Návrh motorů osy Z.....	28
3.2.1.1. Pevnostní kontrola kuličkového šroubu osy Z.....	30
3.2.1.2. Návrh miskové spojky kuličkového šroubu a motoru osy Z.....	32
3.2.2. Výpočet os XY	33
3.2.2.1. Výpočet namáhání přenášeného lineárním vedením XY	33
3.2.2.2. Návrh lineárního vedení os X Y	38
3.2.2.3. Výpočet životnosti lineárního vedení	39
3.2.2.4. Výpočet síly přenášené řemenem	40
3.2.2.5. Návrh motorů os X Y	43
3.2.2.6. Návrh řemene os X Y	43
3.2.3. Výpočet posuvného mechanismu	44
3.2.3.1. Výpočet točivého momentu pro výměnu plošiny	44
3.2.3.2. Pevnostní kontrola pohybového šroubu pro výměnu plošiny	46
3.2.3.3. Návrh lineárního vedení posuvného mechanismu	47
4. Popis navrženého zařízení.....	49
5. Závěr	52
Seznam použité literatury	53
Seznam obrázků.....	56
Seznam Výkresové dokumentace.....	58
Seznam zkratk a symbolů	59

1. Úvod

Cílem této práce je navrhnout řešení problému sériové výroby součástí z plastu použitím metody 3D tisku, to znamená zvýšení automatizace procesu, čímž se sníží konečné náklady na výrobek. Existuje více metod technologie 3D tisku, ale všechny potřebují operátora pro spuštění nového cyklu tisku. To je nevyhovující k docílení levné výroby součástí ve středních a velkých objemech.

Technologie 3D tisku umožňuje vytvoření objektu vrstvu po vrstvě. Tento proces se však začíná větvit do jednotlivých metod, jako jsou FDM, SLA, SLS, DMLS. Tyto metody se používají v mnoha oborech, včetně automobilového, leteckého, stavebního nebo potravinářského průmyslu, a dokonce i v medicíně pro tisk implantátů. Technologie 3D tisku se v posledních letech rozšířila mezi širší veřejnost, ale nejedná se vždy o levné nebo výhodné řešení.

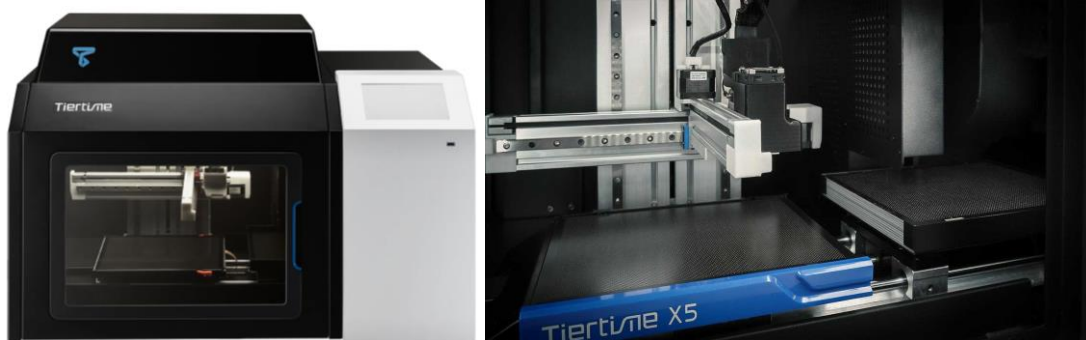
3D tisk se aktuálně stává velmi často vyhledávaným technologickým odvětvím, kterého se ale běžný uživatel stále ještě obává, jelikož se domnívá, že používat tuto technologii znamená mít speciální znalosti. To však není úplně pravda, protože díky své univerzálnosti a atraktivitě se tato technologie začíná rozšiřovat také mezi širší veřejnost.

V posledních desetiletích se značně změnila metoda výroby. Tendencí je maximalizovat automatizaci výroby, a tak minimalizovat potřebu obsluhy. Ideálním scénářem by bylo vložit materiál do zařízení a získat hotový produkt bez nutnosti skladování a výroby speciálních forem. To předpokládají aditivní technologie – a v mnoha případech toho dosahují. Nejen automatizace je důvodem pro zavedení 3D tiskáren do průmyslu. Často se aditivní technologie používají k vytváření prototypů a výrobků, které by bylo obtížné vyrobit tradičními metodami, výroba by byla obtížná jak z finančního hlediska, tak z hlediska rychlosti a vysoké ceny.

2. Teoretická část práce

2.1. Existující systémy sériového 3D tisku

2.1.1. Tiertime X5



Obr. 1.: 3D tiskárna Tiertime X5. [29]

3D tiskárna Tiertime X5 (viz obr. 1) je jedním z nejnovějších přírůstků v oblasti technologií FDM. Tento model byl speciálně navržen pro malosériovou až středně sériovou výrobu. Tento model nabízí tiskovou plochu o rozměrech 180 × 230 × 200 mm, což ve většině případů dostačuje. Kromě toho je tato tiskárna vybavena pasivní uzavřenou komorou, která chrání tiskový proces před vnějšími vlivy a zlepšuje kvalitu tisku. Tento design také snižuje hlučnost při tisku. [29]

Výhody 3D tiskárny:

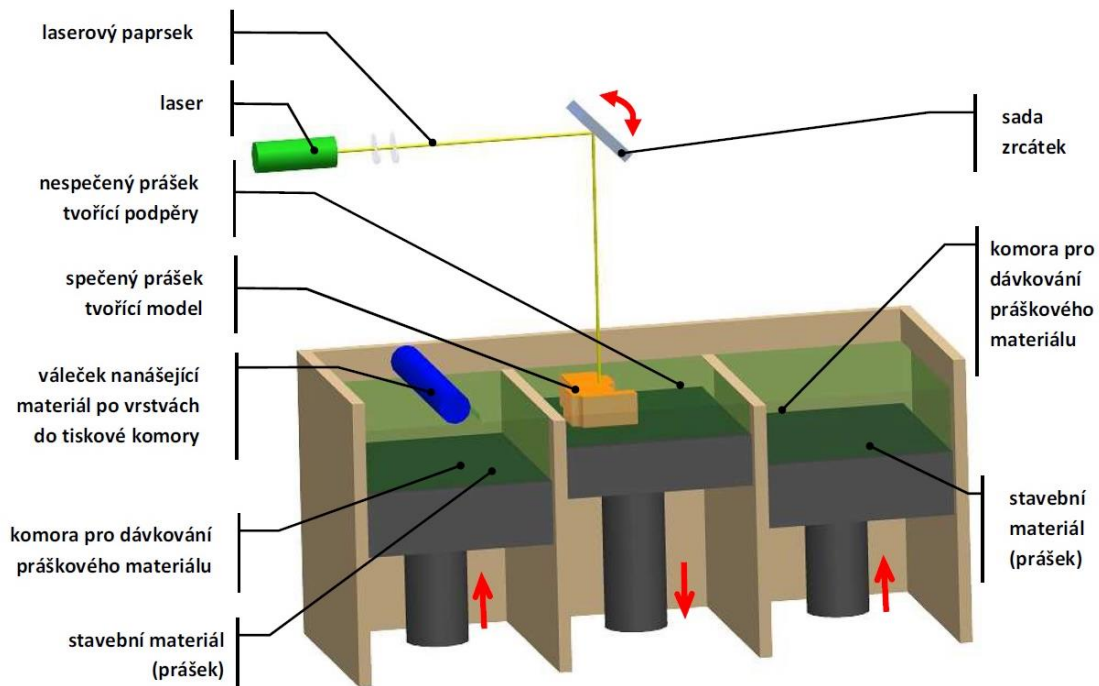
- Na 3D tiskárně Tiertime X5 je nainstalován systém automatické výměny tiskových platform. Celkem může být v tiskárně umístěno osm takových platform, které se po ukončení tisku vyměňují. Tato funkce umožňuje nepřetržitý provoz tiskárny.
- V Tiertime X5 byla přidána funkce fronty tisku. Při práci s tiskárnou více uživatelů se můžete postupně tisknout soubory. Ovládání tiskárny probíhá pomocí dotykového displeje.
- Dvouúrovňový filtrační systém pomocí HEPA filtru. [29]

Nevýhody:

- Tisk elastických filamentů se provádí v režimu otevřeného horního krytu tiskárny kvůli neschopnosti tisku z hlavního místa umístění cívky.
- Nelze tisknout složité materiály, protože nelze nanášet lepidlo na plošinu.
- Kalibrace platformy neprobíhá plně automaticky.
- Vysoká cena.

2.2. Technologie 3D tisku

2.2.1. Selective Laser Sintering (SLS)



Obr. 2.: Princip technologie SLS 3D tisku. [12]

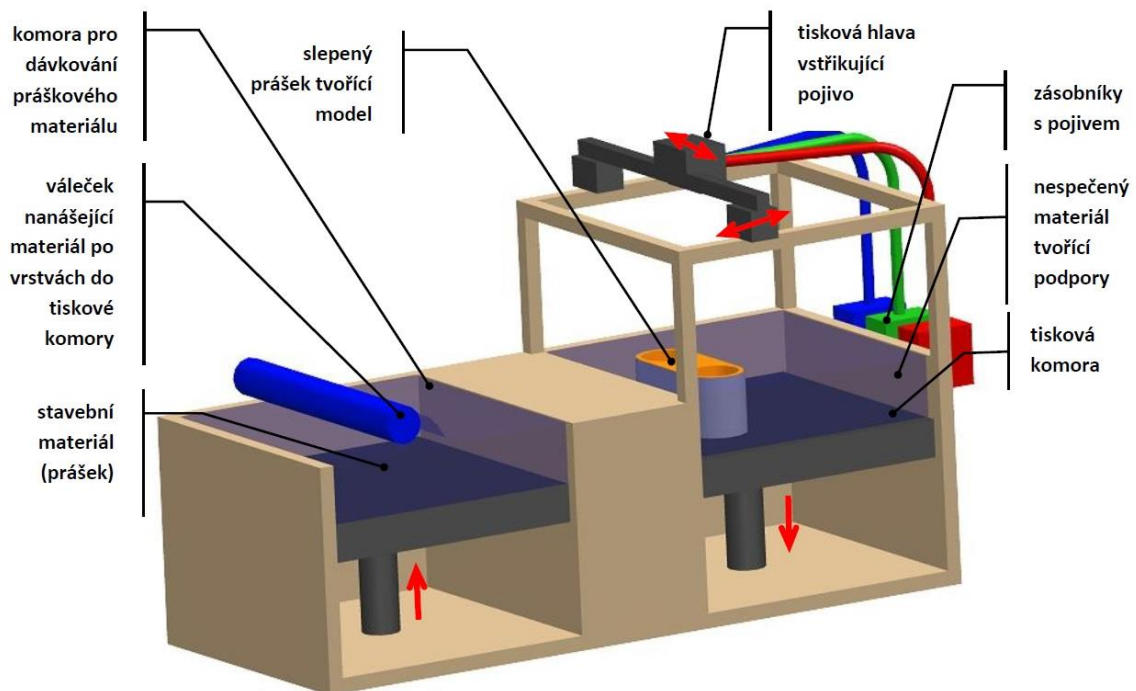
Technologie 3D tisku metodou SLS (viz obr. 2) je jeden z typů aditivního výrobního procesu, který umožňuje vytváření komplexních geometrií pomocí sítě tenkých vrstev materiálů.

Proces SLS využívá laser, který postupně svažuje malé částice práškového materiálu do požadovaného tvaru. Tento postup se opakuje pro každou vrstvu, dokud se nedosáhne konečného produktu. Po tisku je kus zcela utěsněn v nelepivém prášku, a proto před jeho vytažením musí komora a prášek vychladnout.

Výhodou této technologie je, že nevyžaduje použití podpůrných struktur při výrobě, což umožňuje vytvářet složitější geometrie jakéhokoli tvaru. Díky této vlastnosti se tato technologie často používá v průmyslové výrobě prototypů a malosériové výrobě.

Nicméně, tato technologie má také své nevýhody, včetně vyšší ceny a pomalejšího procesu výroby ve srovnání s jinými typy 3D tisku. Materiály používané v této technologii jsou omezené a mohou být náchylné k vadám, jako jsou například zakřivení a praskání. [1, 9, 12]

2.2.2. Binder Jetting (BJ)



Obr. 3.: Princip technologie BJ 3D tisku. [12]

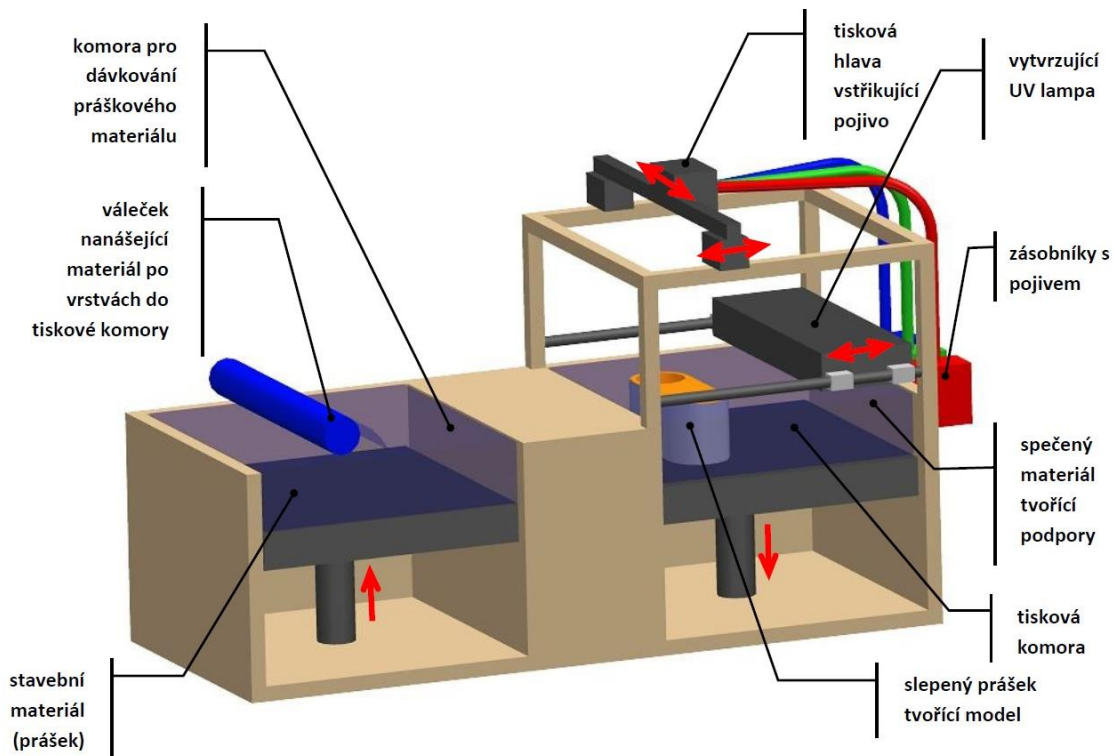
Technologie 3D tisku metodou BJ (viz obr. 3) je další typ aditivního výrobního procesu, který umožňuje vytváření tvarů pomocí vrstvení materiálu.

Při této technologii se nejprve pomocí inkoustové hlavy nanese tenká vrstva práškového materiálu na podložku. Následně se inkoustovou hlavou nanese pojivo na určité místo, kde se má materiál spojit. Pojivo reaguje s materiálem a zpevní ho. Tento postup se opakuje pro každou vrstvu, dokud se nedosáhne konečného produktu. Poté produkt musí projít procesem výpalu, kterým se materiál spojí a vytvoří pevnou strukturu.

Výhodou této technologie je možnost vytvářet velké objemy produktů za relativně krátkou dobu a s menšími náklady. Tato technologie také umožňuje použití různých typů materiálů, včetně kovů, keramiky a polymerů. Technologie 3D tisku BJ umožňuje vytvářet plnobarevné modely, a to přidáním barviva do pojiva. Je možné aplikovat barvivo nejen na vnější vrstvu, ale také do jakékoliv hloubky.

Nevýhodou této technologie je, že povrch vytvořeného produktu je hrubý, což může vyžadovat další úpravy nebo dokončovací práce. Výsledný produkt může být křehčí než u jiných technologií, zejména u keramických nebo kovových materiálů. [2, 12]

2.2.3. Multi Jet Printing (MJP)



Obr. 4.: Princip technologie MPJ 3D tisku. [12]

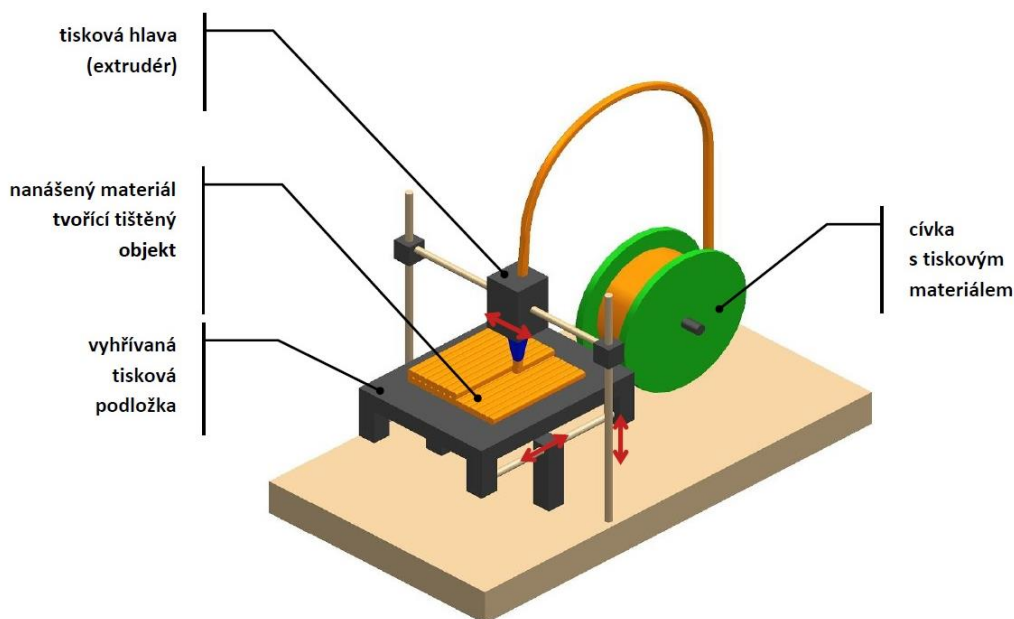
Technologie 3D tisku PolyJet nebo MultiJet Modeling (PJM/MJM) (viz obr. 4) je další typ aditivního výrobního procesu, který umožňuje vytváření tvarů pomocí nanášení tenkých vrstev materiálu.

V rámci této technologie se pomocí inkoustové hlavy nanáší tenká vrstva kapalného polymeru na podložku. Tento materiál je vytvrzován UV-zářením z lamp, které jsou umístěny přímo na tiskové hlavě a vytvrzují materiál ihned po nanesení. Tento postup se opakuje pro každou vrstvu, dokud se nedosáhne konečného produktu.

Výhodou této technologie je, že umožňuje vytvářet velmi detailní a přesné produkty s hladkým povrchem a různými vlastnostmi materiálu, jako jsou tvrdost, pružnost a průhlednost. Tato technologie také umožňuje použití více materiálů a barev při tisku, a proto je možné vytvářet složité a esteticky náročné produkty.

Nevýhodou této technologie je, že cena za tisk je vyšší než u jiných typů 3D tisku a proces tisku může být pomalejší vzhledem k tomu, že každá vrstva musí být vytvrzována pomocí UV-světla. Tato technologie také není vhodná pro výrobu produktů, které musí být velmi odolné, například pro použití v průmyslu. [3, 4, 12]

2.2.4. Fused Deposition Modeling (FDM)



Obr. 5.: Princip technologie FDM 3D tisku. [12]

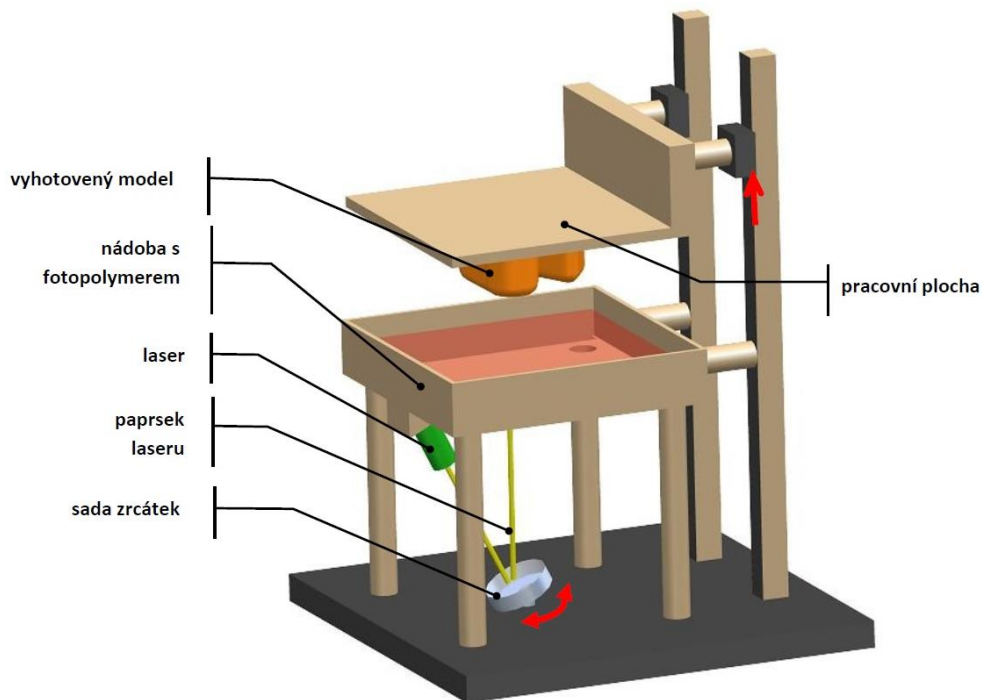
Technologie 3D tisku FDM (viz obr. 5) je jeden z nejrozšířenějších typů aditivního výrobního procesu. Tištěný objekt je vytvořen nanášením roztaveného termoplastického materiálu – vrstvu po vrstvě.

Při použití této technologie je termoplastický materiál v podobě filamentu postupně vtlačován do trysky, ve které se materiál roztaví a následně nanese na přesně stanovené místo na podložce. Po dokončení jedné vrstvy se podložka posune o tloušťku vrstvy níže a tisk pokračuje další vrstvou.

Výhodou této technologie je, že umožňuje relativně rychlý a levný tisk a je vhodná pro výrobu prototypů, nástrojů, dílů a jiných předmětů pro využití v průmyslu. Tato technologie umožňuje použití různých materiálů, včetně ABS, PLA, PETG, a dokonce využití kompozitních materiálů.

Nevýhodou této technologie je, že konečný produkt může mít nerovný povrch a může být omezen ve složitosti geometrického tvaru (výška vrstev, převisy, úhly sklonu). Produkty také mohou být náchylné k prasknutí nebo deformaci vlivem vysokých teplot nebo vlhkosti. [6, 9, 12]

2.2.5. Stereolithography (SLA)



Obr. 6.: Princip technologie SLA 3D tisku. [12]

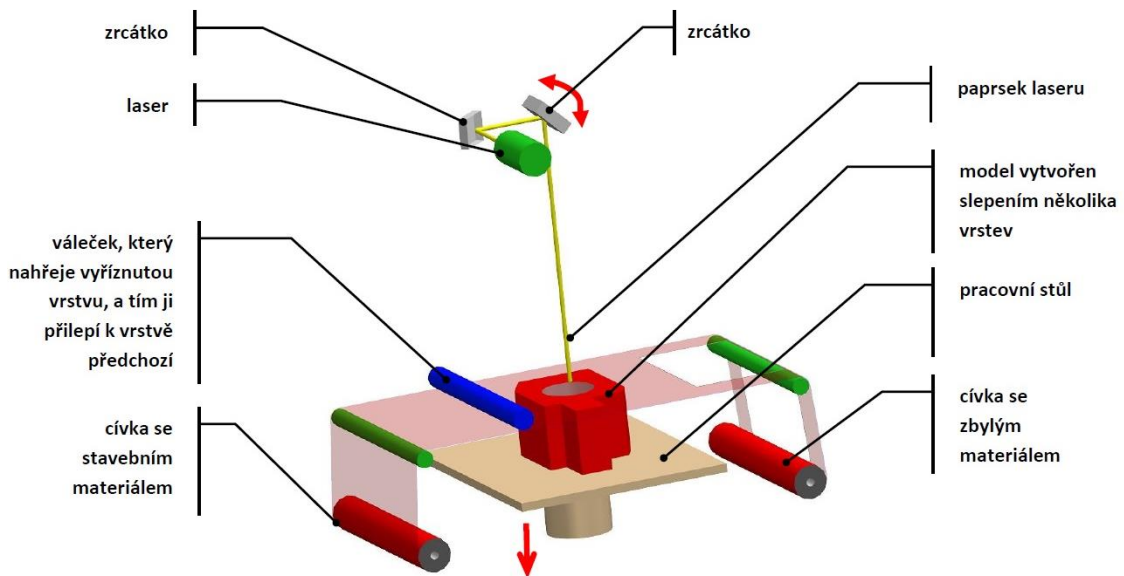
Technologie 3D tisku SLA (viz obr. 6) je jedním z nejstarších typů aditivního výrobního procesu, který využívá tekutého materiálu, který se postupně polymerizuje pomocí UV-světla. Materiály používané v tisku SLA jsou fotosenzitivní polymery v kapalně formě.

Při použití této technologie se tiskne pomocí speciálního tiskového zařízení, které ponoří podložku do vany s polymerem. Po dokončení každé vrstvy se podložka zvýší a proběhne proces tuhnutí materiálu pomocí UV-světla. Tento proces se opakuje až do vytvoření konečného produktu. Pro dosažení nejlepších mechanických vlastností musí být díly vytištěné touto technologií podrobeny následnému vytvrzování umístěním do komory pod intenzivním ultrafialovým zářením.

Výhodou této technologie je, že umožňuje vytvářet velmi detailní a přesné produkty s hladkým povrchem. Tato technologie také umožňuje použití různých materiálů s různými vlastnostmi, jako jsou tvrdost, pružnost a průhlednost.

Nevýhodou této technologie je, že cena za tisk je poměrně vysoká, zejména proto, že fotopolymerní materiál je relativně drahý. Tento proces také není vhodný pro produkty velkých rozměrů. Produkty také mohou být náchylné k prasknutí nebo deformaci vlivem vysokých teplot nebo vlhkosti. [7, 8, 9]

2.2.6. Laminated Object Manufacturing (LOM)



Obr. 7.: Princip technologie LOM 3D tisku. [12]

Technologie 3D tisku LOM (viz obr. 7) využívá vrstvy papíru nebo jiného materiálu, které se postupně spojují a tvarují pomocí řezání, aby vytvořily finální produkt.

U této technologie se nejprve připraví materiál v podobě papíru nebo jiného tenkého materiálu, který se řeže pomocí laseru nebo jiného řezacího zařízení do požadovaných tvarů a velikostí. Každá vrstva se následně spojí s předchozími vrstvami pomocí lepidla nebo jiných spojovacích prostředků, a tak vytváří finální produkt.

Výhodou této technologie je, že umožňuje relativně rychlý a levný tisk, a proto se často používá pro výrobu prototypů a nástrojů v průmyslu. Tato technologie také umožňuje použití různých materiálů, jako jsou papír, kůže a textilie.

Nevýhodou této technologie je, že konečný produkt může mít hrubší povrch a být méně přesný než produkty vytvořené jinými technologiemi, jako jsou například SLA nebo SLS. Produkty také mohou být náchylné k deformaci vlivem vlhkosti a jsou obvykle méně odolné než produkty vytvořené jinými technologiemi. [11, 12]

2.2.7. Shrnutí přehledu technologií 3D tisku

Metoda FDM je jednou z nejvhodnějších metod pro sériovou výrobu nesložitých tvarů. Jedná se o tiskový proces, který nepoužívá prášek nebo pryskyřici, což snižuje nároky na použité materiály. Díky tomu je tato metoda méně nákladná na provoz. Navíc jsou díly vytištěné touto metodou použitelné přímo po tisku, bez nutnosti dalšího zpracování.

Jeden z hlavních důvodů, proč je FDM výhodná, je její cenová dostupnost. Materiály používané pro 3D tisk FDM metodou, jako je filament, jsou obvykle levnější ve srovnání s materiály používanými v jiných metodách tisku. Navíc jsou tyto materiály běžně dostupné na trhu, což usnadňuje získání potřebných zdrojů pro výrobu.

Další výhodou FDM je přístupnost této technologie velkému množství uživatelů. FDM tisk je jednoduchý a také díky tomu rozšířený i oblíbený ve 3D tiskové komunitě, což vede k vysoké dostupnosti náhradních dílů a kompatibilitě s různými tiskárnami. To znamená, že je snadné nalézt náhradní díly pro opravy nebo úpravy tiskových modelů, což představuje obrovskou výhodu zejména v průmyslovém prostředí, kde je důležité minimalizovat časové prodlení výroby.

Celkově lze tedy konstatovat, že FDM je jedna z nejlepších metod pro sériovou výrobu nesložitých tvarů. Je ekonomicky dostupná díky levnějším materiálům a snadné dostupnosti náhradních dílů. Navíc jsou díly vytištěné touto metodou použitelné ihned po tisku, což zvyšuje efektivitu výrobního procesu.

2.3. Způsoby pohybu trysky, kinematiky

2.3.1. Robotický manipulátor



Obr. 8.: Robotický manipulátor. [14]

Jedná se o konstrukci s mechanicky programovatelným manipulátorem, která obsahuje vyměnitelný extrudér.

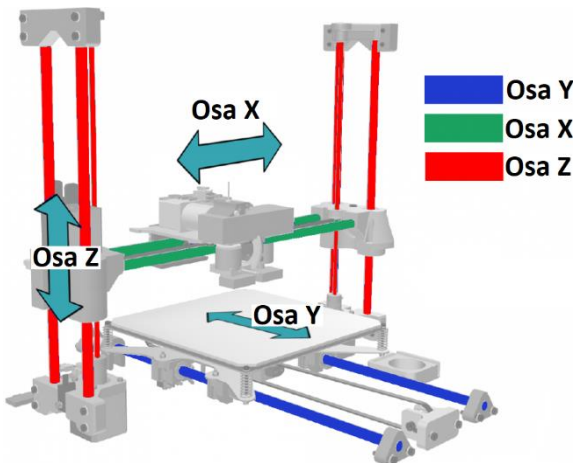
Výhodou 3D tiskáren s robotickým manipulátorem (viz obr. 8) je možnost tisku většího objemu než u desktopových tiskáren, jelikož nejsou omezeny velikostí pracovní komory. Navíc, takové tiskárny zabírají mnohem méně místa. Extrudér se může pohybovat nejen v jednotlivých vrstvách, jako je tomu u desktopových tiskáren, ale také složitými trajektoriemi ve třech rozměrech a různých úhlech, což usnadňuje proces

vytváření složitých konstrukcí. Další výhodou je univerzálnost konstrukce, díky výměně extrudéru za jiné jednotky, které provádějí mnoho úkolů, jako například frézování pro dosažení lepšího povrchu.

S ohledem na přesnost tisku se robotické manipulátory sice nemohou rovnat kartézským 3D tiskárnám při tisku malých dílů, ale díky své všestrannosti a schopnosti tisku větších rozměrů se průmyslové roboty aktivně používají ve 3D tisku v průmyslových podmínkách, kde jsou téměř nezbytné. [13, 18]

2.3.2. Kartézská kinematická schémata

2.3.2.1. Jeden motor – jedna osa



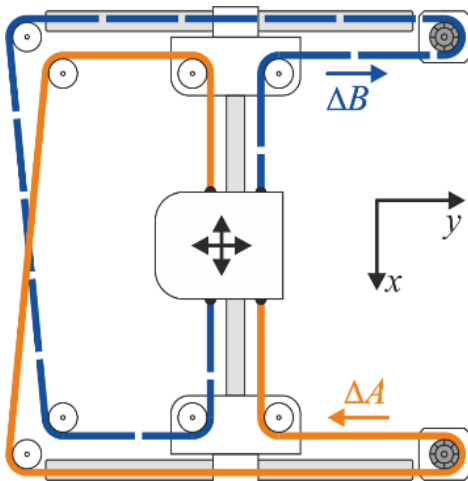
Obr. 9.: Kinematické schéma „Jeden motor – jedna osa“. [5]

V této kinematice (viz obr. 9) 3D tiskárny se nejčastěji používá minimálně tři motorů, z nichž každý ovládá pohyb jedné osy v souřadnicovém systému XYZ. Tisková hlava se pohybuje po ose X a Z, zatímco modelový stůl se pohybuje po ose Y. Tento typ kinematiky je běžný u většiny domácích 3D tiskáren.

Osa Y a osa X definují souřadnice pro tisk jedné vrstvy. Jakmile je vrstva hotová, osa Z zajistí přechod trysky na další vrstvu buď pohybem tiskové podložky, nebo pohybem extrudéru.

Nevýhodou kinematiky s pohyblivou deskou je, že při rychlém tisku se snižuje kvalita výrobků kvůli větší hmotnosti os a také kvůli vychýlení tištěné součásti spolu s plošinou ve směru osy Y. [9, 13]

2.3.2.2. CoreXY



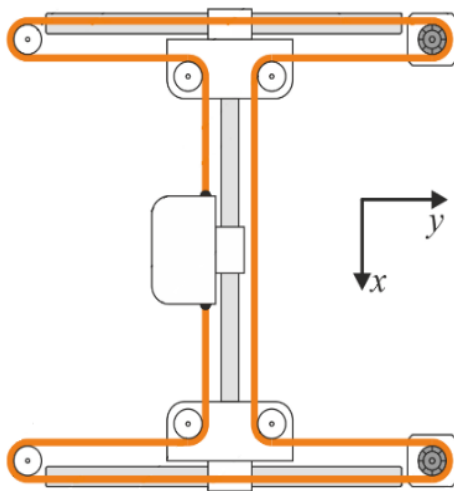
Obr. 10.: Kinematické schéma „CoreXY“. [15]

Kinematické schéma 3D tiskárny CoreXY (viz obr. 10) se liší od kartézské kinematiky. V této konfiguraci jsou dva motory, které jsou umístěny v rohu stroje, a ty pohánějí dva řemeny. Každý z motorů řídí pohyb řemenu, který prochází dvěma bodovými bloky. Tisková hlava se pohybuje podél řemenu, který se ovládá kombinací pohybů obou motorů.

Při zapnutí obou motorů dochází k pohybu extrudéru na ose X nebo na ose Y – v závislosti na směru otáčení motorů. Při zapnutí jednoho motoru dochází k pohybu extrudéru diagonálně, což umožňuje pohyb tiskové hlavy ve směrech X a Y v rámci 3D prostoru. Tento typ kinematiky díky použití dvou řemenů předchází křížení příčného profilu.

Tento typ kinematiky bývá často používán v průmyslových 3D tiskárnách, protože je rychlý, přesný a umožňuje tisk velkých objemů. Mezi nevýhody se řadí složitější konstrukce a větší náklady na výrobu. [13, 15]

2.3.2.3. Hbot



Obr. 11.: Kinematické schéma „Hbot“. [15]

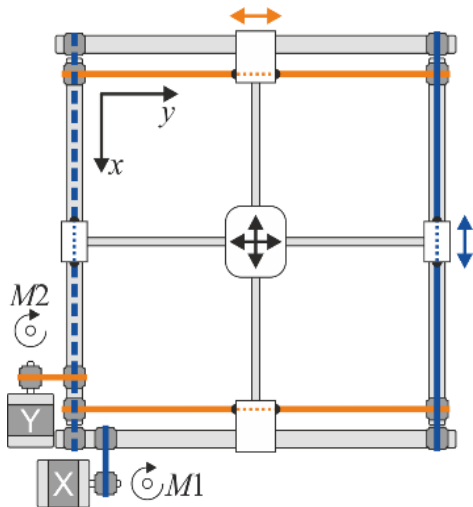
Kinematické schéma 3D tiskárny Hbot (viz obr. 11) je dalším typem konfigurace, který se používá v 3D tiskárnách. Je založena na podobné mechanice jako CoreXY, ale s jiným řemenovým pohonem. V této konfiguraci jsou dva motory umístěny v jedné rovině, řemen je jeden, napnutý ve tvaru, který připomíná obrysové písmeno H.

Při provozu obou motorů jedním směrem se vozík pohybuje po ose X, pokud však motory mají odlišný směr otáčení, dojde k pohybu v ose Y. Když jeden z motorů zůstává stacionární, vozík se pohybuje diagonálně.

Kinematika Hbot umožňuje pohyb tiskové hlavy ve směrech X a Y v rámci 3D prostoru. Jedná se o poměrně jednoduchou konstrukci, což znamená nižší náklady na výrobu.

Nevýhodou této kinematiky je neustálé křížení při pohybu, což způsobuje nepřesnost při pohybu trysky, což zejména ovlivňuje kvalitu tisku. Jediným směrem v kinematice HBot, kde nedochází ke křížení, je pohyb po ose X. Ve všech ostatních případech, a to při pohybu po ose Y a při pohybu po diagonálách, systém Hbot křížení způsobuje. Každé takové křížení má za následek velké namáhání všech konstrukčních prvků, což může v průběhu času vyústit ve zvýšené opotřebení dílů. [13, 15]

2.3.2.4. Ultimaker



Obr. 12.: Kinematické schéma „Ultimaker“. [15]

Ultimaker-kinematika (viz obr. 12) je modifikace kinematiky CoreXY. Kinematika je postavena na hlazených tyčích. Působí současně jak jako vodítka, tak jako hřídele. V této kinematice je každá osa poháněna svým motorem. Tento kinematický obvod má vysokou tuhost konstrukce a malou setrvačnost.

V tomto schématu jsou dva motory odpovědné za pohyb v osách X a Y. Součástí systému jsou i čtyři uzavřené řemenové smyčky, které pohybují tiskovou hlavou po ose X a příčnicku po ose Y. Modelový stůl se pohybuje pouze po ose Z.

Tento design umožňuje velmi přesný a rychlý pohyb tiskové hlavy, což vede k vysoké kvalitě výtisků. Dále umožňuje tisknout ve vysokých rychlostech bez výrazného poklesu kvality. Tento typ kinematiky se používá především v profesionálních 3D tiskárnách.

Schéma je však citlivé na počáteční vzájemnou instalaci vodítek a jejich házení, chyba jejich vzájemného uspořádání se odráží ve kvalitě tištěných výrobků, podobně jako křížení pohyblivého uzlu v předchozích systémech. Nevýhody obvodu Ultimaker zahrnují komplexní implementaci a vysoké požadavky na kvalitu komponent lineárních pohybů. [13, 15]

2.3.3. Delta



Obr. 13.: Kinematické schéma „Delta“. [5]

Delta-kinematika (viz obr. 13) je jedním z typů kinematik používaných ve 3D tiskárnách, jež se liší od kartézských. Delta-mechanika vizuálně představuje rám s pevně umístěnou tiskovou plošinou, na který jsou připojena tři ramena na lineárním vedení. Druhý konec ramen je připojen k extrudéru. Tento typ kinematiky používá tři motory, které ovládají pohyb ramen přes tři řemeny uzavřeného typu. Konstrukce je vysoká, ale délka a šířka se prakticky rovnají rozměrům oblasti tisku.

Tento typ kinematiky umožňuje dosahovat velké rychlosti, což je výhodné pro tisk větších modelů. Tento typ kinematiky se používá zejména v profesionálních 3D tiskárnách, kde jsou důležité vysoká rychlost a přesnost tisku.

Má menší přesnost na okrajích modelu. Důvodem je, že pro pohyb extrudéru jsou zapojeny všechny tři ramena, jejich motory pracují současně, což vede k násobení chyb v umístění souřadnic. Přesnost polohování velmi závisí na tuhosti konstrukce a vůlích v pohyblivých spojích. [9, 13, 15]

2.3.4. Polární



Obr. 14.: Kinematické schéma „Polární“.
[17]

Polární kinematika (viz obr. 14) je založena na polárním souřadnicovém systému. Stůl těchto 3D tiskáren se pohybuje po vedení v jedné vodorovné ose, otáčí se a tisková hlava se pohybuje pouze ve svislé ose Z. Tím je dosaženo vysoké stability polohy.

Výhodami polárních 3D tiskáren jsou nízká hlučnost a kompaktnost. Se stejným objemem pracovní plochy – ve srovnání s kartézskými tiskárnami – potřebují méně místa.

Nevýhodou je nízká popularita, a je tedy velmi obtížné koupit náhradní díly. Použití polární kinematiky ve 3D tisku vyžaduje speciální softwarovou podporu a složitější kalibraci, aby byla zajištěna přesnost tisku. [9, 13, 17]

2.3.5. SCARA



Obr. 15.: Kinematické schéma „SCARA“.
[32]

SCARA-kinematika (viz obr. 15) je založena na pohybu pracovní jednotky v horizontální rovině rotací v kloubech pákového mechanismu. Má dva horizontální rotační klouby a jednu vertikální osu, která je umístěna v základně robota. Extrudér v tomto případě je umístěn na konci vnějšího ramene.

Zařízení postavená na tomto schématu se vyznačují velmi vysokou přesností a opakovatelností, mnohem vyšší než u tradičních robotických manipulátorů, nízkou hlučností a vibracemi, kompaktností. Pokud mluvíme o kartézských a SCARA robotech srovnatelných velikostí a hmotností, SCARA je obvykle nejen přesnější, ale také rychlejší.

Zároveň jsou taková zařízení drahá, mají omezenou tuhost na osách XY a menší pracovní plochu. [13, 18]

2.3.6. Pasová, dopravní



Obr. 16.: Kinematické schéma „Pasová“.
[37]

Dopravní tiskárna (viz obr. 16) představuje další typ kinematiky, který se používá ve 3D tisku. V podstatě je založena na kartézském kinematickém schématu, ale má dva rozdíly. Prvním rozdílem je, že stůl tvoří v podstatě pásový dopravník, což umožňuje rozšířit pracovní plochu po ose Y na velmi dlouhou vzdálenost, teoreticky i do nekonečna. Druhý rozdíl spočívá v tom, že osa Z není umístěna tradičně svisle, ale pod úhlem k ose pohybu stolu. Toto uspořádání umožňuje tisknout výrobky libovolné délky bez zpětného pohybu, během tisku tak nedochází k jejich odtrhnutí od pásu.

Technologie má výhodu v tom, že umožňuje tisk objektů, které překračují délku velikosti tiskárny, stejně jako možnost pohodlné automatizace sériového 3D tisku.

K nevýhodám náleží nízká kvalita tisku a neschopnost tisku dílů z pevných plastů, které potřebují teplé prostředí. [18, 37]

2.3.7. Shrnutí přehledu kinematik

Robotický manipulátor má smysl používat při tisku materiálů, které nepotřebují teplé okolí a mají velké rozměry.

Delta-tiskárny mají větší potenciál pro rychlejší tisk ve všech osách, ale vyžadují složitější nastavení a obsluhu.

Nejrozšířenější 3D tiskárny zahrnují kartézské kinematické uspořádání „Jeden motor – jedna osa“. Tyto tiskárny jsou jednoduché na konstrukci, ale mají omezenou dynamiku tisku, zejména při vyšších rychlostech pohybu tiskové hlavy.

V ideálním případě by tisk měl být stacionární a tisková hlava by se měla pohybovat ve všech osách. Toto uspořádání je aktuálně splňováno tiskárnami s kartézskou konstrukcí a stacionární tiskovou plochou. Nicméně vzhledem k tomu, že pohyb podél osy Z je velice pomalý, je možné říci, že jeho vliv na kvalitu výsledného dílu je zanedbatelný.

Díky nízké hmotnosti pohybujícího se mechanismu jsou kinematická schémata typu Hbot a CoreXY vhodná pro rychlý pohyb. Nicméně Hbot má tendenci ke křížení portálu při zrychlení, což zhoršuje jak přesnost polohování trysky, tak i kvalitu tištěného dílu.

Z výše uvedených důvodů jsem zvolil řešení vyhovující požadavkům sériového 3D tisku použitím kartézského kinematického schématu CoreXY, které je pevně umístěno na rámu. Pro pohyb v ose Z jsem zvolil pohybující se tiskovou plochu, tisková hlava se tedy bude pohybovat pouze v rovině XY.

2.4. Plasty pro FDM 3D tisk

Plasty pro 3D tisk jsou materiály používané v procesu aditivní výroby, známé také jako 3D tisk. Jsou to speciálně navržené polymery, které lze zahřát a nanést ve vrstvách, aby vytvořily trojrozměrné objekty.

Existuje mnoho různých druhů plastů pro 3D tisk, z nichž každý má různé vlastnosti a odpovídající aplikaci. Některé z nejběžnějších typů plastů pro 3D tisk zahrnují:

- PLA (polymetylakrylát) – nejpobulárnější plast pro FDM 3D tisk díky své jednoduché tiskové kvalitě, nízkému zkroucení a malému zápachu během tisku.
- ABS (akrylonitril-butadien-styren) – silný a odolný materiál, který se často používá pro výrobu prototypů a průmyslových dílů. Je však obtížněji tisknutelný než PLA a má vyšší teplotu tání.
- PETG (polyethylentereftalát-glykol) – robustní a flexibilní plast s vynikající odolností vůči UV-záření a vlhkosti. Je také snadno tisknutelný a má vynikající pevnost.
- TPU (termoplastický polyuretan) – elastický a pružný plast, který se používá pro tisk flexibilních dílů, jako jsou těsnění nebo pneumatiky. Je nutné dodržet správnou teplotu tisku, aby nedošlo k zastavení filamentu.
- Nylon – pevný, odolný vodě a chemikáliím. Je vhodný pro tisk pevných dílů, jako jsou závěsy nebo ozubená kola, je však obtížněji tisknutelný než PLA nebo PETG.
- PVA (polyvinylalkohol) – materiál používaný jako podpurný materiál při tisku složitých modelů. PVA se snadno rozpouští ve vodě, takže podpurné struktury lze snadno odstranit bez poškození modelu.
- PEEK (polyetheretherketon) – termoplastický polymer s vysokou teplotní a chemickou odolností, mechanickou pevností a dlouhou životností. PEEK je široce používán v různých průmyslových odvětvích, kde je vyžadován materiál s vysokými technickými vlastnostmi a odolností v extrémních podmínkách. [20, 21]

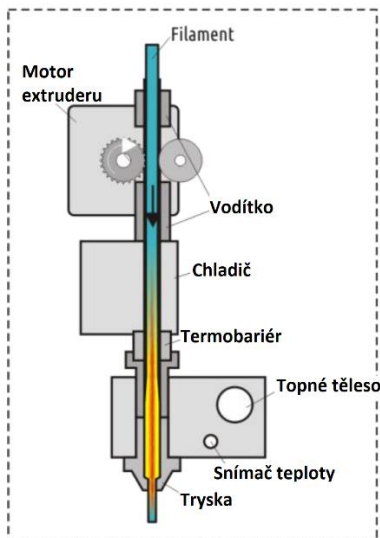
Vlastnosti popsaných materiálů jsou uvedeny v (tab. 1).

Tab. 1.: Vlastnosti plastů pro 3D tisk. [20, 21]

Materiál	Hustota $\left[\frac{g}{cm^3}\right]$	Teplota tryska/podložka [°C]	Max. teplota exploatace [°C]	Pevnost v tahu [MPa]
PLA	1,25	210/50	40	40
ABS	1,05	240/90	90	40
PETG	1,3	230/70	70	60
TPU	1,15	220/50	70	50
NYLON	1,1	250/100	110	80
PVA	1,3	230/50	40	30
PEEK	1,3	410/140	170	100

2.5. Typy mechanismů podání materiálů do trysky

2.5.1. Direct



Obr. 17.: Schéma Direct-extrudéru. [23]

Jedná se o metodu vytlačování (viz obr. 17), při které extrudér tlačí materiál pro 3D tisk přímo do trysky, což znamená velice blízké umístění extrudéru k tavné zóně – přímo na hlavě 3D tiskárny. Tato metoda je dobrá z mnoha důvodů, ale má i své nevýhody. [19, 23]

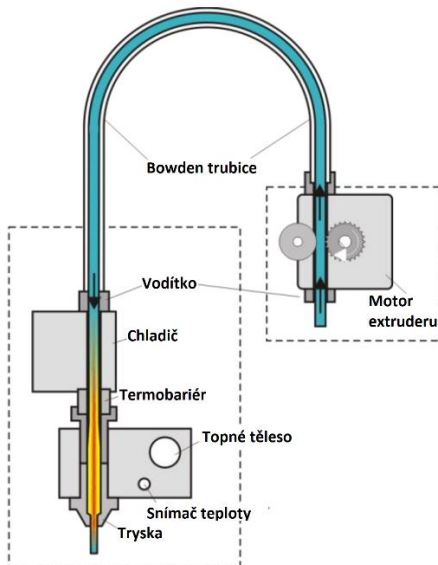
Výhody

- Nejlepší vytlačování: vzhledem k tomu, že na tiskové hlavě je namontován přímý extrudér, motor může snadno tlačit vlákno přímo do trysky, což zajišťuje lepší vytlačování.
- Rychlejší retracts: vzhledem k tomu, že extrudér je blízko trysky, přímý extrudér může rychle odvádět materiál a způsobuje méně problémů se zbytky materiálu při přejezdech mezi tiskem.
- Méně výkonný motor: vzhledem k malé vzdálenosti mezi extrudérem a tryskou je zapotřebí méně točivého momentu z motoru, aby se materiál protlačil.
- Širší sortiment materiálů: přímý extrudér je kompatibilní se širokou škálou materiálů pro 3D tisk. Dokonce i s flexibilními a abrazivními materiály zajišťuje přímé vytlačování spolehlivý 3D tisk.

Nevýhody

- Dodatečné přetížení při pohybu hlavy: při instalaci extrudéru na tiskovou hlavu se samozřejmě zvyšuje hmotnost. Tato dodatečná hmotnost přidává omezení rychlosti, což způsobuje větší kolísání a pravděpodobně ztrátu přesnosti v osách X a Y při vysokých rychlostech.
- Mechanismus se nachází blízko zahřátých míst, což způsobuje větší provozní teploty.

2.5.2. Bowden



Obr. 18.: Schéma Bowden extrudéru. [23]

Na rozdíl od přímých vytlačovacích mechanismů Direct, extrudéry typu Bowden (viz obr. 18) jsou instalovány na rámu 3D tiskárny. Tlačí a táhne filament přes dlouhou trubku přímo do hotendu. Tento systém má také výhody i nevýhody. [19, 23]

Výhody

- Optimalizace pohybu vozíku 3D tiskárny: vzhledem k tomu, že motor Bowden-extrudéru je instalován na rámu 3D tiskárny, má hlava mnohem menší hmotnost, což znamená možnost rychlejšího, tiššího pohybu a lepší polohování při vysokých rychlostech.
- Větší pracovní prostor: Bowden-extrudér umožňuje použití menšího vozíku tiskové hlavy, což zase umožňuje větší množství pracovního prostoru.

Nevýhody

- Silnější motor: vzhledem k tomu, že Bowden-extrudér tlačí a protahuje materiál dlouhou trubkou, existuje mezi nimi určité tření. Toto tření vyžaduje větší protlačovací sílu.
- Pomalejší doba odezvy: větší tření v trubce vede k pomalejšímu času odezvy. Extrudéry typu Bowden vyžadují větší délku vracejícího se filamentu a vyšší rychlost reaktu, aby se zabránilo vadám 3D tisku.
- Menší rozsah dostupných materiálů: některé flexibilní a abrazivní materiály mohou uvíznout nebo se opotřebovat v bowdenových trubkách.

2.5.3. Shrnutí přehledu typů podání materiálů

Direct-extrudér a Bowden-extrudér jsou dva různé typy extrudérů používaných ve 3D tisku. Direct-extrudér přivádí filament přímo do horké trysky tiskové hlavy, což umožňuje přesnější kontrolu přívodu materiálu během tisku. To je užitečné zejména při tisku složitých modelů s jemnými detaily nebo při použití specializovaných materiálů, jako jsou flexibilní nebo abrazivní materiály. Direct extrudér je obecně více kompatibilní se širokým počtem filamentů, včetně kompozitů a dalších složitých materiálů. To dává větší svobodu při výběru tiskových materiálů.

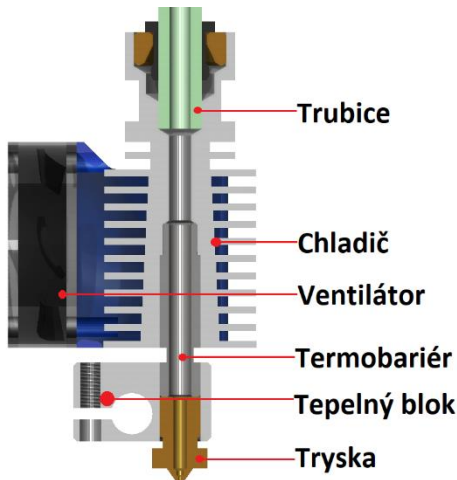
Z výše uvedených důvodů jsem zvolil řešení Direct-extrudéru, které je nejvhodnější pro sériový 3D tisk. Byl zvolen mechanismus podání materiálu BMG [33], který odpovídá požadavkům stabilního podávání materiálu a může být použit ve schématu Direct (viz obr. 19).



Obr. 19.: Mechanismus podání filamentu BMG. [33]

2.6. Hotend

2.6.1. Struktura hotendu FDM



Obr. 20.: Struktura hotendu. [22]

Tryska (viz obr. 20): tryskou zahřátou na požadovanou teplotu prochází roztavený plast. Průměr toku výstupního materiálu udává průměr trysky. Obvykle jsou vyrobeny z materiálů s vysokou tepelnou vodivostí. Avšak při použití pevných a kompozitních materiálů se při tisku používá tryška z materiálů s vysokou tvrdostí ke zpomalení brusného opotřebení.

Tepelný blok: vzájemně propojuje termobariéru a tryšku pomocí závitu, termobariéra je zasunuta shora a tryška zdola. Obvykle je vyrobena z materiálů s vysokou tepelnou vodivostí, jako je hliník, ale v případě použití plastu s velkou teplotou tání se používají jiné kovy schopné vydržet

takové teploty. Tepelný blok obsahuje topný prvek (obvykle v podobě keramického topného tělesa) i teplotní senzor a slouží jako přenašeč tepla do trysky.

Termobariéra: toto je prvek, který odděluje horkou taveninovou zónu od chladného chladiče. Jeho cílem je co nejvíce zkrátit teplotní přechod. To je nezbytné pro zabránění zaseknutí materiálu v celém mechanismu, způsobenému rozdílem teplot. Obvykle je vyroben z materiálů s nízkou tepelnou vodivostí, jako jsou nerezová ocel nebo titan.

Chladič: účelem chladiče je chlazení studené strany termobariéry. Ochladuje se vzduchem, který dodává ventilátor nebo, kapalinou, v případě velké teploty okolí, kterou pumpuje čerpadlo ze studené zóny. Chladič má obvykle drážky pro zvýšení plochy jeho povrchu a lepší odvod tepla.

Trubice: trubka slouží k podávání materiálu z cívky, na kterou je navinut. Obvykle se vyrábí z materiálů s nízkým koeficientem tření, jako je teflon. [22, 24]

2.6.2. Shrnutí přehledu hotendu

Tento typ konstrukce je velmi univerzální a nevyžaduje žádné úpravy pro použití na sériové 3D tiskárně. Při použití jednoduchých materiálů s nízkou teplotou tání lze použít trysky z materiálů s vysokou tepelnou vodivostí, například mosaz. Pokud je nutné tisknout kompozitní materiály, lze je vyměnit za tvrzenou ocel. V případě použití vysoké teploty uvnitř tiskárny bude nutné použít vodní chladič s chladičem vynesným do studené zóny.

Těmto parametrům odpovídá konstrukce hotendu E3D-V6 (viz obr. 21).



Obr. 21.: Hotend E3D-V6. [34]

2.7. Typy komor ve 3D tiskárnách

Komory ve 3D tiskárnách jsou nezbytné pro zajištění stability a regulace teploty uvnitř tiskového objemu, což přispívá ke zlepšení kvality a přesnosti tisku a také umožňuje použití více druhů materiálů.

2.7.1. Plně otevřené

Všechny strany jsou otevřené a umožňují volný průtok vzduchu. Při použití takové konstrukce mohou všechny vnější faktory zhoršit kvalitu tisku. Také s takovou konstrukcí nebude možné tisknout velké součástky, součástka se jednoduše odlepí od tiskové plochy nebo začne praskat.

2.7.2. Částečně uzavřené

Jedná se o tiskárny, které mají tři plné stěny, nejčastěji chybí horní kryt. Stěny chrání před průvanem, což může někdy zlepšit kvalitu tisku, ale velmi mírně. Teplota uvnitř krabice se obvykle neliší od okolní teploty, nebo je mírně vyšší, doslova o pár stupňů.

2.7.3. Krabice

Krabice má chladič nebo jiný výstup z vnitřního prostoru, například ventilátor. Hlavním úkolem krabice je chránit tištěný model před průvanem v místnosti. Teplota uvnitř krabice se obvykle neliší od okolní teploty, nebo je mírně vyšší, doslova o pár stupňů.

2.7.4. Pasivní

Jedná se o dobře izolovanou nebo neizolovanou komoru bez vyfukování vzduchu, kde hlavním zdrojem tepla je vyhřívána plošina. Teplota uvnitř pasivní termokomory se liší od okolní teploty 3D tiskárny a může dosáhnout až 60 stupňů Celsia.

2.7.5. Aktivní

To znamená, že oblast tisku je nejen izolovaná, ale samozřejmě má kromě vyhřívání stolu také další zdroj tepla. K dispozici je také ventilátor pro udržení cirkulace horkého vzduchu v komoře. Výhody aktivních termokomor jsou využívány při tisku ze žáruvzdorných plastů typu PEEK a dalších. Aktivní termokomora je potřebná právě pro tisk velkých dílů z PEEK. [27, 28]

2.7.6. Shrnutí přehledu komor v 3D tiskárně

Uzavřená komora může snížit vnější faktory, jako jsou průvan nebo změny vlhkosti, které mohou ovlivnit kvalitu tisku. Výsledkem budou stabilnější a předvídatelnější výsledky tisku. Stejně tak uzavřená komora, pokud bude nainstalován odsavač, může snížit pachy a emise z tisku přicházející do místnosti, zejména při použití materiálů, které mohou odpařovat škodlivé látky v procesu tisku. Tento typ komory nepotřebuje instalace doplňkových ohříváčů, což nekomplikuje konstrukci, ale zároveň je schopen udržet dostatečnou teplotu uvnitř pro více typů plastů.

Z výše uvedených důvodů jsem vybral řešení uzavřené pasivní komory, které nejlépe vyhovuje pro sériový 3D tisk součástek středních rozměrů.

2.8. Dělení tiskových plošin

2.8.1. Podle vyhřívání

- S vyhříváním – v porovnání s variantou bez vyhřívání jsou dražší, ale to je zanedbatelné vzhledem k možnosti tisknout více typů materiálů.
- Bez vyhřívání – omezení rozměru tištěné součástky a typu materiálu.

2.8.2. Podle demontáže konstrukce

- Hlavní platforma bez vyměnitelné vrstvy – konstrukce je levnější, ale velice zpomaluje rychlost celkové operace tisku. Další nevýhodou je drahá a dlouhá výměna při poruše.
- Hlavní platforma s vyměnitelnou tuhou plošinou – lepší pro tisk velkých dílů, plošina se nedeformuje společně se součástkou při chladnutí, to zajišťuje výsledný tvar dílu. Díky rychlé výměně nezpomaluje celkový cyklus tisku.
- Možnost odstranění měkké horní plošiny – lepší pro tisk malých dílů, díky flexibilitě bude snadné odstranit vytištěný díl, ale nebude zajištěn tvar prvních vrstev. Při tisku velkých dílů může docházet k deformacím.

2.8.3. Podle vnějšího povrchu

- Bez dodatečného povlaku – může dojít k nízké adhezi u většiny materiálů, a tedy k poškození výtisku při odstraňování.
- Neodstranitelný tenký povlak – obvykle je vyroben z plastu, což způsobuje nemožnost tisku při dostatečně vysokých teplotách. Při opotřebení tento povrch nelze vyměnit, což vede k větším nákladům. Výhodou je, že není nutno nanášet přídavný materiál.
- Dodatečně nanesené lepidlo – k výhodám se řadí možnost nanášení na jakýkoliv povrch a možnost tisku vysokoteplotních materiálů. Další výhodou spočívá v tom, že je možné zvolit potřebný typ lepidla pro konkrétní výrobek za účelem snížení nákladů. Nevýhodou je nutnost výměny při každém novém cyklu u náročných materiálů.




2.8.4. Shrnutí přehledu tiskových plošin

Z výše uvedeného popisu byla zvolena tisková plošina s vyhříváním a s vyměnitelnou tuhou plošinou, díky možnosti rychlé výměny při sériové výrobě. Základní deska s vyhříváním bude vyrobena z hliníku, díky vysoké tepelné vodivosti. Vyměnitelná deska bude vyrobena z plechu z nerezové oceli o tloušťce 1,5 mm. Na vyměnitelnou plošinu se bude nanášet lepidlo v případě nutnosti. Tato kombinace zajistí dobrou opakovatelnost a kvalitu tisku bez deformací součástek.

2.9. Mechanické komponenty

2.9.1. Přehled typů lineárního vedení

Tab. 2.: Přehled typů lineárního vedení.

Název	Foto	Výhody	Nevýhody
Hlazená tyč + lineární kuličkové ložisko (viz obr. 22)	 <p>Obr. 22.: Lineární kuličkové ložisko. [10]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Malé tření • Vysoká přesnost 	<ul style="list-style-type: none"> • Nemůže přenášet velké zatížení na velkých délkách • Vysoká citlivost na znečištění • Složitá konstrukce
Hlazená tyč + lineární kluzné ložisko (viz obr. 23)	 <p>Obr. 23.: Lineární kluzné ložisko. [10]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Plynulý a tichý pohyb • Odolnost vůči znečištění 	<ul style="list-style-type: none"> • Nemůže přenášet velké zatížení na velkých délkách • Vysoký koeficient tření • Opatřebení a potřeba mazání
Vozík – kolejnice (viz obr. 24)	 <p>Obr. 24.: Lineární vedení. [10]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Odebírá pět stupňů volnosti • Může přenášet velké zatížení na velkých délkách 	<ul style="list-style-type: none"> • Vyšší cena • Hlučné při pohybu • Vysoká přesnost pohybu




2.9.2. Shrnutí přehledu typů lineárního vedení

Pro pohyb hlavy byl zvolen typ vedení vozík – kolejnice.

Vozík s kuličkovými ložisky může nabídnout řadu výhod oproti hlazené tyči s lineárním ložiskem, jako je nižší tření. Vysoká přesnost a opakovatelnost jsou rovněž výhody, zvláště důležitá je pak vysoká přesnost polohování. Vysoká cena je samozřejmě nevýhodou, ale v průmyslových zařízeních je mnohem důležitější opakovatelnost a stabilita výsledku.

2.9.3. Přehled pohonů pohybových os

Tab. 3.: Přehled pohonů.

Název	Foto	Výhody	Nevýhody
Trapézový šroub + matice (viz obr. 25)	 <p><i>Obr. 25.: Pohybový šroub s maticí. [10]</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> • Poměrně levné • Dostatečná přesnost pohybu 	<ul style="list-style-type: none"> • Nutné používat mazivo • Mezi maticí a šroubem je vůle • Nízká účinnost
Kuličkový šroub + matice (viz obr. 26)	 <p><i>Obr. 26.: Kuličkový šroub s maticí. [16]</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> • Bez vůlí • Nízké tření • Vysoká přesnost • Vysoká účinnost 	<ul style="list-style-type: none"> • Velká cena • Vysoká citlivost ke znečištění
Ozubený řemen + řemenice (viz obr. 27)	 <p><i>Obr. 27.: Řemen a řemenice GT2. [10]</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> • Poměrně levné • Lze použít s ohybem • Není nutné používat mazivo • Relativně malé rozměry pohonu • Nejsou hlučné při pohybu 	<ul style="list-style-type: none"> • Nemůže přenášet velké zatížení na velkých délkách • Dostatečně velké prodloužení při zatížení

2.9.4. Shrnutí přehledu pohonů pohybových os

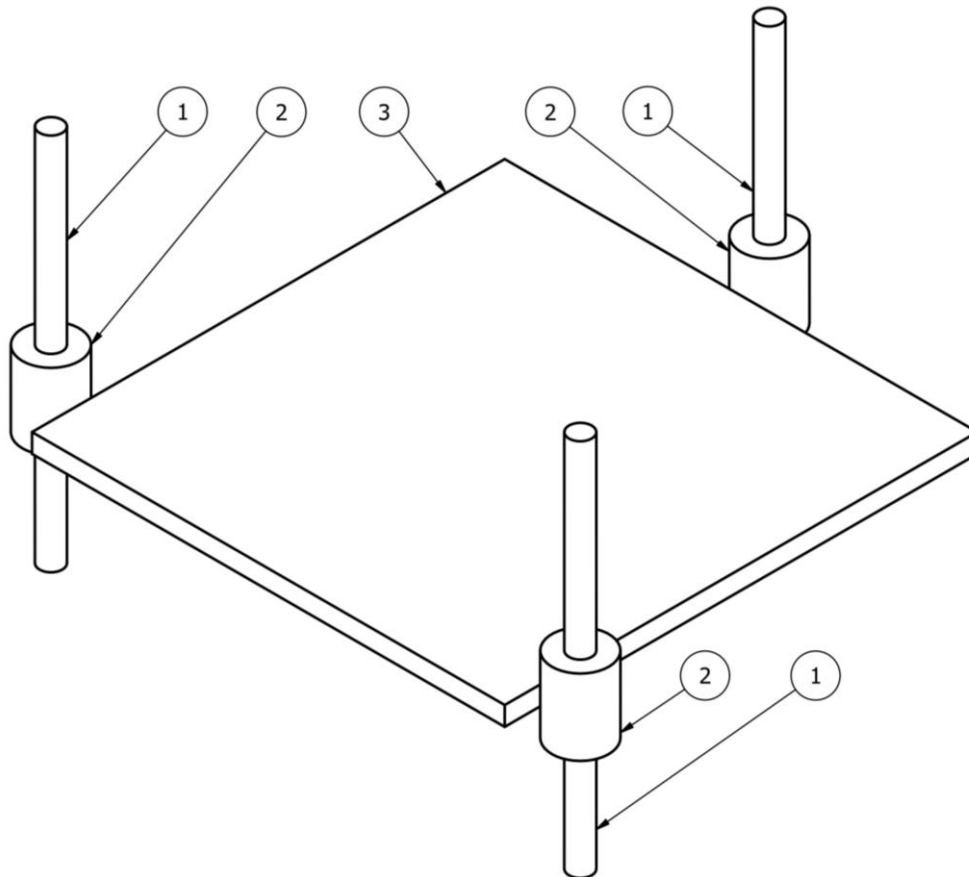
Pro pohyb tiskové plošiny bylo zvoleno vedení kuličkovými šrouby z několika důvodů. Za prvé tento typ pohonu umožňuje přesný a opakovatelný pohyb. Za druhé zajišťuje polohu nejen axiálně, ale také radiálně, a to v případě malého zatížení, kdy není potřeba přídatného vedení. To vede k usnadnění konstrukce a větší trvanlivosti z důvodu menšího počtu prvků.

Pro pohyb hlavy bylo zvoleno vedení řemenem, protože kinematické schéma CoreXY to vyžaduje. Tento typ vedení má nízkou hmotnost, což vede k menším silám při zrychleních, díky čemuž je možné navrhovat rám menší pevnosti.

3. Praktická část

3.1. Popis významných konstrukčních uzlů

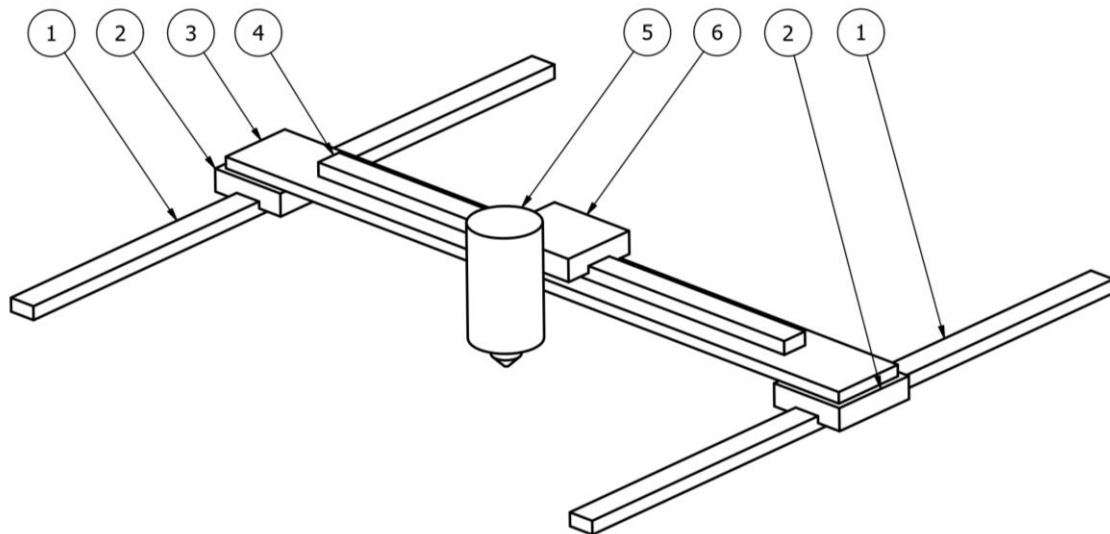
3.1.1. Plošina a její pohyb



Obr. 28.: Návrh pohybu plošiny – osa Z (1 – kuličkový pohybový šroub, 2 – matice kuličkového šroubu, 3 – plošina).

Platforma (3) (viz obr. 28) pro 3D tisk je povrch, na který se umísťuje materiál v průběhu tisku. Platforma může mít různé tvary i velikosti a může být vyrobena z různých materiálů. Ve zvoleném kinematickém schématu se stůl bude pohybovat podél osy Z, tedy vertikálně. K tomu budou použity tři kuličkové šrouby (1), které budou určovat jak výšku platformy a zároveň budou tvořit její vedení. Každý šroub bude poháněn motorem a připojen k plošině kuličkovou maticí (2). V dolní části jsou šrouby spojeny s hřídeli motorů svěrnou spojkou, horní konce jsou uloženy v radiálních ložiscích, což zajistí menší kmitavost plošiny.

3.1.2. Pohyb trysky

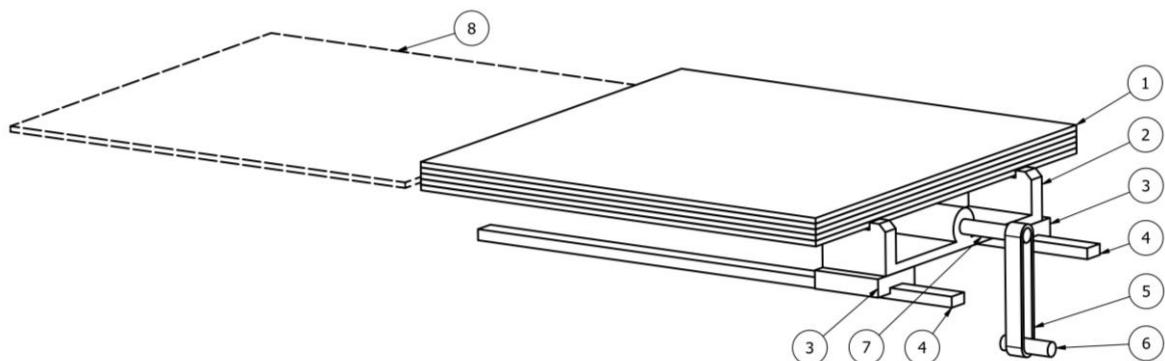


Obr. 29.: Návrh pohybu plošiny – osa Z (1 – lineární vedení osy Y, 2 – vozík lineárního vedení osy Y, 3 – portál, 4 – lineární vedení osy X, 5 – tisková hlava, 6 – vozík lineárního vedení osy X).

Kinematika bude založena na schématu CoreXY – to je typ řízení pohybu, který umožňuje přesnější a stabilnější pohyb tiskové hlavy.

Lineární vodítka (1) na ose Y (viz obr. 29) jsou připevněna na pevném rámu. Na nich jsou umístěny vozíky (2), ke kterým je připevněn portál (3). Na portálu je nainstalováno lineární vodítko (4) osy X s vozíkem (6), na němž je již připevněna tisková hlava (5), a zejména tryska. Motory, pevně umístěné na rámu, pohání dva řemeny, které tvoří dvě uzavřené smyčky. Řemeny jsou pevně spojeny s tiskovou hlavou a přenášejí točivý moment z motorů na pohyb portálu a hlavy.

3.1.3. Mechanismus výměny tiskových plošin



Obr. 30.: Návrh pohybu plošiny – osa Z (1 – plošiny, 2 – posuvný mechanismus, 3 – vozík lineárního vedení, 4 – lineární vedení, 5 – řemen, 6 – hřídel motoru, 7 – pohybový šroub, 8 – pozice plošiny po zdvihu).

Princip mechanismu výměny plošin (viz obr. 30) je založen na vytlačování staré plošiny (8) s vytištěnými díly připravenou novou deskou (1). To je možné díky dvěma hřebenům (2) poháněným trapézovým šroubem (7). Hřebeny jsou připevněny k vozíkům lineárního vedení (3), ty se pohybují podél lineárních vodítek (4) a posouvají novou deskou do tiskového prostoru. Pohybový šroub je poháněn krokovým motorem (6) pomocí řemene (5).

Tato operace výměny se provádí při dolní poloze plošiny po dokončení tisku. Poté se mechanismus vrátí do původní polohy a cyklus tisku se automaticky opakuje.

3.2. Pevnostní výpočty

3.2.1. Výpočet osy Z

3.2.1.1. Návrh motorů osy Z

Tab. 4.: Vstupní hodnoty pro výpočet osy Z.

Zkratka	$\eta_{kš}$	m_s	m_{pz}	P_{hz}	a_{pz}	v_{pz}	k_{mz}
Hodnota	0,85	5 kg	25 kg	4 mm	$1000 \frac{mm}{s^2}$	$50 \frac{mm}{s}$	1,2

V navržené konstrukci 3D tiskárny se bude tisková plošina pohybovat svisle podél osy Z. Pohyb zajišťují tři pohybové tři kuličkové šrouby o průměru 12 mm a se stoupáním 4 mm (dále v textu je šroub značen 1204), které se otáčejí pomocí tří krokových motorů. Ze zvolených hodnot maximální rychlosti pohybu v_{pz} , maximálního zrychlení a_{pz} a zvedané hmotnosti m_{pz} se počítá potřebný výkon motoru P_{mz} .

Vzorec závislosti točivého momentu na výkonu a stoupání závitu, kde ω_z je úhlová rychlost pohybového šroubu, se vypočítá podle vzorce (5.2):

$$M_{mz} = \frac{P_{mz}}{\omega_z} \quad (5.1)$$

$$\omega_z = 2 \cdot \pi \cdot n_z \quad (5.2)$$

Maximální otáčky kuličkového šroubu N_z se spočítají z maximální rychlosti pohybu a stoupání závitu P_{hz} :

$$n_z = \frac{v_{pz}}{P_{hz}} = \frac{50}{4} = 12,5 \frac{ot}{s} = 750 \frac{ot}{min} \quad (5.3)$$

Zvedací sílu pohybového šroubu vyvolanou motorem je možné určit následujícím způsobem:

$$F_{mz} = \frac{2 \cdot M_{mz} \cdot \pi \cdot \eta_{kš}}{P_{hz}} \quad (5.4)$$

Dosazením vzorců (5.1 – 5.3) do rovnice (5.4) získáme výsledný vztah pro výpočet výkonu motoru:

$$P_{mz} = \frac{F_{mz} \cdot v_{pz}}{\eta_{kš}} \quad (5.5)$$

Svislá síla působící na šrouby se skládá ze zvolené maximální zátěže m_{pz} a hmotnosti tištěné plošiny m_s . Ta se bude rovnat zdvihací síle tří šroubů:

$$3 \cdot F_{mz} = (m_s + m_{pz}) \cdot (g + a_{py}) \quad (5.6)$$

Po úpravě dostaneme vzorec a vypočítáme potřebnou zvedací sílu jednoho šroubu:

$$F_{mz} = \frac{(m_s + m_{pz}) \cdot (g + a_{py})}{3} = \frac{(5 + 25) \cdot (9,8 + 1)}{3} = 108 \text{ N} \quad (5.7)$$

Dosadíme sílu F_{mz} do vzorce (5.5) a získáme potřebný výkon motoru, který je násoben bezpečností k_{mz} :

$$P_{mz} = \frac{F_{mz} \cdot v_{pz} \cdot k_{mz}}{\eta_{kš}} = \frac{108 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 1,2}{0,85} = 7,7 \text{ W} \quad (5.8)$$

Pro návrh motoru vypočítáme maximální potřebný točivý moment:

$$M_{mz} = \frac{F_{mz} \cdot P_{hz}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{kš}} = \frac{108 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,85} = 0,09 \text{ Nm} \quad (5.9)$$

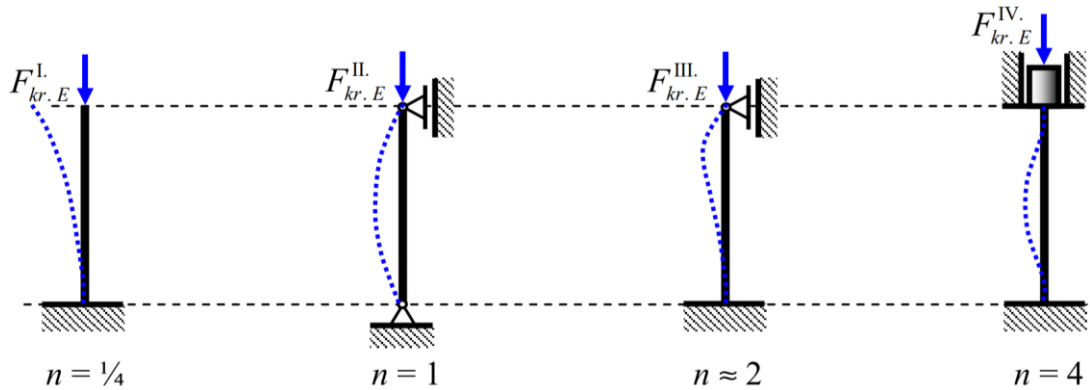
Z podmínky potřebného točivého momentu M_{mz} při otáčkách n_z a výkonu P_{mz} a také podmínky dostupnosti při nákupu byl zvolen motor *17HS15-1684S* (viz [31]) s točivým momentem $M_{mzr} = 0,23 \text{ Nm}$ a maximálním výkonem $24 \cdot 1,69 = 40,5 \text{ W}$ při požadovaných otáčkách (viz [36]). Motor se volil silnější než je požadováno, díky tomu se teplo, vznikající při provozu, bude lepe odvádět a vzhledem k stacionárnímu umístění na rámu se neprojeví žádné negativní efekty spojené s větší hmotností nebo rozměry.

3.2.1.1. Pevnostní kontrola kuličkového šroubu osy Z

Tab. 5.: Vstupní hodnoty pro pevnostní kontrolu kuličkového šroubu 1204.

Zkratka	σ_U	σ_k	E	$l_{zš}$	F_{mz}	d_{3-1204}
Hodnota	180 MPa	235 MPa	$2,1 \cdot 10^5$ MPa	350 mm	108 N	9,5 mm

Předpokládá se, že kuličkový šroub 1204 bude vyroben z oceli S235JR.



Obr. 31.: Případy vzpěru. [32, str. 59]

V dolní části je šroub spojen s hřídelí motoru svěrnou spojkou, horní konec je uložen v radiálním ložisku. Pro takové uložení je $n = 2$ (viz obr. 31).

Hmotnost šroubu při výpočtu zanedbáme.

Pro stanovení oblasti vzpěru je nutné stanovit štíhlost šroubu a mezní štíhlost.

Štíhlost šroubu se vypočítá podle vzorce [32, str. 59]:

$$\lambda_z = \sqrt{\frac{l_{zš}^2 \cdot A_{1204}}{J_{zz}}} = \sqrt{\frac{l_{zš}^2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{3-1204}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_{3-1204}^4}{64}}} = \frac{4 \cdot l_{zš}}{d_{3-1204}} = \frac{4 \cdot 350}{9,5} = 147 \quad (5.10)$$

Mezní štíhlost šroubu [32, str. 59]:

$$\lambda_{zm} = \sqrt{\frac{n \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_U}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{180}} = 151,8 \quad (5.11)$$

Ze vztahů (5.10 a 5.11) plyne, že pohybový šroub se nachází v oblasti vzpěru podle Tetmajera, z toho můžeme vypočítat kritické napětí [32, str. 59]:

$$\sigma_{Tz} = \sigma_k + \frac{\sigma_U - \sigma_k}{\lambda_{zm}} \cdot \lambda_z = 235 + \frac{180 - 235}{151,8} \cdot 147 = 181,6 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

Z kritického napětí je možné stanovit bezpečnost tohoto uzlu:

$$k_{sz} = \frac{\sigma_{Tz} \cdot A_{1204}}{F_{mz}} = \frac{\sigma_{Tz} \cdot \frac{\pi \cdot d_{3-1204}^2}{4}}{F_{mz}} = \frac{181,6 \cdot \frac{3,14 \cdot 9,5^2}{4}}{108} = 119 \quad (5.13)$$



Spojení bude fungovat s bezpečností 119 vzhledem ke kritickému napětí podle Tetmajera.

Volit šroub menšího průměru nemá smysl kvůli vyšší ceně šroubu menšího průměru a problematice nákupu.

3.2.1.2. Návrh miskové spojky kuličkového šroubu a motoru osy Z

Tab. 6.: Vstupní hodnoty pro výpočet svěrné síly na miskové spojce.

Zkratka	d_{Hmz}	f_k	k_{zo}	M_{mzr}	$R_{p0,2-8.8}$	d_{3M4}
Hodnota	5 mm	0,15	1,2	0,23 Nm	640 MPa	3,141 mm

Hřídel krokového motoru bude pevně připojena pomocí objímky ke kuličkovému šroubu. Potřebnou svěrnou sílu $Q_{\dot{s}oz}$ určíme ze vztahu (5.14) pro únosnost spoje, kdy třecí moment v objímce musí být větší nebo roven přenášenému točivému momentu motoru M_{mzr} , který je zvětšen bezpečností k_{zo} . Vzhledem k tuhostem objímky s hřídelí a přesnému, poměrně těsnému uložení se předpokládá kosinové rozložení tlaku.

$$k_{zo} \cdot M_{mzr} \leq \frac{4}{\pi} \cdot f_k \cdot Q_{\dot{s}oz} \cdot d_{Hmz} \quad (5.14)$$

Vyjádřená svěrná síla ze vztahu (5.14):

$$Q_{\dot{s}oz} \geq \frac{M_{mzr} \cdot k_{zo} \cdot \pi}{4 \cdot d_{Hmz} \cdot f_k} = \frac{0,23 \cdot 1,2 \cdot 3,14}{4 \cdot 0,005 \cdot 0,15} = 289 \text{ N} \quad (5.15)$$

Pro utahování objímky jsem zvolil šroub M4.

Pro šroub M4 pevnosti 8.8 je $R_{p0,2-8.8} = 640 \text{ MPa}$, $d_{3M4} = 3,141 \text{ mm}$.

Napětí ve šroubu $\sigma_{\dot{s}oz}$ při utahování na potřebnou sílu se počítá podle vztahu:

$$\sigma_{\dot{s}oz} = \frac{Q_{\dot{s}oz}}{A'_{3M4}} \leq 0,7 \cdot R_{p0,2-8.8} \quad (5.16)$$

Kde A'_{3M4} plocha průřezu jádra závitu se počítá:

$$A'_{3M4} = \frac{\pi \cdot d_{3M4}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 3,141^2}{4} = 7,7 \text{ mm}^2 \quad (5.17)$$

Z toho spočítáme napětí ve šroubu:

$$\sigma_{\dot{s}oz} = \frac{Q_{\dot{s}oz}}{A'_{3M4}} = \frac{289}{7,7} = 37,6 \text{ MPa} \quad (5.18)$$

Bezpečnost šroubu:

$$k_{\dot{s}oz} = \frac{R_{p0,2-8.8}}{\sigma_{\dot{s}oz}} = \frac{640}{37,6} = 17 \quad (5.19)$$

Z výsledku (5.19) plyne, že spojení bude fungovat s velkou bezpečností a vzhledem k tomu, že toto spojení nemusí mít co nejnižší hmotnost, bude vyhovovat a další optimalizace není potřeba provádět.

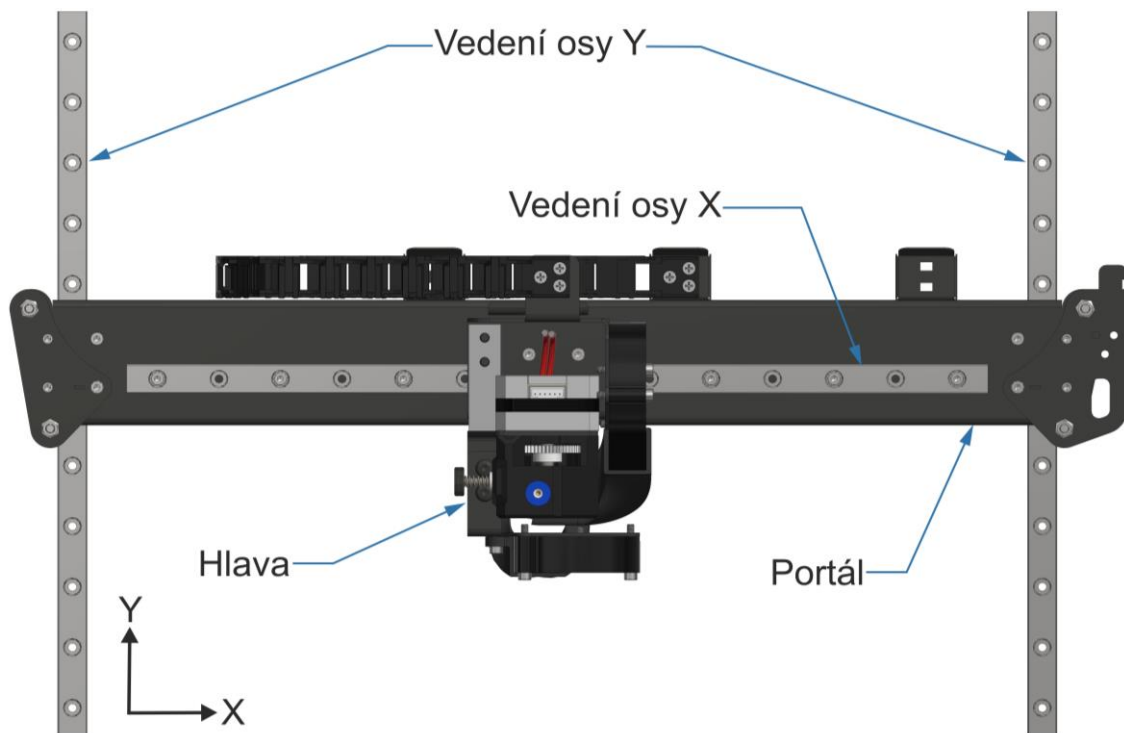
3.2.2. Výpočet os XY

3.2.2.1. Výpočet namáhání přenášeného lineárním vedením XY

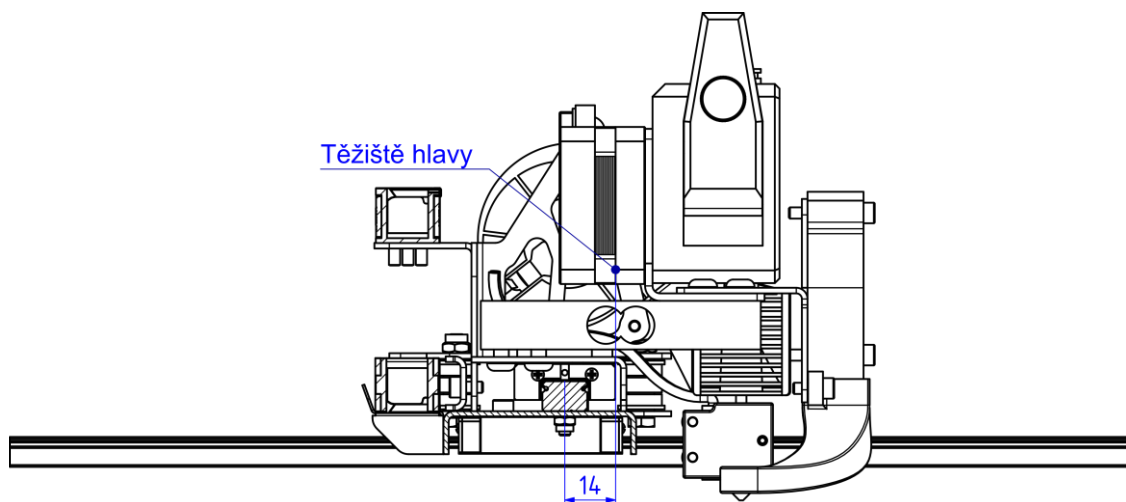
Tab. 7.: Vstupní hodnoty pro výpočet lineárního vedení.

Zkratka	m_h	m_p	a_{pxy}	l_p	l_{p1}	l_{hz}	l_{hy}	l_{vxy}
Hodnota	0,56 kg	0,84 kg	$3 \frac{m}{s^2}$	0,395 m	0,06 m	0,03 m	0,014 m	0,015 m

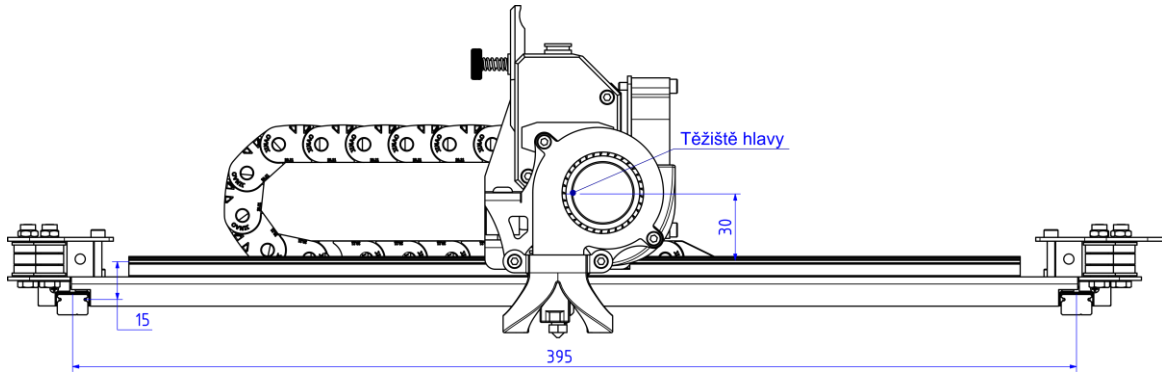
V kapitole (2.9.2) bylo zvoleno lineární vedení a nyní je nutné jej nadimenzovat. Za předpokladu rovnoměrného rozložení hmotnosti podél portálu mohou nastat dva případy.



Obr. 32.: Označení elementů kinematiky CoreXY.



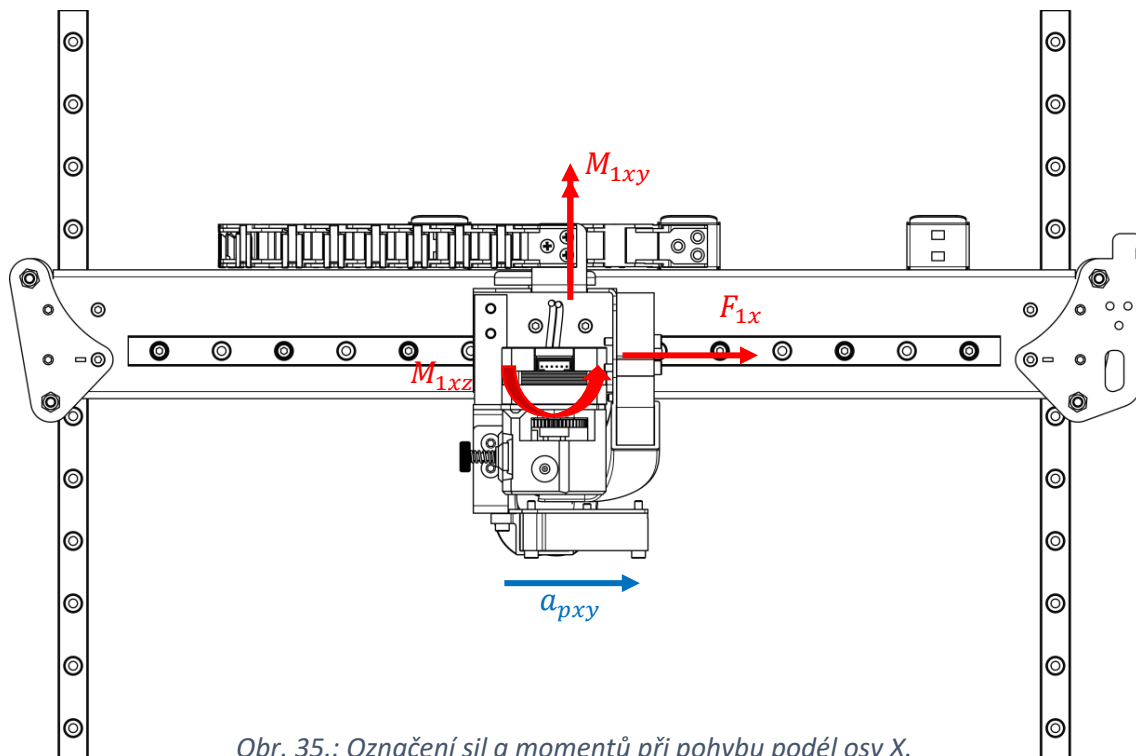
Obr. 33.: Rozměry posuvu těžiště hlavy vzhledem k lineárnímu vedení.



Obr. 34.: Rozměry posuvu těžiště hlavy vzhledem k lineárnímu vedení.

První – hlava je umístěna uprostřed portálu.

V tomto případě při pohybu hlavy podél osy X (viz obr. 35) bude lineární vedení osy X namáháno silou F_{vx1z} , která je způsobena váhou hlavy. Dále při zrychlování a zpomalování vznikají ohybové momenty M_{1xy} a M_{1xz} způsobené posunutým středem hmoty hlavy vzhledem k vedení osy X. Lineární vedení osy Y bude namáháno silou F_{vy1z} , způsobenou váhou portálu a hlavy.



Obr. 35.: Označení sil a momentů při pohybu podél osy X.

Pouijme druhý Newtonův zákon $F = m \cdot a$:

$$F_{1x} = m_h \cdot a_{pxy} = 0,56 \cdot 3 = 1,68 \text{ N} \quad (5.20)$$

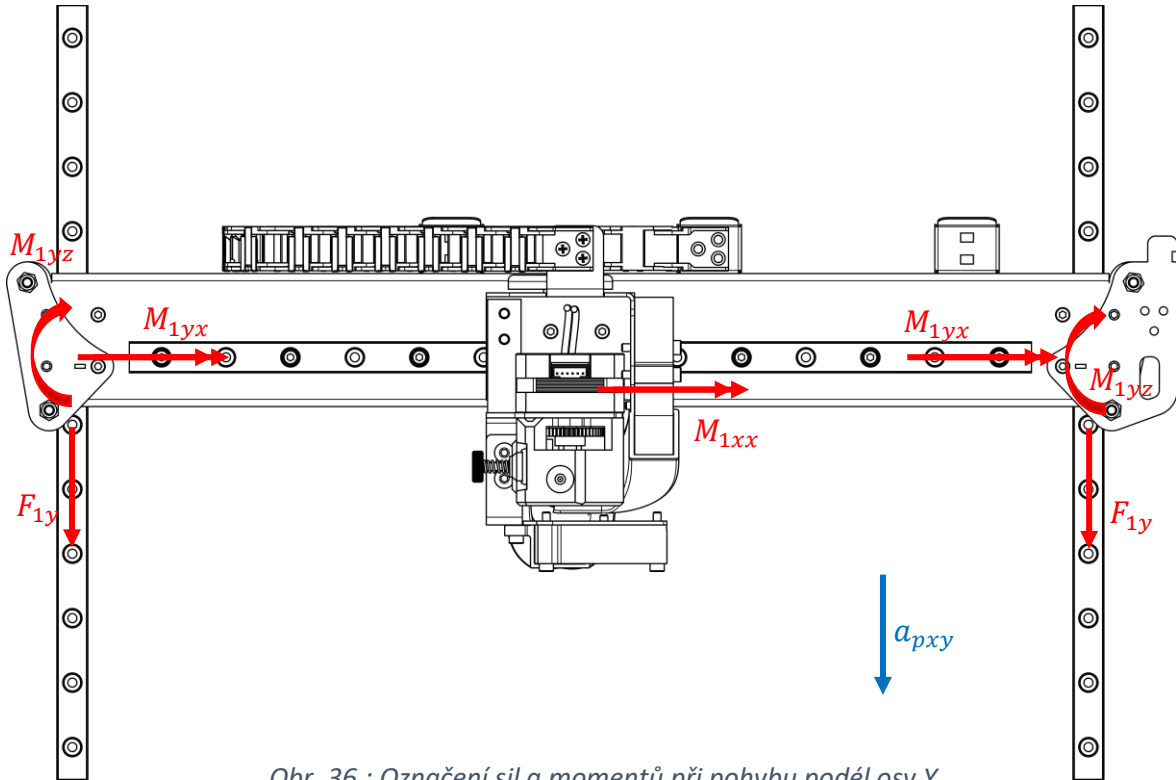
$$F_{vy1z} = \frac{g \cdot (m_p + m_h)}{2} = \frac{(0,84 + 0,56) \cdot 9,81}{2} = 6,9 \text{ N} \quad (5.21)$$

$$F_{vx1z} = g \cdot m_h = 0,56 \cdot 9,81 = 5,5 \text{ N} \quad (5.22)$$

$$M_{1xy} = F_{1x} \cdot l_{hz} = 1,68 \cdot 0,03 = 0,05 \text{ Nm} \quad (5.23)$$

$$M_{1xz} = F_{1x} \cdot l_{hy} = 1,68 \cdot 0,014 = 0,03 \text{ Nm} \quad (5.24)$$

Při pohybu portálu a hlavy podél osy Y (viz obr. 36) vznikne ohybový moment M_{1xx} působící na vedení osy X a ohybový moment M_{1yx} působící na vedení osy Y, způsobené posunutým středem hmoty hlavy vzhledem k vedení os X a Y. Moment M_{1yz} , na vedení osy Y je nulový z důvodu symetrické konstrukce. Předpokládáme, že všechny komponenty jsou absolutně tuhé, a proto síly F_{1y} jsou stejné.



Obr. 36.: Označení sil a momentů při pohybu podél osy Y.

Momentová rovnováha vzhledem k levému vodítku osy Y:

$$M_{1yz} - (m_p + m_h) \cdot a_{pxy} \cdot \frac{l_p}{2} + F_{1y} \cdot l_p + M_{1yz} = 0 \quad (5.25)$$

Silová rovnováha ve směru osy Y:

$$(m_p + m_h) \cdot a_{pxy} - 2 \cdot F_{1y} = 0 \quad (5.26)$$

$$F_{1y} = \frac{(m_p + m_h) \cdot a_{pxy}}{2} = \frac{(0,84 + 0,56) \cdot 3}{2} = 2,1 \text{ N} \quad (5.27)$$

Za předpokladu absolutní tuhosti lineárního vedení, budou momenty stejné, z čehož plyne:

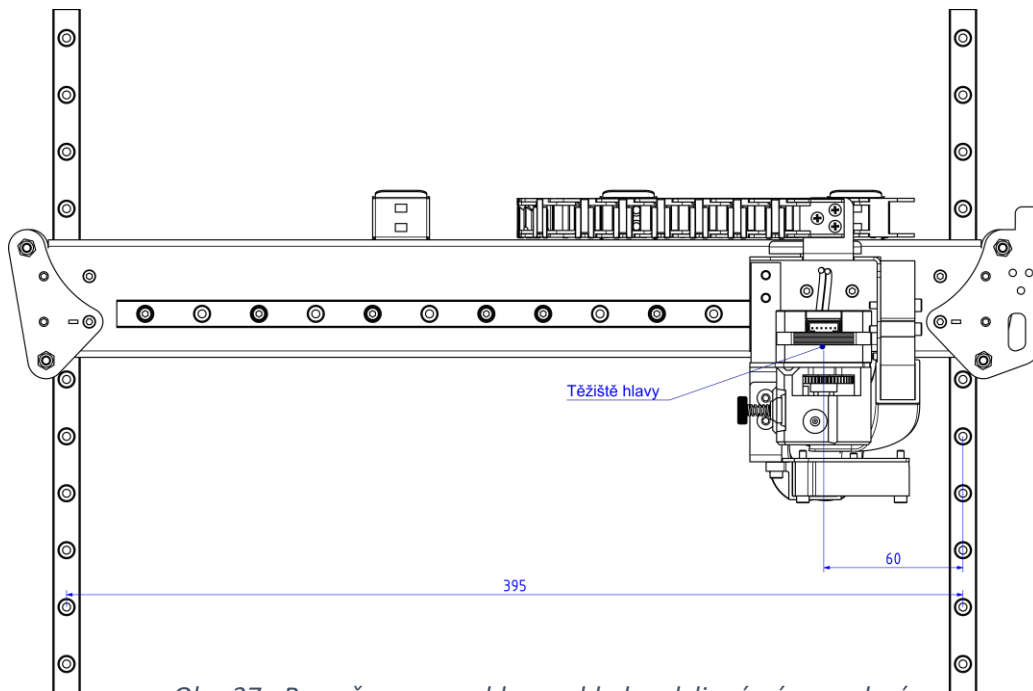
$$M_{1yz} = \frac{(m_p + m_h) \cdot a_{pxy} \cdot \frac{l_p}{2} - F_{1y} \cdot l_p}{2} = \frac{(0,84 + 0,56) \cdot 3 \cdot \frac{0,395}{2} - 2,1 \cdot 0,395}{2} = 0 \quad (5.28)$$

$$M_{1xx} = m_h \cdot a_{pxy} \cdot l_{hz} = 0,56 \cdot 3 \cdot 0,03 = 0,05 \text{ Nm} \quad (5.29)$$

Jelikož těžiště portálu vzhledem k lineárnímu vedení osy Y má nulovou vzdálenost, bude moment M_{1yx} závislý jenom na hmotnosti hlavy a vzdálenosti:

$$M_{1yx} = m_h \cdot a_{pxy} \cdot (l_{hz} + l_{vxy}) = 0,56 \cdot 3 \cdot (0,03 + 0,015) = 0,08 \text{ Nm} \quad (5.30)$$

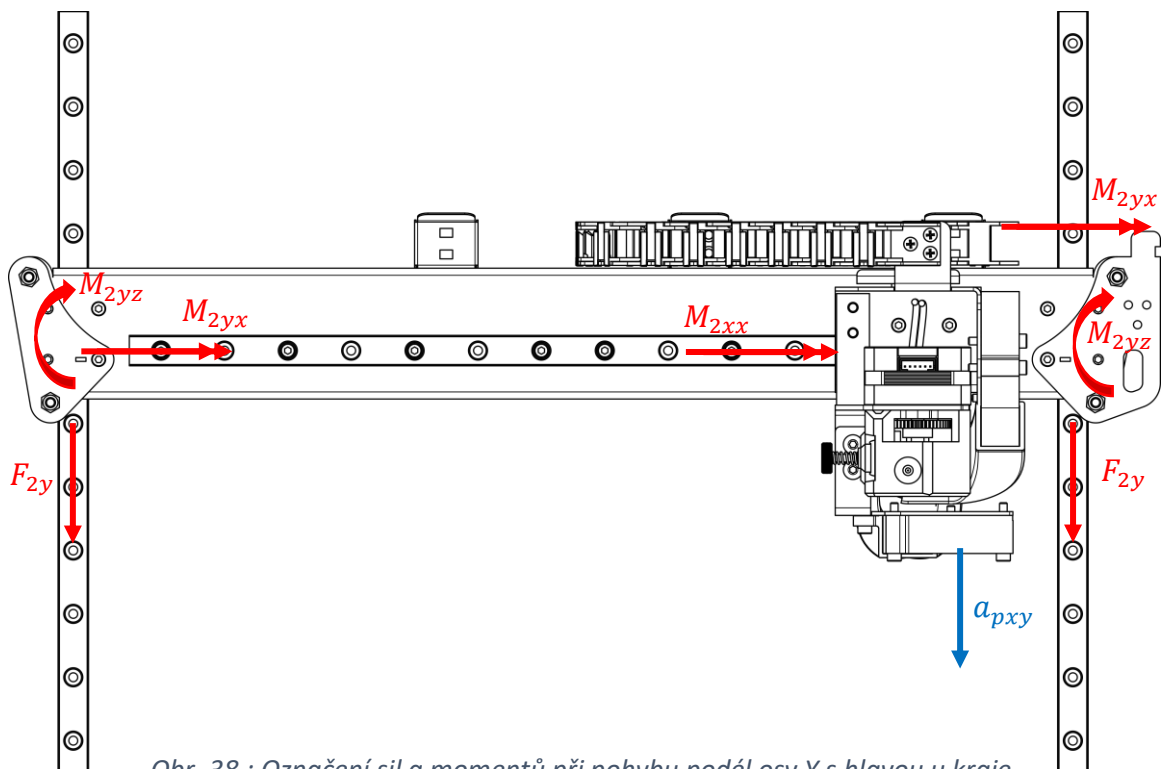
Druhý – hlava se nachází v krajní poloze.



Obr. 37.: Rozměry posuvu hlavy vzhledem k lineárnímu vedení.

V tomto uspořádání při pohybu hlavy podél osy X bude lineární vedení osy X namáháno shodně jako v prvním případě, vzorce (5.20 – 5.24).

Při pohybu portálu a hlavy podél osy Y (viz obr. 38) vznikne ohybový moment M_{2xx} působící na vedení osy X, který je stejný s momentem M_{1xx} , a ohybový moment M_{2yx} působící na vedení osy Y, který je stejný s momentem M_{1yx} díky stejnému posunutí těžiště hlavy. Moment M_{2yz} na vedení osy Y není nulový kvůli nesymetrickému rozložení hmotnosti.



Obr. 38.: Označení sil a momentů při pohybu podél osy Y s hlavou u kraje.



Momentová rovnováha vzhledem k levému vodítku osy Y:

$$M_{2yz} - m_p \cdot a_{pxy} \cdot \frac{l_p}{2} - m_h \cdot a_{pxy} \cdot (l_p - l_{p1}) + F_{2y} \cdot l_p + M_{2yz} = 0 \quad (5.31)$$

Silová rovnováha ve směru osy Y:

$$2 \cdot F_{2y} - (m_p + m_h) \cdot a_{pxy} = 0 \quad (5.32)$$

Z toho je možné vypočítat sílu F_{2y} :

$$F_{2y} = \frac{(m_p + m_h) \cdot a_{pxy}}{2} = \frac{(0,84 + 0,56) \cdot 3}{2} = 2,1 \text{ N} \quad (5.33)$$

Vyjádřením M_{2yz} z rovnice (5.31) dostaneme výsledek:

$$\begin{aligned} M_{2yz} &= \frac{m_p \cdot a_{pxy} \cdot \frac{l_p}{2} + m_h \cdot a_{pxy} \cdot (l_p - l_{p1}) - F_{2y} \cdot l_p}{2} = \\ &= \frac{0,84 \cdot 3 \cdot \frac{0,395}{2} + 0,56 \cdot 3 \cdot (0,395 - 0,06) - 2,1 \cdot 0,395}{2} = 0,12 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (5.34)$$

3.2.2.2. Návrh lineárního vedení os X Y

Nejlepší konstrukční provedení (vzhledem k uložení řemene v konstrukci) umožňuje lineární vedení MGN12C, dále tedy provedeme kontrolu s výše vypočítanými silami a momenty.

Největší síla působící na vedení je $F_{vy1z} = 6,9 \text{ N}$, největší zatěžovací moment je $M_{2yz} = 0,12 \text{ Nm}$.

Pro výpočet statické bezpečnosti je nutné stanovit ekvivalentní hodnoty P_{m1} a M_{m1} . M_{m1} se bude rovnat maximálnímu momentu, to znamená $M_{m1} = M_{2yz} = 0,12 \text{ Nm}$. Zatěžovací síla F_{vy1z} je vždy konstantní, proto $P_{m1} = F_{vy1z} = 6,9 \text{ N}$.

Tab. 8.: Jmenovité zatížení a momenty pro série MGN. [25, str. 89]

Série	Přípustné dynamické zatížení C_{dyn} [N]	Přípustné statické zatížení C_0 [N]	Dynamicky moment [Nm]			Staticky moment [Nm]		
			M_X	M_Y	M_Z	M_{0X}	M_{0Y}	M_{0Z}
MGN07C	980	1 245	3	2	2	4,7	2,8	2,8
MGN07H	1 370	1 960	5	3	3	7,6	4,8	4,8
MGN09C	1 860	2 550	8	5	5	11,8	7,4	7,4
MGN09H	2 550	4 020	12	12	12	19,6	18,6	18,6
MGN12C	2 840	3 920	18	10	10	25,5	13,7	13,7
MGN12H	3 720	5 880	24	23	23	38,2	36,3	36,3

Hodnoty $C_{01} = 3 920 \text{ N}$ a $M_{01} = 13,7 \text{ Nm}$ jsou odečteny z (tab. 8).

Vzorec pro výpočet statické bezpečnosti pro zatěžování silou [25, str. 10]:

$$f_{SL1} = \frac{C_{01}}{P_{m1}} = \frac{3 920}{6,9} = 568 \quad (5.35)$$

Vzorec pro výpočet statické bezpečnosti pro zatěžování momentem [25, str. 10]:

$$f_{SM1} = \frac{M_{01}}{M_{m1}} = \frac{13,7}{0,12} = 114 \quad (5.36)$$

Vzhledem k tomu, že zatížení má střídavý charakter a může obsahovat vibrace, obě podmínky statické bezpečnosti jsou splněny pro lineární vedení MGN12C, ale s dostatečnou rezervou (viz tab. 9). Tento uzel bude mít velice velkou životnost, ale kvůli problematice použití vedení menšího rozměru tohle bude vyhovovat.

Tab. 9.: Statická konstrukční bezpečnost. [25, str. 10]

Typ zatížení	f_{SL}, f_{SM}
Normální zatížení	1,25 – 3
S nárazem a vibracemi	3 – 5

3.2.2.3. Výpočet životnosti lineárního vedení

Pro výpočet životnosti lineárního vedení použijeme vzorec (5.37).

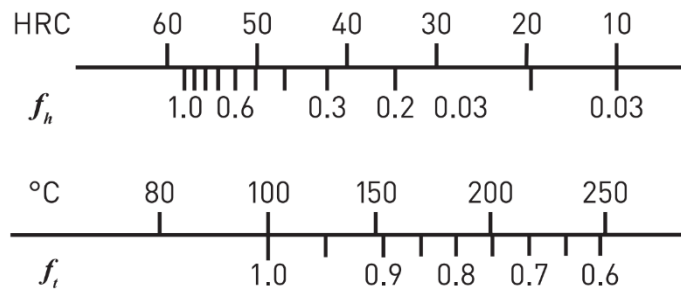
Koeficient $f_w = 1,2$ vzhledem k maximální rychlosti $v_{pxy} = 15 \frac{m}{min}$ (viz tab. 10).

Koeficient $f_h = 1$ z důvodu použití standardního vedení o tvrdosti 58HRC (viz obr. 39).

Koeficient $f_t = 1$, protože teplota uvnitř 3D tiskárny nebude vyšší než 100°C (viz obr. 39).

Tab. 10.: Koeficient zatížení f_w . [25, str. 12]

Typ zatížení	Rychlost posuvu	f_w
Bez nárazů a vibrací	Do 15 m/min	1,0–1,2
Normální zatížení	Od 15 m/min do 60 m/min	1,2–1,5
S malým nárazem	Od 60 m/min do 120 m/min	1,5–2,0
S nárazem a vibracemi	Více než 120 m/min	2,0–3,5

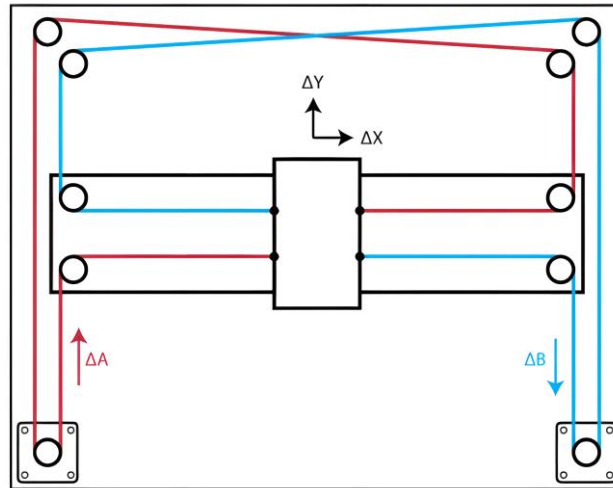


Obr. 39.: Pevnostní f_h a teplotní f_t koeficienty. [25, str. 11]

Výpočet životnosti lineárního vedení [25, str. 11]:

$$L_{v1} = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P} \right)^3 \cdot 50 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 2\,840}{1,2 \cdot 6,9} \right)^3 \cdot 50 = 2 \cdot 10^9 \text{ km} \quad (5.37)$$

3.2.2.4. Výpočet síly přenášené řemenem



Obr. 40.: Kinematické schéma CoreXY. [9]

Tab. 11.: Vstupní hodnoty pro výpočet normálové síly v řemeni.

Zkratka	m_h	m_p	$z_{řxy}$	a_{pxy}	v_{pxy}	d_p	$\eta_{ř}$	$P_{ř}$	k_{mxy}
Hodnota	0,56 kg	0,84 kg	25	$3 \frac{m}{s^2}$	$250 \frac{mm}{s}$	15,92 mm	0,9	2 mm	2

Pro návrh řemene použijeme hodnoty z výpočtu lineárního vedení (viz kapitola 3.2.2.1) a zvolíme typ řemene *GT2*, který je kompaktní. Pro daný řemen je možné dle velikosti přenášeného zatížení zvolit příslušnou šířku. Zvolíme také počet zubů z_{vk} na řemenici z hlediska nejlepšího umístění v kinematice *CoreXY*.

Matematický popis pohybu ve směru os X a Y kinematiky *CoreXY*:

$$\Delta X = \frac{1}{2}(\Delta A + \Delta B) \quad (5.39)$$

$$\Delta Y = \frac{1}{2}(\Delta A - \Delta B) \quad (5.40)$$

Matematický popis diagonálního pohybu kinematiky *CoreXY*:

$$\Delta A = \Delta X + \Delta Y \quad (5.41)$$

$$\Delta B = \Delta X - \Delta Y \quad (5.42)$$

Poměr posuvu je shodný s poměrem rychlosti:

$$\Delta X = v_X \cdot t \quad (5.43)$$

$$\Delta Y = v_Y \cdot t \quad (5.44)$$

$$\Delta A = v_A \cdot t \quad (5.45)$$

Největší otáčky motoru A při pohybu maximální rychlostí v_{pxy} budou v případě diagonálního pohybu. Rychlost hlavy ve směru osy X a ve směru osy Y bude stejná ($v_X = v_Y$) a rychlost řemene u motoru se bude rovnat $v_A = 2 \cdot v_X = 2 \cdot v_Y$.

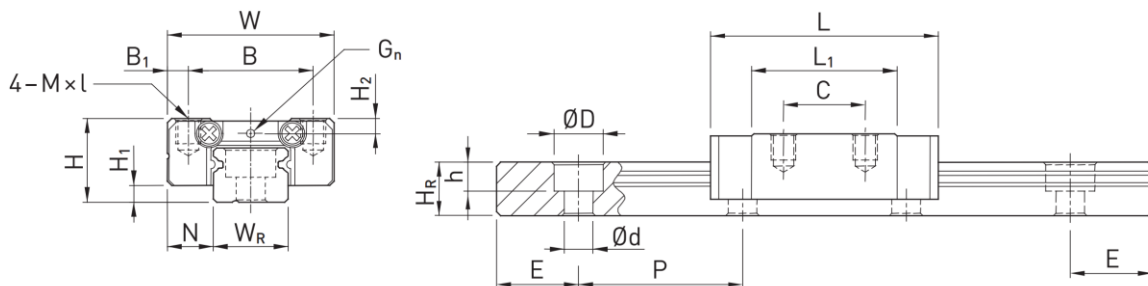
Níže bude proveden rozbor velikostí síly v řemenu pro tři případy: pohyb podél os X, Y a diagonální pohyb.

V každém případě na normálovou sílu v řemenu bude mít vliv tření v lineárním vedení.

Třecí síla v lineárním vedení je definována vztahem $F_t = \mu \cdot W + S$ (viz [25, str. 15]), kde F_t je třecí síla, koeficient tření $\mu = 0,004$, W je zatěžovací síla, síla zdvihu $S = 0,5 N$.

Pohyb podél osy X

Zatěžovací síla W_{1x} se skládá ze tří složek: váha hlavy $F_{vx1z} = 5,5 N$ a reakce od momentů $M_{1xy} = 0,05 Nm$, $M_{1xz} = 0,03 Nm$. Momenty je možné rozložit na silovou dvojici se vzdáleností délky kovové části vozíku $l_{vo1} = 21,7 mm$ (viz tab. 12 a obr. 41).



Obr. 41.: Rozměry lineárního vedení MGN. [25, str. 91]

Tab. 12.: Rozměry lineárního vedení MGN. [25, str. 91]

Série	Instalační rozměry [mm]			Rozměry vozíku [mm]									
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	G	G _n	M × l	H ₂
MGN07C	8	1,5	5	17	12	2,5	8	13,5	22,5	-	1,2	M2 × 2,5	1,5
MGN07H							13	21,8	30,8				
MGN09C	10	2	5,5	20	15	2,5	10	18,9	28,9	-	1,4	M3 × 3	1,8
MGN09H							16	29,9	39,9				
MGN12C	13	3	7,5	27	20	3,5	15	21,7	34,7	-	2	M3 × 3,5	2,5
MGN12H							20	32,4	45,4				

Z toho je možné vypočítat síly od působení momentů:

$$F_{M1xy} = \frac{M_{1xy}}{l_{vo1}} = \frac{0,05}{0,0217} = 2,3 N \quad (5.46)$$

$$F_{M1xz} = \frac{M_{1xz}}{l_{vo1}} = \frac{0,03}{0,0217} = 1,4 N \quad (5.47)$$

Vzhledem k tomu, že síly působící na vozík jsou řádově jednotky newtonů a dále budou násobeny koeficientem μ řádu tisícín, ale síla zdvihu je řádu desetín, nemá smysl provádět přesně rozložení sil v prostoru a vypočítat výslednou sílu působící na vozík. Pro zjednodušení výpočtu vezmeme známou sílu F_{vx1z} a násobíme dále dvěma, aby byla kompenzována nepřesná výsledná síla působící na vozík.

$$W_{1x} = F_{vx1z} \cdot 2 = 5,5 \cdot 2 = 11 \text{ N} \quad (5.48)$$

$$F_{1tx} = \mu \cdot W_{1x} + S = 0,004 \cdot 11 + 0,5 = 0,55 \text{ N} \quad (5.49)$$

$$N_{1řx} = \frac{F_{1x}}{\eta_{ř}} + F_{t1x} = \frac{1,68}{0,9} + 0,55 = 2,5 \text{ N} \quad (5.50)$$

$$M_{1mx} = k_{mxy} \cdot N_{1řx} \cdot \frac{d_p}{2} = 2 \cdot 2,5 \cdot \frac{15,92 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,04 \text{ Nm} \quad (5.51)$$

Pohyb podél osy Y

Vzhledem k tomu, že ohybové momenty (M_{2yz} , M_{2yx}) jsou řádu desetin Nm, síly od působení momentů budou stejného řádu jako v prvním případě, použijeme analogické zjednodušení. Vezmeme známou sílu F_{vy1z} a násobíme ji dále dvěma. Výslednou třecí sílu násobíme dvěma kvůli dvěma vozíkům na vedení ve směru Y.

$$W_{1y} = F_{vy1z} \cdot 2 = 6,9 \cdot 2 = 13,8 \text{ N} \quad (5.52)$$

$$F_{1ty} = \mu \cdot W_{1y} + S = 0,004 \cdot 13,8 + 0,5 = 0,56 \text{ N} \quad (5.53)$$

$$N_{1řy} = \frac{F_{1y}}{\eta_{ř}} + 2 \cdot F_{t1y} = \frac{2,1}{0,9} + 2 \cdot 0,56 = 3,5 \text{ N} \quad (5.54)$$

$$M_{1my} = k_{mxy} \cdot N_{1řy} \cdot \frac{d_p}{2} = 2 \cdot 3,5 \cdot \frac{15,92 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,056 \text{ Nm} \quad (5.55)$$

Diagonální pohyb:

Tento pohyb se skládá ze dvou pohybů: pohyb hlavy podél osy X a pohybu hlavy + portálu podél osy Y.

Pro zjištění síly potřebné pro diagonální pohyb se zadaným zrychlením je možné složit síly jednotlivých pohybů podél os X a Y.

Z toho normálová síla v řemeni se spočítá:

$$N_{1D} = N_{1řx} + N_{1řy} = 2,5 + 3,5 = 6 \text{ N} \quad (5.56)$$

Výsledný potřebný točivý moment motoru:

$$M_{1mD} = k_{mxy} \cdot N_D \cdot \frac{d_p}{2} = 2 \cdot 6 \cdot \frac{15,92 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,096 \text{ Nm} \quad (5.57)$$

Potřebný výkon motoru a normálová síla v řemeni při diagonálním pohybu jsou největší ze všech uvažovaných variant pohybů, a proto při návrhu motoru a řemene použijeme tyto hodnoty.

Použitím vzorce (5.3) spočítáme otáčky motoru:

$$n_{mxy} = \frac{2 \cdot v_{pxy}}{P_{ř} \cdot z_{řxy}} = \frac{2 \cdot 250}{2 \cdot 25} = 10 \frac{\text{ot}}{\text{s}} = 600 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \quad (5.58)$$

S použitím vzorce (5.1 a 5.2) spočítáme potřebný výkon motoru:

$$P_{mxy} = M_{1mD} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{mxy} = 0,096 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 10 = 6,2 \text{ W} \quad (5.59)$$

3.2.2.5. Návrh motorů os X Y

Z podmínky potřebného točivého momentu M_{mxy} při otáčkách n_{xy} a výkonu P_{mxy} a také podmínky dostupnosti při nákupu byl zvolen motor *17HS15-1684S* (viz [31]) s točivým momentem $M_{mxyr} = 0,28 \text{ Nm}$ a maximálním výkonem $24 \cdot 1,69 = 40,5 \text{ W}$ při požadovaných otáčkách (viz [36]). Motor se volil silnější než je požadováno, díky tomu se teplo, vznikající při provozu, bude lepe odvádět a vzhledem k stacionárnímu umístění na rámu se neprojeví žádné negativní efekty spojené s větší hmotností nebo rozměry.

3.2.2.6. Návrh řemene os X Y

Tab. 13.: Vstupní hodnoty pro návrh řemene.

Zkratka	M_{mxyr}	$z_{řxy}$	$k_{sfř}$	n_{mxy}	d_p	M_{bmc}
Hodnota	0,28 Nm	25	2	$600 \frac{ot}{min}$	0,627 in	0,026

Pro návrh řemene použijeme hodnoty z minulé kapitoly. Z manuálu byl zvolen servisní faktor $k_{sfř}$ [35, str. 12].

Z toho můžeme vypočítat kritický točivý moment pro návrh šířky řemene:

$$M_{mxyr} = M_{mxyr} \cdot k_{sfř} = 0,28 \cdot 2 = 0,56 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.60)$$

Z tabulky (viz [35, str. 18]) odečteme maximální přenášený točivý moment řemenem GT2 o šířce 6 mm při otáčkách n_{mxy} . Tabulka [35, str. 18] neobsahuje sloupec pro řemenice s počtem zubů 25, a proto vezmeme střední hodnotu mezi 24 a 26 zubů, to je $\frac{0,98+1,06}{2} = 1,02 \text{ Nm}$. To je více než maximální možný točivý moment v konstrukci, a vzhledem k tomu, že řemen je pohyblivá část konstrukce a zvýšená hmotnost bude vnášet větší zatížení, je možné použít koeficient 0,6 pro zjištění kritického momentu při šířce řemene 4 mm, z toho dostaneme $1,02 \cdot 0,6 = 0,61 \text{ Nm}$.

Volíme řemen GT2 o šířce 4 mm, což splňuje všechny podmínky.

Výpočet předepnutí řemene

Aby řemenový převod fungoval správně, je nutné vypočítat a dodržovat předepnutí řemene.

Pro převod momentu z jednotek [Nm] do jednotek [lb-in] použijeme vzorec $M[\text{lb} - \text{in}] = M[\text{Nm}] \cdot 8,85$ [35, str. 12].

Pro výpočet potřebného předepnutí řemene použijeme vzorec [35, str. 65]:

$$S_{řs} = \frac{0,262 \cdot d_p \cdot n_{mxy}}{1000} = \frac{0,262 \cdot 0,627 \cdot 600}{1000} = 0,1 \frac{ft}{min} \quad (5.61)$$

$$T_{stř} = \frac{1,21 \cdot M_{mxyr}}{d_p} + M_{bmc} \cdot S_{řs}^2 = \frac{1,21 \cdot 0,28 \cdot 8,85}{0,627} + 0,026 \cdot 0,1^2 = 4,8 \text{ lb} = 2,2 \text{ kg} \quad (5.62)$$

Po montáži kinematiky je nutné nastavit předepnutí každého řemene o hodnotě $T_{stř}$.

3.2.3. Výpočet posuvného mechanismu

3.2.3.1. Výpočet točivého momentu pro výměnu plošiny

Tab. 14.: Vstupní hodnoty pro výpočet krouticího momentu pro výměnu plošiny.

Zkratka	m_{pod}	m_{pm}	n_{vp}	d_{2Tr10}	d_{3Tr10}	P_{hp}	β_{nTr10}	k_{mp}	a_{pv}	v_{pp}
Hodnota	0,9 kg	0,48 kg	15	9 mm	7,5 mm	2 mm	15°	2	$1 \frac{m}{s^2}$	$40 \frac{mm}{s}$

Byl zvolen pohybový šroub Tr10x2 z hlediska dostupnosti při nákupu.

Síla potřebná pro výměnu plošiny bude závislá na třecí síle F_{tp} mezi dvěma podložkami a na síle potřebné pro pohyb dvou desek a mechanismu se zrychlením a_{pv} , tření v ložiskách zanedbáme:

$$F_{tp} = m_{pod} \cdot n_{vp} \cdot g \cdot f_k = 0,9 \cdot 15 \cdot 9,8 \cdot 0,15 = 20 \text{ N} \quad (5.63)$$

$$Q_{pp} = 2 \cdot F_{tp} + (2 \cdot m_{pod} + m_{pm}) \cdot a_{pv} = 2 \cdot 20 + (2 \cdot 0,9 + 0,48) \cdot 1 = 43 \text{ N} \quad (5.64)$$

Pro výpočet potřebného točivého momentu je nutné stanovit úhly γ_1 a φ'_1 :

Úhel stoupání šroubovice:

$$\tan \gamma_1 = \frac{P_{hp}}{\pi \cdot d_{2Tr10}} = \frac{2}{3,14 \cdot 9} = 0,0707 \quad (5.65)$$

$$\gamma_1 = \arctan(0,0707) = 4,05^\circ \quad (5.66)$$

Třecí úhel:

$$\tan \varphi'_1 = \frac{f}{\cos \beta_n} = \frac{0,08}{\cos 15^\circ} = 0,0828 \quad (5.67)$$

$$\varphi'_1 = \arctan(0,0828) = 4,73^\circ \quad (5.68)$$

Výpočet potřebného točivého momentu na šroubu:

$$M_{pp} = \frac{Q_{pp} \cdot d_{2Tr10} \cdot \tan(\varphi'_1 + \gamma_1) \cdot k_{mp}}{2} = \frac{43 \cdot 0,009 \cdot \tan(4,73^\circ + 4,05^\circ) \cdot 2}{2} = 0,06 \text{ Nm} \quad (5.69)$$

Třecí síla na lineárním vedení není uvažována, ale je použit koeficient bezpečnosti k_{mp} , který zajistí funkčnost mechanismu.

Kvůli použití řemenového převodu v konstrukci a malé potřebné rychlosti posuvu je možné použít řemenový převod s poměrem větším než 1, aby byl snížen potřebný točivý moment motoru.

Byly zvoleny dvě řemenice s počtem zubů $z_2 = 20$ a $z_1 = 16$.

Výsledný potřebný točivý moment motoru posuvného mechanismu:

$$M_{mp} = M_{pp} \cdot \eta_{\tilde{r}} \cdot \frac{z_2}{z_1} = 0,06 \cdot 0,95 \cdot \frac{16}{20} = 0,05 \text{ Nm} \quad (5.70)$$

Výpočet maximálních otáček pohybového šroubu:

$$n_{mp} = \frac{v_{pp}}{P_{hp}} = \frac{40}{2} = 20 \frac{ot}{s} = 1200 \frac{ot}{min} \quad (5.71)$$

S použitím vzorce (5.1, 5.2 a 5.68) spočítáme potřebný výkon motoru:

$$P_{mp} = M_{mp} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{mp} = 0,05 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 20 = 6,3 \text{ W} \quad (5.72)$$

Z podmínky potřebného točivého momentu M_{mp} při otáčkách n_{mp} a výkonu P_{mp} a také podmínky dostupnosti při nákupu byl zvolen motor *17HS15-1684S* (viz [31]) s točivým momentem $M_{mzr} = 0,1 \text{ Nm}$ a maximálním výkonem $24 \cdot 1,69 = 40,5 \text{ W}$ při požadovaných otáčkách (viz obr. [36]). Motor se volil silnější než je požadováno, díky tomu se teplo, vznikající při provozu, bude lepe odvádět a vzhledem k stacionárnímu umístění na rámu se neprojeví žádné negativní efekty spojené s větší hmotností nebo rozměry.

3.2.3.2. Pevnostní kontrola pohybového šroubu pro výměnu plošiny

Tab. 15.: Vstupní hodnoty pro pevnostní kontrolu pohybového šroubu Tr10x2.

Zkratka	σ_U	σ_k	E	$l_{pš}$	Q_{pp}	d_{3Tr10}
Hodnota	180 MPa	235 MPa	$2,1 \cdot 10^5$ MPa	350 mm	43 N	7,5 mm

Předpokládá se, že pohybový šroub Tr10x2 bude vyroben z oceli S235JR.

Pro uložení na obou koncích v kuličkových ložiskách je $n = 1$ (viz obr. 31).

Hmotnost šroubu při výpočtu zanedbáme.

Pro stanovení oblasti vzpěru je nutné stanovit štíhlost šroubu a mezní štíhlost.

Štíhlost šroubu se vypočítá podle vzorce [32, str. 59]:

$$\lambda_p = \sqrt{\frac{l_{pš}^2 \cdot A_{Tr10}}{J_{zp}}} = \sqrt{\frac{l_{pš}^2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{3Tr10}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_{3Tr10}^4}{64}}} = \frac{4 \cdot l_{pš}}{d_{3Tr10}} = \frac{4 \cdot 350 \text{ mm}}{7,5 \text{ mm}} = 187 \quad (5.73)$$

Mezní štíhlost šroubu:

$$\lambda_{pm} = \sqrt{\frac{n \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_U}} = \sqrt{\frac{1 \cdot \pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{180}} = 107,3 \quad (5.74)$$

Ze vztahů (5.73 a 5.74) plyne, že pohybový šroub se nachází v oblasti vzpěru podle Eulera, z toho můžeme vypočítat kritickou sílu, při které šroub ztratí stabilitu:

$$F_{pk}^E = \frac{n \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J_z}{l_{pš}^2} = \frac{1 \cdot 3,14 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{3,14 \cdot 7,5^4}{64}}{350^2} = 836 \text{ N} \quad (5.75)$$

Z kritické síly a skutečné zátěže lze stanovit bezpečnost tohoto uzlu:

$$k_{šp} = \frac{F_k^E}{Q_{pp}} = \frac{836}{43} = 19 \quad (5.76)$$

Dále je možné stanovit napětí ve šroubu:

$$\sigma_{pp} = \frac{Q_{pp}}{A_{Tr10}} = \frac{4 \cdot Q_{pp}}{\pi \cdot d_{3Tr10}^2} = \frac{4 \cdot 43}{3,14 \cdot 7,5^2} = 1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.77)$$

Spojení bude fungovat s bezpečností 19 vzhledem ke kritické Eulerově síle. Vzhledem k velké bezpečnosti, hmotnost šroubu velký vliv mít nebude.

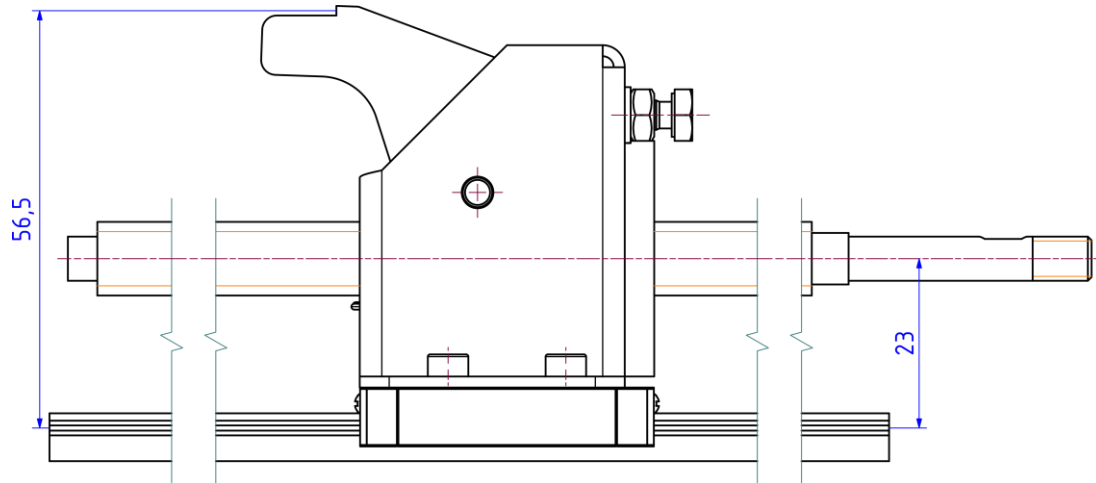
Napětí ve šroubu je řádově menší než mez kluzu, a proto bude mít velkou celkovou bezpečnost.

Volit šroub menšího průměru nemá smysl kvůli vyšší ceně šroubu menšího průměru a problematice nákupu.

3.2.3.3. Návrh lineárního vedení posuvného mechanismu

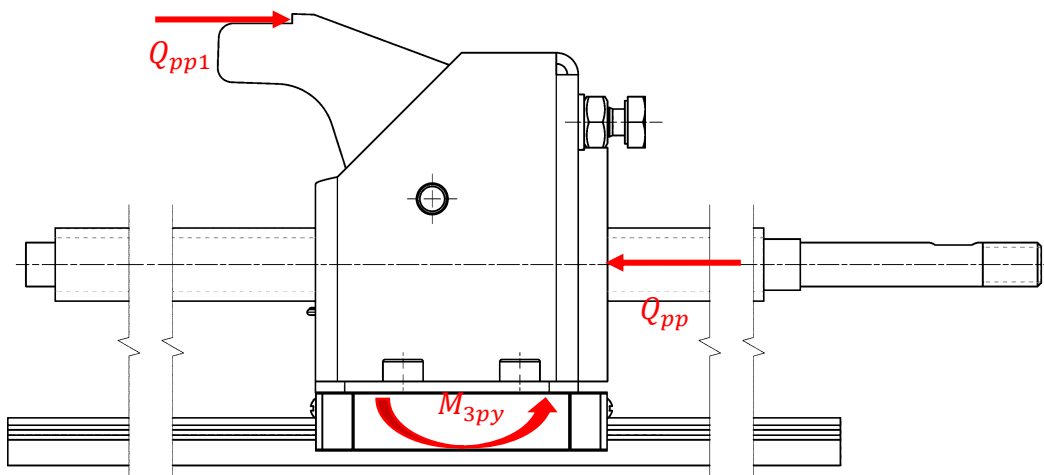
Tab. 16.: Vstupní hodnoty pro dimenzování lineárního vedení posuvného mechanismu.

Zkratka	Q_{pp}	l_{pm1}	l_{pm2}	m_{pod}	a_{pv}	F_{tp}	m_{pm}
Hodnota	43 N	23 mm	56,5 mm	0,9 kg	$1 \frac{m}{s^2}$	20 N	0,48 kg



Obr. 42.: Označení rozměrů pro výpočet posuvného mechanismu.

Pro zjednodušení výpočtu předpokládáme, že těžiště posuvného mechanismu leží na ose pohybového šroubu (viz obr. 43).



Obr. 43.: Označení sil a momentů na posuvném mechanismu.

Síla potřebná pro zdvih dvou plošin:

$$Q_{pp1} = 2 \cdot m_{pod} \cdot a_{pv} + 2 \cdot F_{tp} = 2 \cdot 0,9 \cdot 1 + 2 \cdot 20 = 41,8 \text{ N} \quad (5.78)$$

Momentová rovnováha vzhledem k ose šroubu (viz obr. 43):

$$M_{3py} - Q_{pp1} \cdot (l_{pm2} - l_{pm1}) = 0 \quad (5.79)$$

Vyjádřený moment na lineárním vedení:

$$M_{3py} = Q_{pp1} \cdot (l_{pm2} - l_{pm1}) = 41,8 \cdot (0,0565 - 0,023) = 1,4 \text{ Nm} \quad (5.80)$$

Ve vertikálním směru na vedení bude působit jenom váha posuvného mechanismu:

$$F_{vpz} = m_{pm} \cdot g = 0,48 \cdot 9,8 = 4,8 \text{ N} \quad (5.81)$$

V prvním kroku navrhne lineární vedení *MGN07C* jako nejmenší, tím pádem dále provedeme kontrolu s výše vypočítanými silami a momenty.

Největší síla působící na vedení je $F_{vpz} = 4,8 \text{ N}$, jediný zatěžovací moment je $M_{3py} = 1,4 \text{ Nm}$.

Pro výpočet statické bezpečnosti je nutné stanovit ekvivalentní hodnoty P_{m2} a M_{m2} . M_m se bude rovnat maximálnímu momentu, to znamená $M_{m2} = M_{3py} = 0,74 \text{ Nm}$. Zatěžovací síla F_{vpz} je vždy konstantní, proto $P_{m2} = F_{vpz} = 4,8 \text{ N}$.

Hodnoty $C_{02} = 1\,245 \text{ N}$ a $M_{02} = 2,8 \text{ Nm}$ jsou odečteny z tab. 8.

Vzorec pro výpočet statické bezpečnosti pro zatěžování silou [25, str. 10]:

$$f_{SL2} = \frac{C_{02}}{P_{m2}} = \frac{1\,245}{4,8} = 259 \quad (5.82)$$

Vzorec pro výpočet statické bezpečnosti pro zatěžování momentem [25, str 10]:

$$f_{SM2} = \frac{M_{02}}{M_{m2}} = \frac{2,8}{1,4} = 2 \quad (5.83)$$

Vzhledem k tomu, že zatížení má střídavý charakter a může obsahovat vibrace, podmínka statické bezpečnosti pro zatěžování momentem není splněna pro lineární vedení *MGN07C* (viz tab. 9). Proto provedeme kontrolu pro další rozměr *MGN07H*.

Hodnoty $C_{03} = 1\,960 \text{ N}$ a $M_{03} = 4,8 \text{ Nm}$ jsou odečteny z tab. 8.

Vzorec pro výpočet statické bezpečnosti pro zatěžování silou [25, str. 10]:

$$f_{SL2} = \frac{C_{02}}{P_{m2}} = \frac{1\,960}{4,8} = 408 \quad (5.84)$$

Vzorec pro výpočet statické bezpečnosti pro zatěžování momentem [25, str 10]:

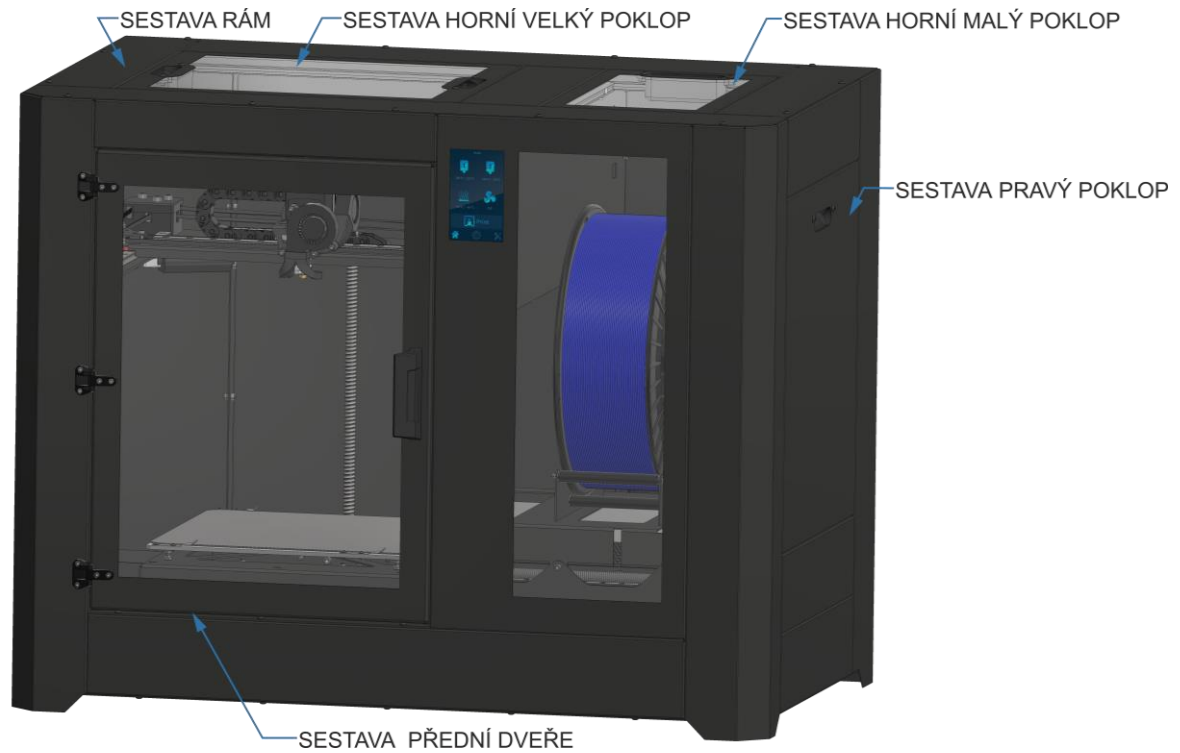
$$f_{SM2} = \frac{M_{02}}{M_{m2}} = \frac{4,8}{1,4} = 3,4 \quad (5.85)$$

Podmínka statické bezpečnosti pro zatěžování momentem je splněna pro lineární vedení *MGN07H* (viz tab. 9). Vedení bude pro tento uzel vyhovující.

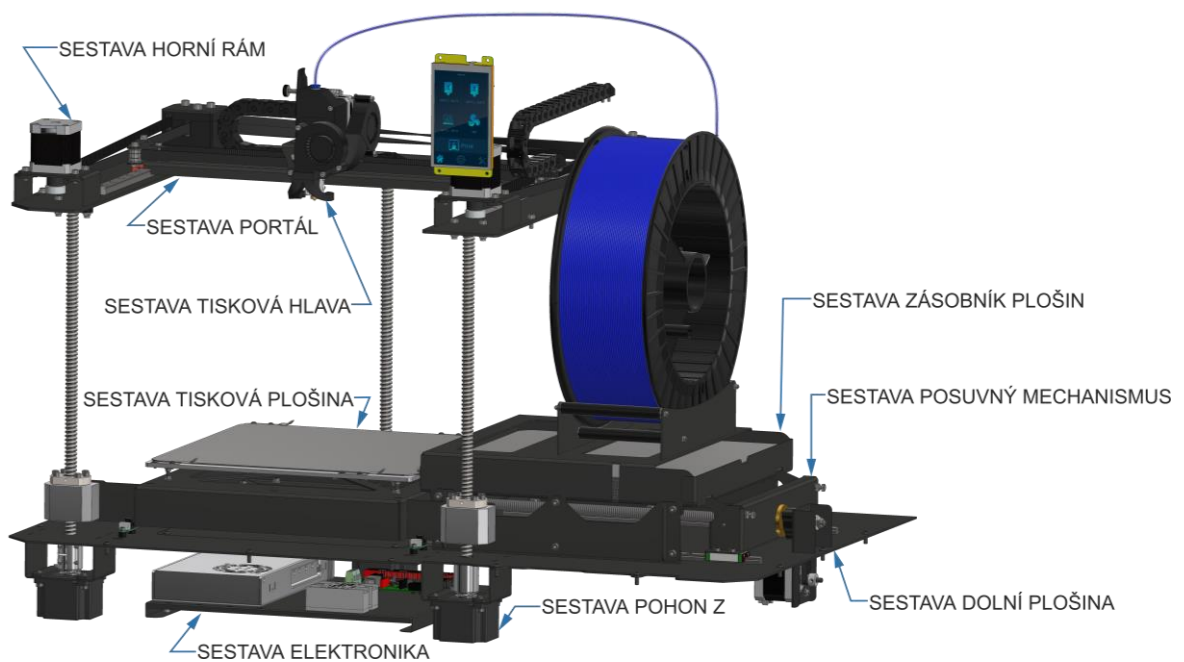
Splňující podmínky komponenty pro posuvný mechanismus jsou motor *17HS15-1684S*, pohybový šroub *Tr10x2*, lineární vedení *MGN07H*.

4. Popis navrženého zařízení

Finální zařízení se skládá z několika celků (viz obr. 44 a obr. 45).



Obr. 44.: Sestava navržené 3D tiskárny – s krytem.



Obr. 45.: Sestava navržené 3D tiskárny – bez krytu.

Sestava *RÁM* se skládá z několika komponentů krytu tiskárny, které jsou vyrobeny z ohnutých výpalků o tloušťce 0,8 mm a následně nabarvených práškovou barvou. Jsou smontovány pomocí šroubů a plní jak funkci izolace vnitřního prostoru, tak nosnou funkci celé konstrukce.

Sestavy *PŘEDNÍ DVEŘE*, *HORNÍ VELKÝ POKLOP*, *HORNÍ MALÝ POKLOP* mají stejné konstrukční řešení. Jsou vyrobeny stejnou technologií – ohnuté výpalky z plechu o tloušťce 0,8 mm a následně nabarvené práškovou barvou. Nachází se na nich přilepený průhledný plast a plastové kliky pro otevření. Přední dveře se otevírají na závěsech do levé části, v uzavřeném stavu jsou drženy dvěma magnety. Horní poklopy jsou odnímatelné a jsou uchyceny pomocí magnetů. Všechna tato dvířka jsou opřena o měkké těsnění, aby nedošlo ke hluku způsobenému vibracemi.

Sestavy *PRAVÝ POKLOP* a *LEVÝ POKLOP* jsou vyrobeny stejnou technologií kromě průhledného plastu. Pravý poklop je odnímatelný a je přidržován magnety, slouží k výměně filamentu a doplňování tiskových plošin. Levý poklop se otevírá na závěsech do levé části pomocí servopohonu v automatickém režimu, při výměně plošiny.

Sestava *HORNÍ RÁM* zahrnuje výpalek z plechu o tloušťce 3 mm, na který jsou navařeny úchyty motoru os X a Y, následně nabarvené práškovou barvou. Dále na tento svařenec jsou namontována lineární vodítka *MGN12* osy Y, dva motory *17HS15-1684S* s řemenicí a převáděcí kladky pro řemen. Po horním rámu se pohybuje portál ve směru osy Y. Díry pro šrouby lineárního vedení mají větší vůli, což umožňuje přesné nastavení vzájemně rovnoběžné.

Sestava *PORTÁL* zahrnuje ohnutý výpalek z plechu o tloušťce 1,5 mm a následně nabarvený práškovou barvou, na který je namontováno lineární vodítko *MGN12* osy X, převáděcí kladky řemene a dva kabelové řetězy. Následně se po portálu pohybuje hlava ve směru osy X.

Sestava *TISKOVÁ HLAVA* je postavena na malém svařovaném kovovém rámu, na kterém je namontován vozík lineárního vedení *MGN12C*, Direct-extrudér s motorem, hotend a ventilátor chlazení tiskové oblasti. Pomocí teflonové trubičky je filament veden z cívky k tiskové hlavě.

Sestava *TISKOVÁ PLOŠINA* je postavena na svařovaném a následně nabarveném práškovou barvou rámu z ohnutých výpalků. K němu jsou namontovány matice kuličkových šroubů 1204 a vyhřívaná deska, na které je umístěna vyměnitelná tisková plošina z nerezové oceli. Tato deska se pohybuje ve směru osy Z pomocí tří kuličkových šroubů poháněných motory *17HS15-1684S*.

Sestava *POHON Z* se skládá z motoru *17HS15-1684S*, kuličkového šroubu 1204, axiálního ložiska *AXK0515* a miskové spojky. Tři takovéto sestavy pohánějí tiskovou plošinu.

Sestava *ELEKTRONIKA* zahrnuje desku z plechového výpalku o tloušťce 1 mm a následně nabarvenou práškovou barvou, na které jsou namontovány napájecí zdroj a řídicí jednotka.

Sestava *ZÁSOBNÍK PLOŠIN* se skládá z ohnutých výpalků tvořících uzavřený rám nabarvený práškovou barvou. Na něm je namontováno v dolní části šest ložisek 694ZZ, o která se opírají tiskové plošiny. Tohle řešení má menší tření plošiny při výměně vzhledem ke konstrukci s kluzným uložením plošin.

Sestava *POSUVNÝ MECHANISMUS* je postavena na svařovaném a následně práškovou barvou nabarveném rámu z ohnutých výpalků o tloušťce 1,5 mm. Na něm jsou namontovány odpružené úchyty pro výměnu tiskových plošin, matice šroubu Tr10x2 a dva vozíky lineárního vedení MGN07H. Pro přesné umístění dorazů jsou k dispozici dva seřizovací dorazové šrouby M4.

Sestava *DOLNÍ PLOŠINA* je postavena na svařovaném a následně práškovou barvou nabarveném rámu o tloušťce 2 mm, na kterém jsou navařeny úchyty motoru osy Z a posuvného mechanismu. Ke svařenci jsou namontována lineární vodítka MGN07 posuvného mechanismu a optické koncové spínače osy Z.

5. Závěr

Cílem této práce bylo vyvinout model 3D tiskárny, který umožní sériovou výrobu dílů v automatickém režimu. Před zahájením práce byly vybrány některé parametry, kterým tiskárna musí odpovídat, jako jsou například rychlost a zrychlení pohybů trysky.

V rámci bakalářské práce byl vyvinut model 3D tiskárny pro sériovou výrobu. Navržená tiskárna má automatický mechanismus pro výměnu tiskových plošin. Nejdříve byla provedena rešerše existujících technologií 3D tisku, způsobů pohybu tiskové hlavy a podávání materiálu.

Výsledkem byla zvolena technologie 3D tisku FDM díky své jednoduchosti, nízké ceně výrobku a možnosti sériového tisku. Jako kinematika pro osy X a Y 3D tiskárny byla zvolena kinematika CoreXY díky vysoké přesnosti polohování a rychlosti pohybů. Pro pohyb po ose Z, tedy tiskové desky, byl zvolen pohyb pomocí tří kuličkových šroubů poháněných krokovými motory, protože takové řešení umožňuje bez vůlí zajistit polohu desky a zaručit rychlé i přesné pozicování.

V rámci rešerše bylo provedeno shrnutí a porovnání existujících typů tiskových desek a vnitřních komor. Byly vybrány varianty vyznačující se jednoduchostí konstrukce, spolehlivostí a charakteristikami umožňujícími sériový 3D tisk, včetně dílů umístěných do celého tiskového prostoru z pevných plastů, například ABS. Konkrétně se jedná o uzavřenou pasivní komoru a ohřívanou desku s vyměnitelnými plošinami. Pro automatické spouštění tiskového cyklu byl navržen mechanismus umožňující automatickou výměnu tiskových plošin po dokončení tisku bez účasti obslužného personálu. Funguje na principu vytlačování plošiny s vytištěnými díly novou připravenou plošinou.

Následně byly dimenzovány všechny potřebné komponenty pro přenos zatížení, jako jsou lineární vedení os X a Y a mechanismus pro výměnu desek a řemeny. Byly také vypočítány potřebné výkony a točivé momenty motorů pro osy X a Y, mechanismus výměny desek a motory pro zdvihání tiskové plošiny podél osy Z.

Byl vytvořen 3D model prototypu 3D tiskárny v programu Autodesk Inventor 2023 se zaměřením na dimenzované uzly, který se skládá z několika podsestav. Navržená 3D tiskárna a její podsestavy byly v práci podrobně popsány. Rovněž byly vytvořeny výkresy jednotlivých komponentů, výkres jedné podsestavy a výkres výsledné sestavy 3D tiskárny.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Что такое SLS 3D печать. [online]. 3Dtool. [vid. 10.10.2022]. Dostupné z: <https://3dtool.ru/stati/cto-takoe-sls-3d-pechat-kak-rabotaet-sls-3d-printer-obzor-additivnykh-tekhnologiy/>
- [2] Binder Jetting. [online]. Top3DShop. [vid. 10.10.2022]. Dostupné z: <https://top3dshop.ru/blog/binder-jetting-3d-printing-technology-review.html>
- [3] Все о технологии MJM. [online]. 3DCAST. [vid. 10.10.2022]. Dostupné z: <https://3dcast.ru/vse-o-tehnologii-mjm-multi-jet-modeling-v-3d-pechati/>
- [4] 3D-принтеры PolyJet. [online]. Top3DShop. [vid. 15.10.2022]. Dostupné z: <https://top3dshop.ru/blog/polyjet-3d-printers-review.html>
- [5] Как выбрать 3D принтер для дома. [online]. Цветной Мир. [vid. 15.10.2022]. Dostupné z: <https://cvetmir3d.ru/blog/poleznoe/kak-vybrat-3d-printer-dlya-doma-vybor-tehnologii-sovety-i-reyting-luchshikh-printerov/>
- [6] FDM технология. [online]. 3Dtool. [vid. 8.11.2022]. Dostupné z: <https://3dtool.ru/stati/fdm-tehnologiya-kak-eto-rabotaet/>
- [7] SLA Технология. [online]. 3Dtool. [vid. 10.11.2022]. Dostupné z: <https://3dtool.ru/stati/sla-tehnologiya-kak-rabotaet-3d-pechat-sla/>
- [8] Стереолитография 3D-печати в деталях. [online]. Top3DShop. [vid. 10.11.2022]. Dostupné z: <https://top3dshop.ru/blog/stereolitografija-3d-pechati.html>
- [9] Типы тискарен a rozdily mezi nimi. [online]. Prusa Research a.s. [vid. 12.11.2022]. Dostupné z: https://help.prusa3d.com/cs/article/typy-tiskaren-a-rozdily-mezi-nimi_112464
- [10] Náhradní díly. [online]. Levné 3D tiskárny s.r.o. [vid. 12. 11. 2022]. Dostupné z: <https://www.levne3dtiskarny.cz/cs/33-pohyb?page=2>
- [11] Технологии 3D-печати и их применение. [online]. Top3DShop. [vid. 16.11.2022]. Dostupné z: <https://top3dshop.ru/blog/tehnologii-3d-pechati-i-ih-primenenie.html#lom>
- [12] Přehled technologií 3D tisku. [online]. dk metal prominent s.r.o. [vid. 16.11.2022]. Dostupné z: <http://www.dkmp.cz/o-nas/detail/prehled-technologii-3d-tisku>
- [13] Василий Киселев. 3D-принтеры с разной кинематикой: сравнение, плюсы и минусы. In: Аддитивные технологии [online]. 2022. [vid. 16.11.2022]. Dostupné z: <https://additiv-tech.ru/publications/3d-printery-s-raznoy-kinematikoy-sravnenie-plyusy-i-minusy.html>

- [14] KR 500 FORTEC. In: Průmyslové roboty. [online]. ©KUKA AG 2022. [vid. 16.11.2022]. Dostupné z: <https://www.kuka.com/cs-cz/produkty,-služby/robotické-systémy/průmyslové-roboty/kr-500-fortec>
- [15] И.С. Торубаров, А.А. Битюшкова, ООО «Стереотек». Кинематические системы перемещения печатающей головки 3D-принтера. In: Аддитивные технологии № 2-2020. [online]. 2020. [vid. 16.11.2022]. Dostupné z: <https://additiv-tech.ru/publications/kinematicheskie-sistemy-peremeshcheniya-pechatayushchey-golovki-3d-printera.html>
- [16] Kuličkové šrouby. [online]. CNCshop. [vid. 2.12.2022]. Dostupné z: http://www.cncshop.cz/kulickove-srouby_c
- [17] Richard Baguley. Polar 3D — 3D Printer Review. In Tom's Guide. [online]. November 2015. [vid. 2.12.2022]. Dostupné z: <https://www.tomsguide.com/us/polar-3d-printer,review-3206.html>
- [18] Разновидности кинематик FDM 3D-принтеров. [online]. ©3DiY 2022. [vid. 2.12.2022]. Dostupné z: <https://3d-diy.ru/wiki/3d-printery/raznovidnosti-kinematik-fdm-3d-printerov/>
- [19] Tobias Hullette. Direct Drive vs Bowden Extruder: The Differences. [online]. Jun 2022. [vid. 2.12.2022]. Dostupné z: <https://all3dp.com/2/direct-vs-bowden-extruder-technology-shootout/>
- [20] Все пластики. [online]. ©ООО "РЭК" 2022. [vid. 6.12.2022]. Dostupné z: <https://rec3d.ru/plastik-dlya-3d-printerov/all-plastic/>
- [21] Filamenty do 3D tiskáren. [online]. ©Plasty Mladeč 2022. [vid. 6.12.2022]. Dostupné z: <https://www.filament-pm.cz/>
- [22] What are the parts that make up a hotend, and what do they do. [online]. ©Stack Exchange Inc 2022. [vid.6.12.2022]. Dostupné z: <https://3dprinting.stackexchange.com/questions/1519/what-are-the-parts-that-make-up-a-hotend-and-what-do-they-do>
- [23] Direct Drive VS Bowden Extruder. [online]. ©Crealty 3D 2022. [vid. 6.12.2022]. Dostupné z: <https://creality3d.shop/blogs/choose-your-3d-printer/direct-drive-vs-bowden-extruder>
- [24] Creality Hot End Troubleshooting Guide. [online]. ©CREALITY EXPERTS 2022. [vid. 6.12.2022]. Dostupné z: <https://www.crealityexperts.com/creality-hot-end-repair-guide>
- [25] Linear Guideways. [online]. ©HIWIN 2022. [vid. 19.12.2022]. Dostupné z: <https://hiwin.co.uk/wp-content/uploads/2017/06/Linear-Guideways.pdf>

- [26] Как выбрать 3D-принтер по характеристикам. [online]. Top3DShop. [vid. 19.12.2022]. Dostupné z: <https://top3dshop.ru/blog/kak-vybrat-3d-printer-po-harakteristikam.html>
- [27] Open, and enclosed passive/active chamber 3D printers. [online]. ©Filament2Print 2022. [vid. 19.12.2022]. Dostupné z: https://filament2print.com/gb/blog/179_printers-open-chamber-active-passive.html
- [28] INTRODUCTION TO HEATED CHAMBER 3D PRINTER. [online]. ©miniFactory 2022. [vid. 19.12.2022]. Dostupné z: <https://minifactory.fi/technology/heated-chamber/>
- [29] 3D принтер Tiertime X5. [online]. ©Цветной Мир 2022. [vid. 19.12.2022]. Dostupné z: https://cvetmir3d.ru/3d-printery/domashnie/tiertime/3d-printer_tiertime_x5/
- [30] Scara Robots. [online]. ©EXPO21XX GmbH 2019. [vid. 20.12.2022]. Dostupné z: https://www.expo21xx.com/industrial-robots/13608_st3_scara-robots/default.htm
- [31] Nema 17 Bipolar. [online]. ©STEPPERONLINE 2022. [vid. 22.12.2022]. Dostupné z: <https://www.omc-stepperonline.com/nema-17-bipolar-1-8deg-36ncm-51oz-in-1-68a-2-8v-42x42x39mm-4-wires-17hs15-1684s>
- [32] Jan Řezníček. PRUŽNOST A PEVNOST II KOMENTOVANÉ PŘEDNÁŠKY. Fakulta strojní ČVUT v Praze, 2009. [vid. 24.12.2022].
- [33] BMG Extruder IDGA. [online]. © Bondtech AB 2023. [vid. 20.01.2023]. Dostupné z: <https://www.bondtech.se/product/bmg-extruder/>
- [34] V6 All-Metal HotEnd. [online]. © E3D-Online 2023. [vid. 20.01.2023]. Dostupné z: <https://e3d-online.com/products/v6-all-metal-hotend>
- [35] Light power and precision manual. [online]. ©Gates Corporation 2015. [vid. 05.02.2023]. Dostupné z: <https://www.chiefdelphi.com/uploads/short-url/1FWOk1hNzQHw0t0rfmM105XE8le.pdf>
- [36] Pull out torque curve of 17HS15-1684S. [online]. ©STEPPERONLINE 2023. [vid.10.02.2023]. Dostupné z: https://www.omc-stepperonline.com/download/17HS15-1684S_Torque_Curve.pdf
- [37] Blackbelt 3D. [online]. © OMD3D 2021. [vid.10.02.2023]. Dostupné z: <https://blackbelt-3d.com/>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.: 3D tiskárna Tiertime X5. [29]	2
Obr. 2.: Princip technologie SLS 3D tisku. [12]	3
Obr. 3.: Princip technologie BJ 3D tisku. [12]	4
Obr. 4.: Princip technologie MPJ 3D tisku. [12]	5
Obr. 5.: Princip technologie FDM 3D tisku. [12]	6
Obr. 6.: Princip technologie SLA 3D tisku. [12]	7
Obr. 7.: Princip technologie LOM 3D tisku. [12]	8
Obr. 8.: Robotický manipulátor. [14]	10
Obr. 9.: Kinematické schéma „Jeden motor – jedna osa“. [5]	10
Obr. 10.: Kinematické schéma „CoreXY“. [15]	11
Obr. 11.: Kinematické schéma „Hbot“. [15]	11
Obr. 12.: Kinematické schéma „Ultimaker“. [15]	12
Obr. 13.: Kinematické schéma „Delta“. [5]	12
Obr. 14.: Kinematické schéma „Polární“. [17]	13
Obr. 15.: Kinematické schéma „SCARA“. [32]	13
Obr. 16.: Kinematické schéma „Pasová“. [37]	14
Obr. 17.: Schéma Direct-extrudéru. [23]	16
Obr. 18.: Schéma Bowden extrudéru. [23]	17
Obr. 19.: Mechanismus podání filamentu BMG. [33]	18
Obr. 20.: Struktura hotendu. [22]	19
Obr. 21.: Hotend E3D-V6. [34]	20
Obr. 22.: Lineární kuličkové ložisko. [10]	23
Obr. 23.: Lineární kluzné ložisko. [10]	23
Obr. 24.: Lineární vedení. [10]	23
Obr. 25.: Pohybový šroub s maticí. [10]	24
Obr. 26.: Kuličkový šroub s maticí. [16]	24
Obr. 27.: Řemen a řemenice GT2. [10]	24
Obr. 28.: Návrh pohybu plošiny – osa Z	25
Obr. 29.: Návrh pohybu plošiny-osa Z	26
Obr. 30.: Návrh pohybu plošiny-osa Z.	27
Obr. 31.: Případy vzpěru. [32, str. 59]	30
Obr. 32.: Označení elementů kinematiky CoreXY	33
Obr. 33.: Rozměry posuvu těžiště hlavy vzhledem k lineárnímu vedení	33
Obr. 34.: Rozměry posuvu těžiště hlavy vzhledem k lineárnímu vedení	34
Obr. 35.: Označení sil a momentů při pohybu podél osy X.	34
Obr. 36.: Označení sil a momentů při pohybu podél osy Y.	35
Obr. 37.: Rozměry posuvu hlavy vzhledem k lineárnímu vedení	36
Obr. 38.: Označení sil a momentů při pohybu podél osy Y s hlavou u kraje	36
Obr. 39.: Pevnostní f_h a teplotní f_t koeficienty. [25, str. 11]	39
Obr. 40.: Kinematické schéma CoreXY. [9]	40
Obr. 41.: Rozměry lineárního vedení MGN. [25, str. 91]	41
Obr. 42.: Označení rozměrů pro výpočet posuvného mechanismu	47
Obr. 43.: Označení sil a momentů na posuvném mechanismu.	47
Obr. 44.: Sestava navržené 3D tiskárny – s krytem	49
Obr. 45.: Sestava navržené 3D tiskárny – bez krytu	49

SEZNAM TABULEK

Tab. 1.: Vlastnosti plastů pro 3D tisk. [20, 21].....	15
Tab. 2.: Přehled typů lineárního vedení.	23
Tab. 3.: Přehled pohonů.	24
Tab. 4.: Vstupní hodnoty pro výpočet osy Z.....	28
Tab. 5.: Vstupní hodnoty pro pevnostní kontrolu kuličkového šroubu 1204.....	30
Tab. 6.: Vstupní hodnoty pro výpočet svěrné síly na miskové spojce.	32
Tab. 7.: Vstupní hodnoty pro výpočet lineárního vedení.	33
Tab. 8.: Jmenovité zatížení a momenty pro série MGN. [25, str. 89].....	38
Tab. 9.: Statická konstrukční bezpečnost. [25, str. 10].....	38
Tab. 10.: Koeficient zatížení f_w . [25, str. 12].....	39
Tab. 11.: Vstupní hodnoty pro výpočet normálové síly v řemenu.....	40
Tab. 12.: Rozměry lineárního vedení MGN. [25, str. 91].....	41
Tab. 13.: Vstupní hodnoty pro návrh řemene.....	43
Tab. 14.: Vstupní hodnoty pro výpočet krouticího momentu pro výměnu plošiny.	44
Tab. 15.: Vstupní hodnoty pro pevnostní kontrolu pohybového šroubu Tr10x2.....	46
Tab. 16.: Vstupní hodnoty pro dimenzování lineárního vedení posuvného mechanismu.	47



SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

Název	Číslo	Typ
POHYBOVÝ_ŠROUB_01	BAK_001	Výkres
PORTÁL_XY_01	BAK_002	Výkres
SESTAVA_PORTÁL_01	BAK_003	Výkres
CELKOVÁ SESTAVA	BAK_004	Výkres
CELKOVÁ_SESTAVA_V1.stp		3D model (SD karta)

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

3D	Three-dimensional
SLS	Selective Laser Sintering
MJP	Multi Jet Printing
UV	Ultraviolet
FDM	Fused Deposition Modeling
SLA	Stereolithography
LOM	Laminated Object Manufacturing
CoreXY	Coordinate X Y
Hbot	Horizontal Bot
SCARA	Selective Compliance Articulated Robot Arm
PLA	Polylactic Acid
ABS	Acrylonitrile-Butadiene-Styrene
PETG	Polyethylene Terephthalate Glycol-Modified
TPU	Thermoplastic Polyurethane
PVA	Polyvinyl Alcohol
PEEK	Polyether Ether Ketone
HEPA	High Efficiency Particulate Air filter
$\eta_{kš}$	Účinnost kuličkového šroubu
m_s	Hmotnost stolu
m_{pz}	Požadovaná maximální hmotnost tištěného dílu
P_{hz}	Stoupání závitu kuličkového šroubu 1204 osy Z
a_{pz}	Požadované zrychlení osy Z
u_{pxy}	Požadovaná maximální rychlost os X a Y
u_{pz}	Požadovaná maximální rychlost osy Z
k_{mz}	Bezpečnostní koeficient výkonu motoru osy Z
ω_z	Maximální úhlová rychlost šroubu osy Z
n_z	Maximální otáčky šroubu osy Z
P_{mz}	Potřebný výkon motoru osy Z
M_{mz}	Potřebný točivý moment motoru osy Z
σ_U	Mez úměrnosti oceli <i>S235JR</i>
σ_k	Mez kluzu oceli <i>S235JR</i>
E	Modul pružnosti oceli <i>S235JR</i>
$l_{zš}$	Vzdálenost mezi uloženími kuličkového šroubu 1204 osy Z

d_{3-1204}	Průměr d_3 kuličkového šroubu 1204
λ_z	Štíhlost kuličkového šroubu 1204 osy Z
λ_{zm}	Mezní štíhlost kuličkového šroubu 1204 osy Z
σ_{Tz}	Kritické napětí podle Tetmajera kuličkového šroubu 1204 osy Z
$k_{\dot{s}z}$	Bezpečnost osové síly vzhledem ke kritické Eulerově síle kuličkového šroubu 1204 osy Z
A_{1204}	Plocha průřezu jádra kuličkového šroubu 1204 osy Z
J_{zz}	Kvadratický moment průřezu kuličkového šroubu 1204 osy Z
F_{mz}	Zdvihací síla jednoho šroubu osy Z
g	Volné pádové zrychlení
M_{mzr}	Maximální točivý moment motoru osy Z
d_{Hmz}	Průměr hřídele motoru osy Z
f_k	Koeficient tření mezi kovy
k_{zo}	Bezpečnostní koeficient svěrné síly na objímce
$Q_{\dot{s}oz}$	Svěrná síla na objímce motoru osy Z
$R_{p0,2-8.8}$	Mez kluzu šroubu pevnostní třídy 8.8
d_{3M4}	Průměr d_3 závitu M4
$\sigma_{\dot{s}oz}$	Napětí ve šroubu objímky motoru osy Z
A'_{3M4}	Plocha průřezu jádra závitu M4
$k_{\dot{s}oz}$	Výsledná bezpečnost šroubu objímky motoru osy Z
m_h	Hmotnost hlavy
m_p	Hmotnost portálu
a_{pxy}	Požadované zrychlení os X a Y
l_p	Vzdálenost mezi vedením osy Y
l_{p1}	Vzdálenost mezi vedením osy Y a těžištěm hlavy při krajní poloze
l_{hz}	Vzdálenost mezi vedením osy X a těžištěm hlavy podél osy Z
l_{hy}	Vzdálenost mezi vedením osy X a těžištěm hlavy podél osy Y
l_{vxy}	Vzdálenost mezi vedením osy X a vedením osy Y
M_{1xy}	Moment na vedení osy X ve směru Y
M_{1xz}	Moment na vedení osy X ve směru Z
F_{vy1z}	Tíhová síla portálu a hlavy působící na lineární vedení osy Y
F_{vx1z}	Tíhová síla hlavy působící na lineární vedení osy X
F_{1x}	Tažná síla hlavy ve směru X se zrychlením a_{pxy}
F_{1y}	Tažná síla portálu a hlavy ve směru Y se zrychlením a_{pxy}
M_{1yx}	Moment na vedení osy Y ve směru X, první případ



M_{1xx}	Moment na vedení osy X ve směru X, první případ
M_{1yz}	Moment na vedení osy Y ve směru Z, první případ
M_{2xx}	Moment na vedení osy X ve směru X při posunuté hlavě
M_{2yx}	Moment na vedení osy X ve směru X při posunuté hlavě
M_{2yz}	Moment na vedení osy Y ve směru Z při posunuté hlavě
F_{2y}	Tažná síla portálu a hlavy ve směru Y se zrychlením a_{pxy} při posunuté hlavě
f_{SL1}	Statická bezpečnost pro zatěžování silou pro lineární vedení <i>MGN12C</i>
f_{SM1}	Statická bezpečnost pro zatěžování momentem pro lineární vedení <i>MGN12C</i>
C_{01}	Přípustné statické zatížení pro lineární vedení <i>MGN12C</i>
M_{01}	Přípustný statický moment pro lineární vedení <i>MGN12C</i>
M_{m1}	Ekvivalentní statické zatížení v lineárním vedení XY
P_{m1}	Ekvivalentní statický moment v lineárním vedení XY
k_{mxy}	Bezpečnostní koeficient výkonu motoru os X Y
L_{v1}	Životnost lineárního vedení XY
$z_{řxy}$	Počet zubů na řemenici motoru os X Y
d_p	Roztečný průměr řemenice motoru os X Y
$\eta_{ř}$	Účinnost řemenového převodu
$P_{ř}$	Stoupání řemene <i>GT2</i>
ΔX	Zdvih hlavy ve směru X kinematiky <i>CoreXY</i>
ΔY	Zdvih hlavy ve směru Y kinematiky <i>CoreXY</i>
ΔA	Posuv řemene motorem A kinematiky <i>CoreXY</i>
ΔB	Posuv řemene motorem B kinematiky <i>CoreXY</i>
u_X	Rychlost hlavy ve směru X kinematiky <i>CoreXY</i>
u_Y	Rychlost hlavy ve směru Y kinematiky <i>CoreXY</i>
u_A	Rychlost řemene motoru A kinematiky <i>CoreXY</i>
l_{vo1}	Délka kovové části vozíku <i>MGH12C</i>
F_{M1xy}	Síla od rozložení momentů M_{1xy}
F_{M1xz}	Síla od rozložení momentů M_{1xz}
W_{1x}	Zatěžovací síla vozíku lineárního vedení osy X
F_{1tx}	Třecí síla vozíku lineárního vedení osy X
$N_{1řx}$	Normálová síla v řemeni os X Y při pohybu podél osy X
M_{1mx}	Potřebný točivý moment motoru os X Y při pohybu podél osy X
W_{1y}	Zatěžovací síla vozíku lineárního vedení osy Y
F_{1ty}	Třecí síla vozíku lineárního vedení osy Y

$N_{1řy}$	Normálová síla v řemeni os X Y při pohybu podél osy Y
M_{1my}	Potřebný točivý moment motoru os X Y při pohybu podél osy Y
N_{1D}	Normálová síla v řemeni os X Y při diagonálním pohybu
M_{1mD}	Potřebný točivý moment motoru os X Y při diagonálním pohybu
n_{mxy}	Maximální otáčky motoru os X Y
P_{mxy}	Potřebný výkon motorů os X Y
M_{mxyr}	Maximální točivý moment motoru os X Y
$k_{sfř}$	Servisní faktor pro řemen
M_{mxyrn}	Kriticky točivý moment pro návrh řemene os X Y
M_{bmc}	Hmotnostní koeficient řemene <i>GT2 – 4 mm</i> [35, tab. 7]
$S_{řs}$	Rychlostní koeficient řemene <i>GT2 – 4 mm</i>
$T_{stř}$	Potřebné předpětí řemene <i>GT2 – 4 mm</i>
m_{pod}	Hmotnost jedné vyměnitelné podložky
m_{pm}	Hmotnost posuvného mechanismu
n_{vp}	Počet kusů zásoby vyměnitelných plošin
d_{2Tr10}	Průměr d_2 šroubu <i>Tr10x2</i>
d_{3Tr10}	Průměr d_3 šroubu <i>Tr10x2</i>
P_{hp}	Stoupání závitu šroubu <i>Tr10x2</i> posuvného mechanismu
β_{nTr10}	Úhel profilu závitu <i>Tr10x2</i>
k_{mz}	Bezpečnostní koeficient točivého momentu posuvného mechanismu
a_{pv}	Požadované zrychlení posuvného mechanismu
u_{pp}	Požadovaná maximální rychlost posuvného mechanismu
F_{tp}	Třecí síla mezi dvěma podložkami v posuvném mechanismu
Q_{pp}	Síla potřebná pro výměnu nové plošiny
γ_1	Úhel stoupání šroubovice šroubu <i>Tr10x2</i>
φ'_1	Třecí úhel šroubu <i>Tr10x2</i>
M_{pp}	Potřebný točivý moment na šroubu posuvného mechanismu
M_{mp}	Potřebný točivý moment motoru posuvného mechanismu
n_{mp}	Maximální otáčky šroubu posuvného mechanismu
P_{mp}	Potřebný výkon motoru posuvného mechanismu
$l_{pš}$	Vzdálenost mezi uložením pohybového šroubu posuvného mechanismu
λ_p	Štíhlost šroubu <i>Tr10x2</i> posuvného mechanismu
λ_{pm}	Mezní štíhlost šroubu <i>Tr10x2</i> posuvného mechanismu
F_{pk}^E	Kritická Eulerova síla šroubu <i>Tr10x2</i> posuvného mechanismu



$k_{\dot{s}p}$	Bezpečnost osové síly vzhledem ke kritické Eulerově síle šroubu $Tr10x2$ posuvného mechanismu
σ_{pp}	Napětí ve šroubu $Tr10x2$ posuvného mechanismu
A_{Tr10}	Plocha průřezu jádra závitu $Tr10x2$
J_{zp}	Kvadratický moment průřezu šroubu $Tr10x2$ posuvného mechanismu
l_{pm1}	Vzdálenost mezi lineárním vedením a pohybovým šroubem
l_{pm2}	Vzdálenost mezi lineárním vedením a připravenou pro výměnu plošinu
Q_{pp1}	Síla potřebná pro zdvih dvou plošin
M_{3py}	Moment na vedení posuvného mechanismu ve směru Y
F_{vpz}	Tíhová síla posuvného mechanismu působící na lineární vedení
M_{m2}	Ekvivalentní statické zatížení v lineárním vedení posuvného mechanismu
P_{m2}	Ekvivalentní statický moment v lineárním vedení posuvného mechanismu
C_{02}	Přípustné statické zatížení pro lineární vedení $MGN07C$
M_{02}	Přípustný statický moment pro lineární vedení $MGN07C$
f_{SL2}	Statická bezpečnost pro zatěžování silou pro lineární vedení $MGN07C$
f_{SM2}	Statická bezpečnost pro zatěžování momentem pro lineární vedení $MGN07C$