



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV FYZIKÁLNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF PHYSICAL ENGINEERING

**NÁVRH MANIPULÁTORU VZORKU PRO CCHM  
MIKROSKOP**

DESIGN OF MANIPULATOR OF THE SAMPLE FOR CCHM MICROSCOPE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Matěj Špaček**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Zbyněk Dostál, Ph.D.**

**BRNO 2021**



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav fyzikálního inženýrství
Student:	<b>Bc. Matěj Špaček</b>
Studijní program:	Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor:	Přesná mechanika a optika
Vedoucí práce:	<b>Ing. Zbyněk Dostál, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Návrh manipulátoru vzorku pro CCHM mikroskop

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro nově vyvíjenou verzi CCHM mikroskopu je vyžadován tříosý manipulátor vzorku. Tento manipulátor musí být schopen rychlé a přesné změny laterální polohy v rozsahu několika cm. Také je vyžadováno velmi přesné polohování ve směru osovém. Stolek musí být plně říditelný z PC.

### Cíle diplomové práce:

- 1) Navrhnout řešení manipulátoru.
- 2) Zvolit vhodné pohony manipulátoru.
- 3) Vytvořit výrobní dokumentaci mechanických částí manipulátoru.
- 4) Sestavit software pro řízení manipulátoru.
- 5) Manipulátor případně vyrobit a otestovat.

### Seznam doporučené literatury:

SLABÝ, Tomáš, Pavel KOLMAN, Zbyněk DOSTÁL, Martin ANTOŠ, Martin LOŠŤÁK a Radim CHMELÍK. Off-axis setup taking full advantage of incoherent illumination in coherence-controlled holographic microscope. Optics Express [online]. 2013, 21(12) [cit. 2020-10-25]. ISSN 1094-4087. Dostupné z: doi:10.1364/OE.21.014747

FUKA, J. a HAVELKA, B. Optika a atomová fyzika: fyzikální kompendium pro vysoké školy. Praha: Státní pedagogické nakladatelství, 1961.

GLÉZL, Š., KAMARÁD, J., a SLIMÁK, I. Přesná mechanika. Alfa, 1992.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. RNDr. Tomáš Šíkola, CSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Abstrakt**

V Laboratoři experimentální biofotoniky na VUT v Brně vzniká nová verze koherencí řízeného holografického mikroskopu (CCHM). Pro automatizaci určitých procedur mikroskop vyžaduje implementaci plně motorizovaného tříosého manipulátoru vzorku, řízeného z počítače. Manipulátor musí umožňovat rychlou a přesnou změnu laterální polohy v rozsahu několika centimetrů. Kvůli ostření je vyžadováno velmi přesné polohování ve směru osovém.

Nejprve jsou představeny základní poznatky o konstrukci manipulátorů. Následně jsou porovnávána dostupná komerční řešení a je zhodnocena jejich použitelnost pro nový CCHM. Díky specifické konstrukci nové verze CCMH nejsou dostupná řešení vyhovující, proto je v druhé části práce představen vlastní konstrukční návrh motorizovaného manipulátoru, optimalizovaný pro CCHM. Volba jednotlivých elementů a aktuátorů je podložena rešeršní částí. Pro konstrukční řešení byla zhotovena výkresová dokumentace a testovací verze řídicího softwaru. Kritická část manipulátoru byla vyrobena a otestována.

## **Summary**

In the Laboratory of the Experimental Biophotonics at Brno University of Technology, a new generation of the Coherence-Controlled Holographic Microscope (CCHM) is being developed. Because of the automation of certain microscope procedures, a fully motorized three axis computer controlled manipulator of the sample is to be employed. A fast and accurate lateral positioning in a range of several centimeters is required. For the focusing capability, very precise positioning in the optical axes is required as well.

Initially, the basics of microscope manipulator design are presented. Then, commercially available solutions are introduced and compared with special focus on its possible implementation in the new generation of CCHM. However, due to the specific design of the new CCHM, available manipulators are not suitable. Therefore, a new optimized manipulator design is introduced in the second part of the thesis. A selection of its appropriate elements, especially actuators, is based on a review. For the new manipulator design, a technical documentation was made and a testing software was developed. A crucial part of the manipulator was assembled and tested.

## **Klíčová slova**

Motorizovaný stolek, přesné polohování, mikroskop, robotický translační mechanismus.

## **Keywords**

Motorised stage, precise positioning, microscope, robotic translation mechanism.



ŠPAČEK, M. *Návrh manipulátoru vzorku pro CCHM mikroskop*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2021, Vedoucí Ing. Zbyněk Dostál, Ph.D.





## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně, pouze za odborného vedení Ing. Zbyňka Dostála, Ph.D., a všechny podklady jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

.....

V Brně 20. května 2021



Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Zbyňkovi Dostálovi, Ph.D. za jeho čas, trpělivost, ochotu, cenné rady a vynikající vedení mojí diplomové práce. Poděkování patří také mojí rodině za podporu během studia.



# Obsah

<b>Úvod</b>	<b>3</b>
<b>1 Stolky pro světelnou mikroskopii</b>	<b>7</b>
1.1 Vlastnosti translačních manipulátorů . . . . .	7
1.2 Manuální stolky . . . . .	8
1.3 Motorizované stolky . . . . .	10
1.3.1 Prior scientific . . . . .	11
1.3.2 Applied Scientific Instrumentation . . . . .	12
1.3.3 Zaber Technologies . . . . .	12
1.3.4 Märzhäuser Wetzlar . . . . .	12
1.3.5 Dover Motion . . . . .	13
1.3.6 Ludl Electronics Products . . . . .	13
1.3.7 Standa Optics . . . . .	13
1.3.8 Thorlabs . . . . .	14
1.3.9 Physik Instrumente . . . . .	14
1.3.10 Piezo vložky Mad City Labs . . . . .	14
1.3.11 Nekomerční řešení Openstage . . . . .	14
1.3.12 Stolek CCHM Q-Phase . . . . .	15
1.4 Vhodnost dostupných řešení pro Q-Phase NG . . . . .	16
<b>2 Analýza problému a cíl práce</b>	<b>21</b>
<b>3 Konstrukční řešení</b>	<b>23</b>
3.1 Koncepční řešení stolku . . . . .	23
3.1.1 Koncepční řešení Lateral-on-top . . . . .	23
3.1.2 Koncepční řešení Z-on-top . . . . .	26
3.1.3 Shrnutí . . . . .	28
3.2 Konstrukční řešení stolku . . . . .	28
3.2.1 Sestava XY posuvu . . . . .	34
3.2.2 Sestava Z posuvu . . . . .	47
3.2.3 Sestava aktuátoru Z posuvu . . . . .	50
<b>4 Návrh řídicího softwaru a testování stolku</b>	<b>61</b>
4.1 Návrh řídicího softwaru . . . . .	61
4.2 Testování stolku . . . . .	64
4.2.1 Opravené řešení piezo aktuátoru . . . . .	65
<b>Závěr</b>	<b>67</b>
<b>Literatura</b>	<b>72</b>



# Úvod

V současné době je na VUT v Brně ve spolupráci s firmou Telight [1] vyvíjena nová generace transmisního koherencí řízeného holografického mikroskopu (CCHM z anglického názvu coherence-controlled holographic microscope). Jedná se o pokročilou verzi interferenčního mikroskopu, který byl vyvinut výzkumnou skupinou Experimentální bi-fotoniky [2]. V současnosti používaná druhá generace CCHM je rovněž v transmisním uspořádání.

U transmisních interferenčních mikroskopů spolu nejčastěji interferují dva svazky paprsků - předmětový svazek, který prochází pozorovaným vzorkem, a referenční svazek, který vzorkem neprochází. Tyto dva svazky se pak setkávají na detektoru, kde mezi nimi dochází k interferenci [3]. Interferenční mikroskopy lze dále rozdělit podle úhlu, který spolu interferující svazky svírají, na systémy s osovým uspořádáním (in-line) pro rovnoběžný chod svazků a na systémy s mimoosovým uspořádáním (off-axis) pro svazky svírající nenulový úhel [2, 3].

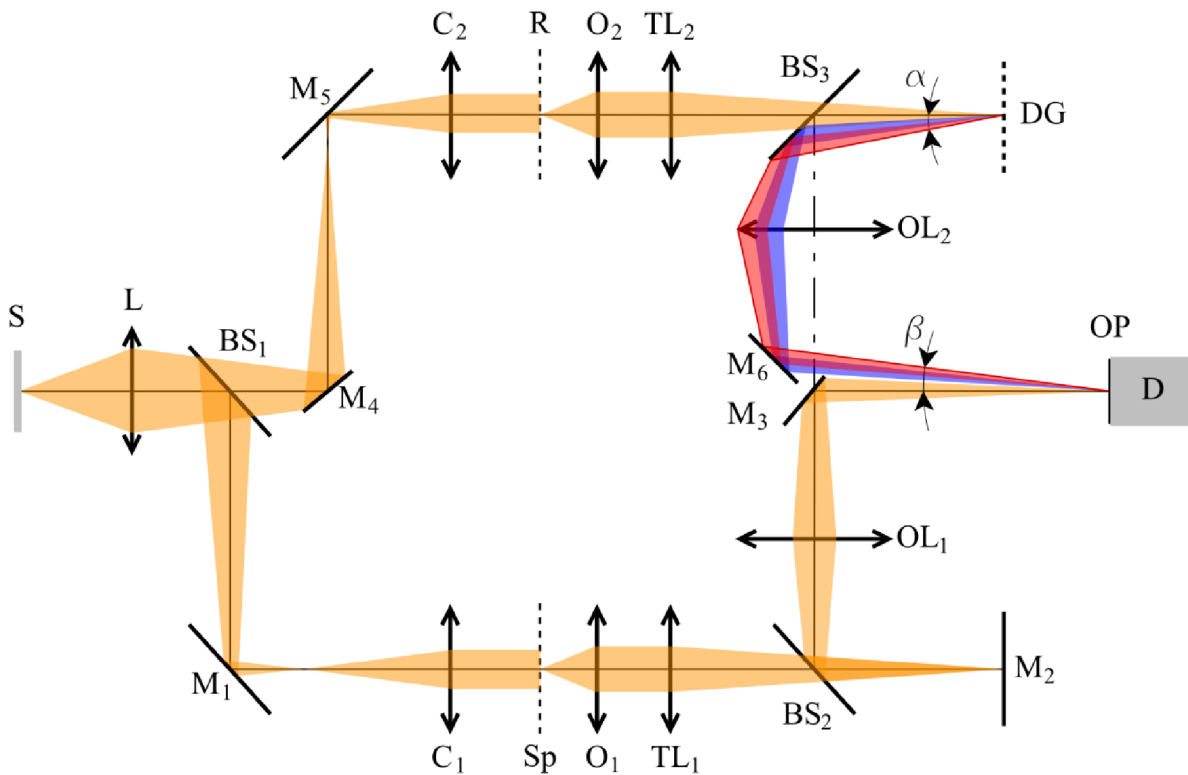
Oproti běžným světelným mikroskopům lze u interferenčních mikroskopů ze záznamaných interferogramů rekonstruovat nejen intenzitu, ale také fázi dopadající vlny. Hovoříme tak o tzv. kvantitativním fázovém zobrazování nebo o kvantitativním fázovém kontrastu, který nám umožňuje ze záznamu vyčíst další informace, jako například rozložení indexu lomu, tloušťky a hmotnosti ve sledovaném vzorku [4]. Tento druh kontrastu mikroskopy předurčuje k využití v oblasti biologického výzkumu živých buněk, kdy odpadá nutnost buňky před pozorováním pro zviditelnění barvit [3].

Výhodou osového uspořádání mikroskopů je možnost použití nekoherentního osvětlení. Díky tomu není obraz zatížen koherenčním šumem a parazitními interferencemi. Pro rekonstrukci vlny je však třeba získat více snímků (obvykle 3 nebo 4), což je také hlavní nevýhodou tohoto uspořádání - nelze jej použít pro sledování dynamických jevů [2].

Mikroskopy v mimoosovém uspořádání získávají kompletní záznam vlny z jediného snímku [5]. Většina těchto mikroskopů však není achromatická a pro získání interferenčního obrazce je tak třeba používat koherentní zdroj osvětlení. To vede k výraznému snížení příčného rozlišení a růstu koherenčního šumu. Mikroskopy s mimoosovým uspořádáním jsou označovány jako digitální holografické mikroskopy [3]. Oproti osovým uspořádáním jsou vhodnější pro pozorování dynamických jevů, a jsou také méně náchylné na vibrace [2].

Zmiňovaný CCHM využívá ve svém uspořádání achromatický interferometr s difrakční mřížkou, který umožňuje zobrazení s plošným polychromatickým zdrojem světla v mimoosovém uspořádání. Tím v sobě kombinuje výhody obou výše zmíněných systémů a není zatížen jejich nevýhodami. Lze tak například pozorovat dynamické děje při zachování vysokého příčného rozlišení [5]. Míru koherence zdroje osvětlení lze navíc u tohoto mikroskopu regulovat, čímž mohou být nastaveny specifické podmínky pro pozorování daného vzorku. Při nízké koherenci je například možné pozorovat vzorky v disperzním médiu. Naopak zobrazení s více koherentním zdrojem umožňuje provádět numerické přestro-

vání obrazu. Nevýhodou mikroskopu s plošným polychromatickým zdrojem světla je jeho vysoká citlivost na nastavení stejné délky obou optických větví, tedy i na vibrace [4]. Mikroskop, popisovaný v této části práce, jehož optické schéma je zobrazeno na obr. 1, je v současné době používanou druhou generací CCHM. Jedná se o invertovaný transmisní mikroskop, který byl vyroben ve spolupráci s firmou Tescan [6] pod komerčním označením Q-Phase. Mikroskop je automatizovaný, aby byla usnadněna jinak komplikovaná justáž a aby byly umožněny některé pokročilejší techniky pozorování [4].



Obrázek 1: Optické schéma CCHM. S - plošný polychromatický zdroj světla, L - kolektor, BS - dělič svazku, M - zrcadlo, C - kondenzor, Sp - rovina pozorovaného vzorku, R - rovina referenčního vzorku, O - mikroskopové objektivy, TL - tubusové čočky, DG - difrakční mřížka, OL - výstupní objektivy, OP - výstupní rovina, D - detektor. Převzato z [2].

Plošným polychromatickým zdrojem S je konec světelného vlnovodu, do jehož druhého konce je směřováno záření z halogenové lampy. Zdroj S je kolektorovou čočkou L zobrazen přes dělič svazku BS<sub>1</sub> a zrcadla M<sub>1,4,5</sub> do předměťových ohniskových rovin kondenzorů C v obou větvích, kde vznikají sekundární obrazy zdroje S. Dělič svazku BS<sub>1</sub> tak dělí svazek na předměťový a referenční. Kondenzory C pak osvětlují rovinu vzorku Sp a rovinu referenčního vzorku R. Těmito rovinami prochází z každého bodu obrazu zdroje S široký rovnoběžný svazek paprsků - jedná se tedy o Köhlerovo osvětlení. Rovina předmětu Sp je objektivem O<sub>1</sub> a tubusovou čočkou TL<sub>1</sub> zobrazena do roviny zrcadla M<sub>2</sub>, kde vzniká meziobraz. Obdobně je rovina referenčního vzorku R zobrazena objektivem O<sub>2</sub> a tubusovou čočkou TL<sub>2</sub> do roviny difrakční mřížky DG. Meziobrazy jsou dále přes dě-



liče svazků  $BS_{2,3}$  zobrazeny výstupními objektivy OL do výstupní roviny OP, kde vzniká interferenční obrazec, který je zaznamenán detektorem D. Interferují spolu předmětový svazek s prvním difrakčním řádem svazku referenčního. Výsledný interferenční obrazec je achromatický a prostorově invariantní, s prostorovou frekvencí interferenčních proužků úměrnou prostorové frekvenci vrypů mřížky [4, 2].

V současné době je vyvíjena nová generace mikroskopu Q-Phase NG, která by se od původní verze Q-Phase měla lišit především po konstrukční stránce, zatímco optická část zůstane zachována. Klíčovými parametry nové konstrukce by měla být větší kompaktnost, lepší uspořádání a vyšší tuhost. Mikroskop Q-Phase NG by měl být také finančně dostupnější než současná verze. Kvůli zaměření na biologické aplikace se bude jednat o invertovaný transmisní mikroskop.

Pro Q-phase NG je třeba vybrat vhodný stolek, který by umožňoval přesný pohyb pozorovaného vzorku vůči objektivu ve třech osách. Na trhu existuje velké množství stolků pro optické mikroskopy. Bude tedy nutné je nejprve porovnat a zhodnotit jejich vhodnost pro novou generaci CCHM.



# 1. Stolky pro světelnou mikroskopii

Mikroskopový stolek je stěžejní součástí každého mikroskopu. Je připevněn k rámu mikroskopu a umožňuje uchycení pozorovaného vzorku, který je umístěn typicky na podložním sklíčku. Správná poloha preparátu vůči optické soustavě mikroskopu je nezbytná pro jeho optimální pozorování, proto je stolek vybaven prostředky pro zajištění jeho stabilní polohy. Uprostřed stolku je v případě transmisních mikroskopů otvor pro procházející světlo. Zorné pole mikroskopu je velmi malé. Je tedy třeba pro změnu zorného pole vzorkem vůči optické soustavě pohybovat v osách kolmých na optickou osu objektivu. Tyto příčné (laterální) osy budou označovány jako  $x$  a  $y$ . Kvůli velkému zvětšení musí být tento pohyb jemný a přesný. Stolek tak bývá nejčastěji vybaven translačními manipulátory, které uživateli výrazně usnadňují práci s jeho polohováním během pozorování. V neposlední řadě je třeba zajistit ostrost obrazu vzájemným pohybem objektivu a vzorku vůči sobě ve směru optické osy objektivu, která bude označována jako osa  $z$ .

V závislosti na rozdělení pohybů mezi stolek s manipulátorem a objektiv lze rozlišovat různé konfigurace. Nejčastěji vykonává pohyb v příčných osách stolek, popřípadě jeho manipulátor, a pohyb v ose  $z$  vykonává objektiv. Tím je pohyb rozložen mezi dva mechanismy. Výhodou rozložení pohybu je rychlejší stabilizace obrazu a vyšší tuhost konstrukce [7]. U druhé konfigurace pohyb ve všech třech osách obstarává stolek. Díky tomu je kamera a objektiv velmi stabilní. Oproti tomu konstrukce takového stolku je složitější a jeho tuhost je nižší. Třetí možnou konfigurací je nehybný stolek v kombinaci s pohyblivou optickou soustavou, která vykonává pohyby ve všech třech osách. Tato konfigurace funguje nejlépe pro malé rozsahy pohybu. Při větších rozsazích klesá tuhost a výrazně roste komplexnost celé konstrukce [7].

V této části práce budou nejprve popsány důležité vlastnosti translačních manipulátorů. Následně budou představena dostupná řešení mikroskopových stolků. Vzhledem k tomu, že Q-Phase NG je invertovaný transmisní mikroskop, bude se přehled primárně zaměřovat na stolky pro tuto konfiguraci mikroskopu. Na závěr budou vlastnosti srovnávaných stolků zhodnoceny vzhledem k požadovaným parametrům Q-Phase NG.

## 1.1 Vlastnosti translačních manipulátorů

Základní vlastností translačních manipulátorů je jejich **rozsah pohybu**, který je základním limitujícím faktorem jejich využití pro danou aplikaci. Dále je to pak **přesnost**, **opakovatelnost**, **rozlišení** a **dynamická únosnost**. U motorizovaných manipulátorů se ještě udává **maximální rychlost posuvu**.

Přesnost manipulátoru je dána rozdílem mezi zamýšlenou a skutečnou výchylkou z počáteční polohy mechanismu [8]. Přesnost může být výrazně ovlivněna vnějšími podmínkami a nastavením manipulátoru. Důležitou roli hraje například teplotní roztažnost.

Opakovatelnost pohybového mechanismu je dána rozdílem výsledných poloh manipulátoru při opakovaných pokusech dosáhnout stejné polohy [8]. Opakovatelnost je u poloho-

vacích systémů často důležitější než přesnost [9]. U translačních mechanismů je rozlišována opakovatelnost v jedné ose a opakovatelnost celková. Pokud nebude specifikováno jinak, v této práci se bude vždy uvažovat opakovatelnost celková. Opakovatelnost a přesnost manipulátoru mohou být výrazně sníženy přítomností vůle v různých strojních součástech mechanismu, jako je například spojka, ozubená kola nebo vodící šroub a matice. Vůle se dá omezit použitím speciálních bezvůlečných součástí. Nejlepším řešením ovšem je se součástí s vůlí zcela vyhnout [9]. Rozdíl mezi opakovatelností a přesností je graficky znázorněn na obr. 1.1.



Obrázek 1.1: Přesnost a opakovatelnost pohybu. Převzato a upraveno z [9].

S využitím moderních odměřovacích a zpětnovazebních prostředků, tzv. enkodérů, lze přesnost a opakovatelnost manipulátoru výrazně zvýšit a vzniklé nepřesnosti kompenzovat [9]. Zde je třeba dbát na rozdíl mezi rozlišením enkodéru, které udává nejmenší detekovatelný posuv mechanismu, a rozlišením pohybu mechanismu, které udává velikost nejmenšího inkrementálního pohybu, kterého je mechanismus schopen dosáhnout [9, 8]. Při návrhu mikroskopových manipulátorů požadavky na opakovatelnost a rozlišení vyplývají z rozlišovací schopnosti mikroskopu [10].

Konstrukce mikroskopových stolků by měla být kvůli stabilitě obrazu především **tuhá**. U lineárních posuvů v jednotlivých osách se dále sleduje jejich **přímost**. U motorizovaných stolků by navíc mělo být zamezeno **vzniku a šíření vibrací** od akčních členů.

## 1.2 Manuální stolky

Běžně se lze setkat se stolem s dvěma druhy manuálních manipulátorů, které umožňují posuv vzorku ve dvou příčných osách. U nejjednodušších mikroskopů nižší cenové třídy je nejčastějším řešením prostý pevný stůl bez jakéhokoliv zabudovaného posuvného mechanismu. K němu lze připevnit tzv. křížový mechanismus. Prostý stůl s křížovým mechanismem je znázorněn na obr. 1.2. Vzorek na podložním sklíčku je položen na horní desce stolku, která se nepohybuje. Zde je podložní sklíčko se vzorkem sevřeno svorkami křížového mechanismu. Obsluha pak může pomocí ozubených převodů křížového mechanismu svorkami se vzorkem posouvat po horní desce stolku v osách  $x$  a  $y$ . Polohu vzorku lze zjistit ze stupnice na křížovém mechanismu. Toto řešení je poměrně jednoduché, ekonomické a skladné. Nevýhodou může být snížená tuhost mechanismu. Využívá se hlavně

pro malé rozsahy posuvů [11].



Obrázek 1.2: Prostý mikroskopový stolek s křížovým mechanismem. Převzato a upraveno z [11].

Dále existuje konfigurace stolku, která v sobě má křížový mechanismus částečně zabudovaný. Princip mechanismu je velice podobný. Podložní sklíčko se vzorkem je opět sevřeno mezi svorky posuvného mechanismu. K posuvu podložního sklíčka po horní desce stolku však dochází pouze v jedné příčné ose. Horní deska stolku je uložena v lineárním vedení a v druhé příčné ose se pohybuje spolu s preparátem. Tento mechanismus je jednoduchý na ovládání a nastavení. Díky ucelené konstrukci je také poměrně tuhý. Jedná se tak o hojně využívaný typ manuálního manipulátoru, se kterým se lze setkat u většiny běžných světelných mikroskopů [11].

Existují i složitější konfigurace s využitím principu křížového stolku, kdy je vzorek uchycen k horní desce, která se posouvá spolu s ním v obou příčných osách. Jednotlivá řešení mohou být přizpůsobena konkrétní aplikaci, velikosti a počtu sledovaných vzorků a typu mikroskopu. Například stolky pro invertované mikroskopy jsou často uzpůsobeny ke sledování buněčných kultur v různých pozorovacích komorách (Petriho miska, mikrotitrační destička atd.). V horní desce stolku je proto otvor pro vkládání vložek, které jsou přizpůsobeny na rozměry konkrétní komory [11, 12]. Na obr. 1.3 je příklad stolku pro invertovaný mikroskop s horní deskou upravenou pro upevnění mikrotitrační destičky.



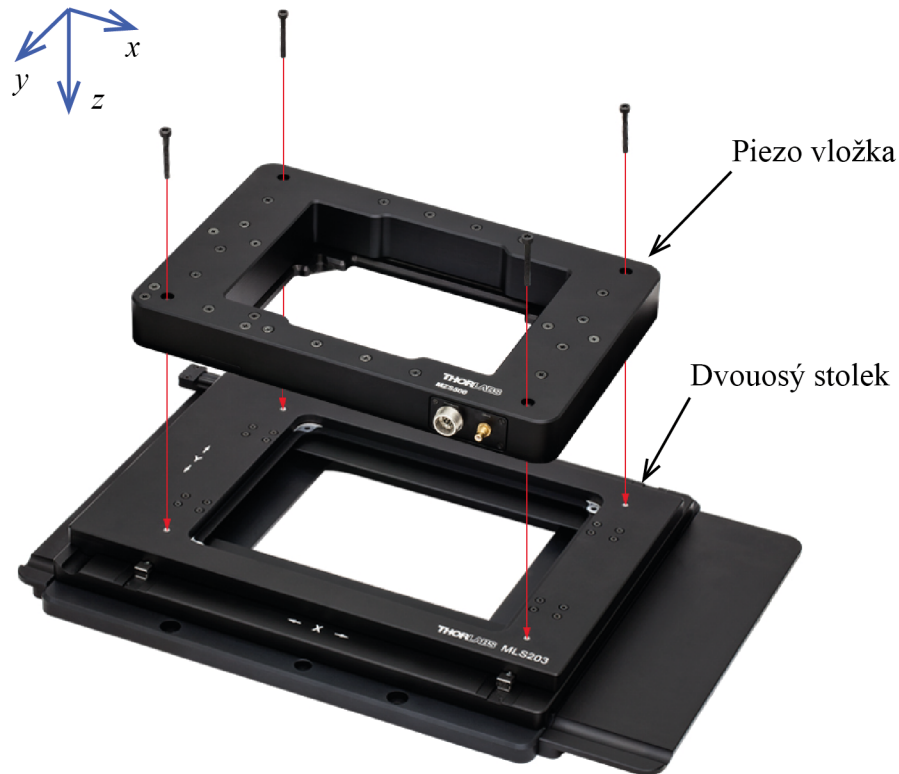
Obrázek 1.3: Manuální stolek invertovaného mikroskopu, uzpůsobený na velikost mikrotitrační destičky. Převzato z [12].

### 1.3 Motorizované stolky

Stolky s manuálními manipulátory jsou stále široce používány. U složitějších druhů světelných mikroskopů určených zejména pro výzkumnou činnost však roste potřeba jejich automatizace. Oproti manuálním manipulátorům jsou motorizované manipulátory dražší, složitější a náročnější na výrobu. Pro jejich ovládání je vyžadována řídicí elektronika a speciální software. Jsou ale také rychlejší a často i výrazně přesnější, než manuální manipulátory. Motorizované manipulátory jsou proto využívány tam, kde je třeba vysoká rychlost posuvů, případně určitý stupeň automatizace procesů, které by bylo obtížné provádět manuálně [13]. Jejich ovládání je tak oproti manuálním manipulátorům pro obsluhu pohodlnější a rychlejší. Vzhledem k tomu, že motorizovaný manipulátor vzorku je plně implementován v mikroskopovém stolku a je jeho neoddelitelnou součástí, jsou tyto pojmy zaměnitelné. V literatuře se pak často lze setkat přímo s pojmem motorizovaný stolek.

Motorizované stolky se vyrábějí většinou jako dvouosé pro posuv v osách  $x$  a  $y$ . V případě, že je vyžadován i posuv v ose  $z$  pro ostření, doplňují se dvouosé stolky přesnou piezo vložkou, jak je znázorněno na obr. 1.4. Horní deska stolku je opatřena otvorem k upevnění vložek pro různé pozorovací komory a prostředky pro sledování preparátu.

Na trhu lze najít velkou škálu komerčních řešení motorizovaných stolků pro invertované transmisní mikroskopy od různých výrobců. Jejich vlastnosti jsou porovnány níže. Jednotliví výrobci mají často v nabídce více modelů stolků s různými druhy použitých aktuátorů. V takovém případě byl od konkrétního výrobce do srovnání zařazen jeden stolek od každého typu aktuátoru. Připojovací rozměry komerčních stolků jsou navrhovány tak,



Obrázek 1.4: Motorizovaný dvouosý stolek s piezo vložkou od firmy Thorlabs. Převzato a upraveno z [14].

aby byly kompatibilní s mikroskopy zavedených výrobců, jako je Nikon, Leica, Olympus a Zeiss. Vzhledem k tomu, že tyto rozměry se u jednotlivých výrobců a typů mikroskopů liší, stejné stolky jsou často nabízeny v několika různých konfiguracích, upravených pro různé modely mikroskopů. Případně je lze na různé typy mikroskopů adaptovat pomocí adaptérů.

Kromě velkého množství komerčních stolků lze narazit i na volně přístupná nekomerční konstrukční řešení. Je jich však velice málo a jejich cílem je především finanční úspora oproti komerčním řešením. Toho se jejich konstruktéři snaží docílit například použitím běžně dostupných součástí. Setkat se ale lze i s využitím 3D tištěných součástí [15]. Většinou se však na nekomerční řešení nelze spolehnout, protože nejsou z vědeckého hlediska dostatečně popsána a otestována a nejsou publikována v dostatečně věrohodných zdrojích. V tomto srovnání tak bude popsáno pouze jedno nekomerční řešení, které bylo publikováno v recenzovaném časopise, a které bude představeno v závěru této části.

### 1.3.1 Prior scientific

Společnost Prior scientific [16] vyrábí poměrně široký sortiment motorizovaných dvouosých stolků v různých třídách přesnosti pro vzpřímené i invertované mikroskopy a pro

různé rozsahy posuvů. Stolky se vyrábějí v různých konfiguracích tak, aby byly kompatibilní s mikroskopy zavedených výrobců. Lze je doplnit o piezo vložku pro fokusaci v ose  $z$  s maximálním rozsahem pohybu  $600\ \mu\text{m}$ , s rozlišením enkodéru  $0,7\ \text{nm}$  a opakovatelností pohybu  $4\ \text{nm}$ .

Nejpřesnější nabízený model dvouosého stolku využívá k posuvu lineární motory a lineární enkodéry pro zpětnou vazbu s rozlišením  $50\ \text{nm}$ . Dosahuje tak vysoké opakovatelnosti  $0,15\ \mu\text{m}$  při rychlosti až  $300\ \text{mm s}^{-1}$ . Zároveň si stolek zachovává poměrně malé rozměry.

Méně přesné varianty stolků využívají pro posuv krokové motory s kuličkovým šroubem. Jejich opakovatelnost se pohybuje kolem  $0,7\ \mu\text{m}$ . Stolky s krokovými motory jsou rozměrově větší a také pomalejší. Maximální doporučená rychlost popisovaného modelu je  $25\ \text{mm s}^{-1}$ . Při použití speciální řídicí jednotky a lineárních enkodérů s rozlišením  $50\ \text{nm}$  lze hodnotu opakovatelnosti snížit až na  $0,2\ \mu\text{m}$ . Pak tedy opakovatelnost stolku s krokovými motory dosahuje podobných hodnot, jako u varianty s lineárními motory.

### 1.3.2 Applied Scientific Instrumentation

Společnost Applied Scientific Instrumentation (ASI) [17] vyrábí dvouosé mikroskopové stolky, které lze vybavit piezo vložkou pro přesné polohování v ose  $z$ . Piezo vložka má rozsah  $500\ \mu\text{m}$  a rozlišení pohybu  $7,6\ \text{nm}$ . Připojovací rozměry dvouosých stolků jsou přizpůsobeny mikroskopům zavedených výrobců. Pro polohování jsou použity vodicí šrouby a stejnosměrné servomotory. Vedení je realizováno pomocí lineárních ložisek se zkříženými válečky. Zpětnou vazbu poskytují rotační enkodéry. U stolků pro invertované mikroskopy je uváděna opakovatelnost  $0,7\ \mu\text{m}$ . Rozlišení rotačního enkodéru, přepočítané z úhlové hodnoty do délkové a rychlost pohybu stolku závisí na stoupání použitého vodicího šroubu. Standardně je však nabízeno délkové rozlišení enkodéru  $22\ \text{nm}$  při maximální rychlosti  $7\ \text{mm s}^{-1}$ . Opakovatelnost stolku lze zvýšit použitím lineárních enkodérů.

### 1.3.3 Zaber Technologies

Dalším srovnávaným výrobcem je firma Zaber Technologies [18]. Tento výrobce produkuje jednu verzi dvouosého stolku v enkodované a neenkodované variantě v různých rozměrech, které odpovídají různým rozsahům posuvů. Stolek lze doplnit různými adaptéry tak, aby šel použit s daným modelem mikroskopu. Oproti doposud představeným produktům je tento stolek řádově méně přesný. Uváděna je opakovatelnost  $2\ \mu\text{m}$  v případě enkodované varianty. Rozlišení použitého rotačního enkodéru uvedeno není. Maximální rychlost pohybu stolku je  $85\ \text{mm s}^{-1}$ . Využity jsou krokové motory s rotačními enkodéry a vodicími šrouby. Vložku pro posuv v ose  $z$  výrobce nenabízí.

### 1.3.4 Märzhäuser Wetzlar

Společnost Märzhäuser Wetzlar [19] nabízí dvouosé stolky ve dvou řadách přesnosti s různými rozsahy posuvů. Stolky jsou vyráběny v několika konfiguracích tak, aby byly kom-



patibilní s různými modely mikroskopů. Vybrané stolky lze také doplnit o piezo vložku pro posuv v ose  $z$  s rozsahem až  $500\ \mu\text{m}$  a s opakovatelností  $5\ \text{nm}$ . Pro pohyb jsou využity krokové motory s kuličkovými šrouby, vedení je realizováno pomocí lineárních ložisek se zkříženými válečky. Přesnější řada stolků je enkodovaná a dosahuje opakovatelnosti  $1\ \mu\text{m}$ . Rozlišení enkodéru uvedeno není. Výrobce dodává stolky s různým stoupáním kuličkového šroubu. Na stoupání šroubu závisí i rychlost posuvu, která může být až  $120\ \text{mm s}^{-1}$ .

### 1.3.5 Dover Motion

Výrobce Dover Motion [7] má v nabídce několik dvouosých mikroskopových stolků různých konstrukcí a přesností s různými typy pohonů. V nabídce jsou i poměrně netradiční konstrukční řešení, kompatibilita stolků s různými modely mikroskopů však není specifikována. Výrobce také nezmiňuje možnost doplnit stolky o piezo vložku. Většina stolků k posuvu využívá krokové motory s vodicími šrouby. Tyto stolky dosahují opakovatelnosti  $1,5\ \mu\text{m}$ . Opakovatelnost se dá zvýšit při použití rotačního enkodéru. Maximální rychlost stolku a přepočítané rozlišení rotačního enkodéru závisí na zvoleném stoupání vodicího šroubu. Standardem je maximální rychlost  $38\ \text{mm s}^{-1}$  při rozlišení  $630\ \text{nm}$ .

Dále je pak v nabídce výrazně přesnější stolek, který využívá lineární třífázový motor, lineární enkodér a vedení v lineárních ložiscích se zkříženými válečky. Díky použití lineárního motoru má stolek poměrně kompaktní rozměry, dosahuje opakovatelnosti  $0,25\ \mu\text{m}$  a rychlosti až  $750\ \text{mm s}^{-1}$ . Rozlišení lineárního enkodéru je  $5\ \text{nm}$ .

### 1.3.6 Ludl Electronics Products

V nabídce firmy Ludl Electronics Products [20] je jeden dvouosý motorizovaný stolek pro invertované mikroskopy, který se dá vybavit piezo vložkou pro polohování v ose  $z$  v rozsahu  $350\ \mu\text{m}$  s opakovatelností  $1\ \text{nm}$ . Stolek se vyrábí v několika konfiguracích, aby pokryl různé rozměrové standardy mikroskopů od nejznámějších výrobců. Pohon je realizován pomocí krokových motorů s kuličkovými šrouby. Při použití lineárních enkodérů s rozlišením  $50\ \text{nm}$  dosahuje stolek opakovatelnosti  $0,2\ \mu\text{m}$ . Maximální rychlost pohybu stolku je  $60\ \text{mm s}^{-1}$ .

### 1.3.7 Standa Optics

Dalším ze srovnávaných výrobců stolků je firma Standa Optics [21], která má v nabídce jeden dvouosý stolek, určený jak pro vzpřímené, tak pro invertované mikroskopy standardních konstrukcí. Pro adaptaci na konkrétní model mikroskopu jsou využívány různé adaptéry. Stolek je možno vybavit enkodéry. Nejpresnější varianta stolku s lineárními enkodéry s rozlišením  $25\ \text{nm}$  dosahuje opakovatelnosti  $0,5\ \mu\text{m}$  a maximální rychlosti  $50\ \text{mm s}^{-1}$ . Jako pohon stolek používá krokové motory s vodicími šrouby. Piezo vložku pro posuv v ose  $z$  výrobce nenabízí.

### 1.3.8 Thorlabs

Firma Thorlabs [14] nabízí jediný typ dvouosého stolku, který lze doplnit piezo vložkou pro posuv v ose  $z$  s rozsahem  $500\ \mu\text{m}$ , s rozlišením pohybu  $25\ \text{nm}$  a s rozlišením enkodéru  $5\ \text{nm}$ . Stolek je určen pro vybrané vzpřímené a invertované mikroskopy výrobců Nikon, Olympus a Zeiss. Přesné polohování zajišťují stejnosměrné lineární servomotory a lineární enkodéry s rozlišením  $100\ \text{nm}$ . Opakovatelnost pohybu stolku je  $0,25\ \mu\text{m}$  a jeho maximální rychlost dosahuje  $250\ \text{mm s}^{-1}$ . Rozměry stolku jsou poměrně kompaktní.

### 1.3.9 Physik Instrumente

Posledním ze srovnávaných výrobců stolků je firma Physik Instrumente (PI) [22], specializující se na velmi přesné polohování v oblasti nanometrů s využitím piezo elementů. Tato společnost vyrábí pouze jeden typ mikroskopového stolku, určený pro invertované mikroskopy firem Nikon, Olympus a Leica. Ostatní produkce firmy je zaměřena na stolky s výrazně kratším rozsahem pohybu, než vyžaduje tato aplikace. Pro polohování stolku jsou použity piezo motory blíže nespecifikovaného typu. Díky tomu je velikost stolku velice malá. Opakovatelnost pohybu je  $0,3\ \mu\text{m}$ . Stolek dosahuje rychlosti  $120\ \text{mm s}^{-1}$ . Rozlišení použitých lineárních enkodérů je  $100\ \text{nm}$ . Tento výrobce dále vyrábí piezo vložky pro přesný posuv vzorku v ose  $z$  s maximálním rozsahem pohybu  $500\ \mu\text{m}$ , s opakovatelností  $15\ \text{nm}$  a s rozlišením zpětné vazby  $5\ \text{nm}$ .

### 1.3.10 Piezo vložky Mad City Labs

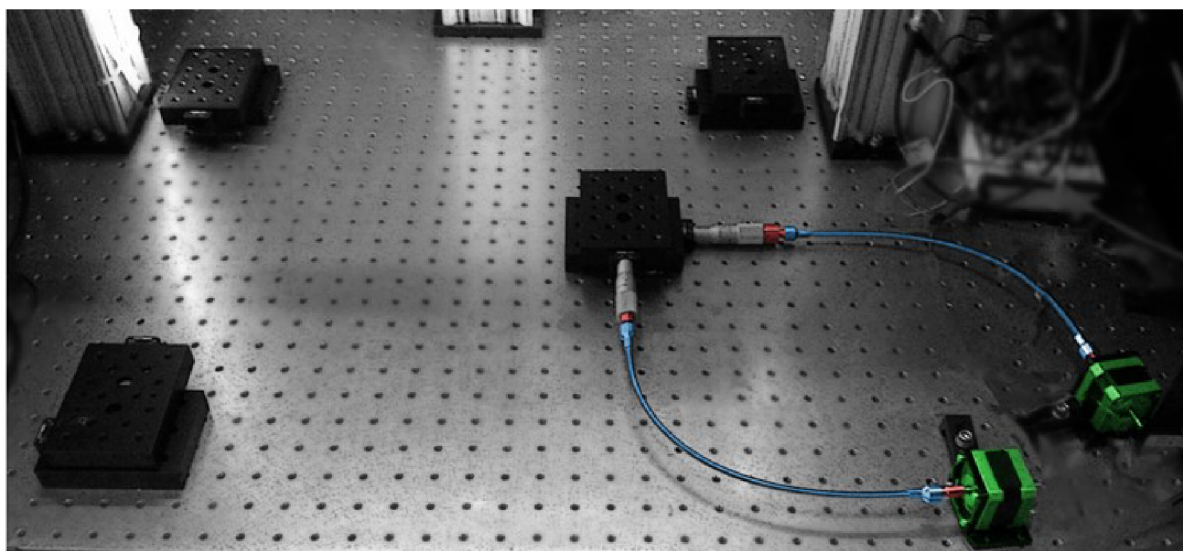
Oproti předchozím výrobcům, společnost Mad City Labs (MCL) [23] nevyrábí mikroskopové stolky, ale pouze piezo vložky pro přesné polohování v optické ose  $z$ . V nabídce má několik druhů vložek, které se liší zejména rozsahem posuvu. Nejdelší nabízený rozsah je  $500\ \mu\text{m}$  při rozlišení pohybu  $1\ \text{nm}$ .

### 1.3.11 Nekomerční řešení Openstage

S velice zajímavým a netradičním řešením dvouosého motorizovaného stolku a objektivového posuvu, nazvaného Openstage, přišli Campbell et al. [24]. Nejedná se o stolek určený pro invertovaný mikroskop. Vzhledem k jednoduchosti a univerzálnosti konstrukce lze však snadno adaptovat pro různé konfigurace, proto byl rovněž zařazen do srovnání. Cílem projektu Openstage bylo vytvoření motorizovaného stolku pro dvoufotonový mikroskop vlastní konstrukce, který by umožňoval například automatizaci časosběrných pozorování, automatické trasování a podobně. Konstrukční řešení včetně softwarového rozhraní je volně přístupné pro ostatní uživatele. V maximální možné míře byly pro konstrukci využity běžně dostupné součástky bez nutnosti jejich složitějších úprav, čímž je minimalizována celková cena řešení.

Posuv v příčných osách  $x$  a  $y$  je realizován pomocí běžných manuálních jednoosých translačních stolků, poháněných mikrometrickým šroubem. Dva tyto stolky byly upev-

něny na sebe tak, aby dohromady tvořily dvouosý translační mechanismus. Mikrometrický šroub každého ze stolků byl ohebným hřídelem spojen s krokovým motorem. Na vzniklý dvouosý mechanismus je upevněna horní deska stolku, která se pohybuje s mechanismem ve dvou příčných osách. Pro vyšší stabilitu desky jsou použity další tři dvojice stejně spojených jednoosých stolků, z nichž byly předem odstraněny mikrometrické šrouby, takže plní pouze funkci lineárního dvouosého vedení desky. Pohybový mechanismus s vedením je zobrazen na obr. 1.5. Obdobným způsobem s využitím manuálního translačního stolku s jemnějším mikrometrickým šroubem byl motorizován i posuv objektivu v ose  $z$ .



Obrázek 1.5: Posuvný mechanismus stolku Openstage před připevněním horní desky - vedení a aktuátory tvořené translačními jednoosými stolky. Převzato z [24].

Autoři dále detailně popisují volbu krokových motorů, které pro vyšší rozlišení pohybu využívají 1/16 mikrokrokování (tedy rozdělení jednoho kroku motoru na 16 mikrokroků pomocí řídicí elektroniky). Enkodéry pro zpětnou vazbu nejsou v tomto řešení použity. Pro řízení motorů je využita řídicí jednotka Arduino a řídicí software, naprogramovaný v jazyku C++. Stolek je možné ovládat buď přes počítač nebo přes ovladač herní konzole PlayStation3.

Opakovatelnost pohybu stolku je  $1\ \mu\text{m}$  s rozlišením pohybu  $100\ \text{nm}$  a s maximální rychlostí  $1,8\ \text{mm s}^{-1}$ . Opakovatelnost objektivového posuvu je  $0,1\ \mu\text{m}$  s rozlišením  $40\ \text{nm}$  a s maximální rychlostí  $1,2\ \text{mm s}^{-1}$ .

### 1.3.12 Stolek CCHM Q-Phase

Pro polohování vzorku u současně používaného CCHM je využíván tříosý motorizovaný stolek složené konstrukce. Posuv v příčných osách zajišťuje dvouosý stolek, navržený firmou Tescan [6]. Posuv v optické ose je rozložen mezi objektiv a stolek. Motorizovaný výsuv objektivu umožňuje ostření v rozsahu  $8\ \text{mm}$ . Na dvouosém stolku je navíc připevněna piezo vložka od firmy Mad City Labs [23] s rozsahem posuvu v ose  $z$   $500\ \mu\text{m}$  (viz 1.3.10).

Ostřit lze tedy jak objektivem, tak pohybem stolku. Více informací o parametrech stolku firma neposkytuje.

## 1.4 Vhodnost dostupných řešení pro Q-Phase NG

Nejdříve je třeba rozhodnout, zda bude využit stolek mechanický nebo motorizovaný. Vzhledem k velice komplikované justáži CCHM je proces justáže automatizován. Pro automatickou justáž je třeba motorizovaný posuv vzorku v optické ose objektivu [4]. Dále budou používány metody pozorování, které vyžadují automatizovaný pohyb vzorku i v laterálních osách. Je vyžadována také vysoká přesnost a rychlost pohybu v příčných osách. Z těchto důvodů nelze použít manuální stolek, ale musí být použit stolek motorizovaný, plně říditelný počítačem.

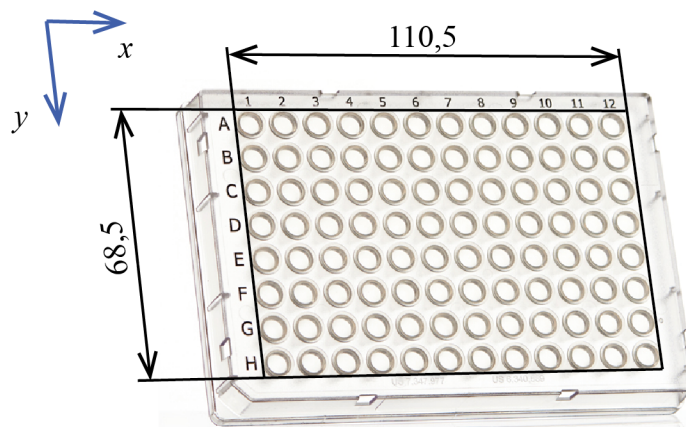
Dalším důležitým parametrem je rozsah posuvů stolku v příčných osách  $x$  a  $y$ , který je dán velikostí pozorovaných vzorků, respektive velikostí pozorovacích komor (mikrotitrační destička, Petriho miska atd.). Z pozorovacích komor běžně používaných na CCHM má největší rozměry mikrotitrační destička (anglicky well plate). Jedná se o destičku s jamkami pro jednotlivé biologické vzorky. Jamky jsou zespodu opatřeny krycím sklíčkem pro pozorování na invertovaných mikroskopech. Mikrotitrační destička může mít obecně různý počet jamek, ale její vnější rozměry jsou standardizované - 127,66 mm v ose  $x$  a 85,11 mm v ose  $y$  [25]. Není však třeba obsloužit objektivem celou tuto plochu, důležité jsou zejména efektivní rozměry destičky, 110,5 mm v ose  $x$  a 68,5 mm v ose  $y$ , jak je naznačeno na ilustračním obr. 1.6. Zmíněné rozměry, které určují požadovaný rozsah posuvu stolku v příčných osách, odpovídají efektivním rozměrům osmi a šestnácti jamkových mikrotitračních destiček, používaných v laboratořích Experimentální biofotoniky. Na rozdíl od vnějších standardizovaných rozměrů se tyto rozměry mohou u různých destiček lišit.

U invertovaných mikroskopů je použití mikrotitračních destiček běžným standardem. Proto také všechny srovnávané komerční stolky disponují dostatečným rozsahem pro pokrytí této plochy. Oproti tomu nekomerční Openstage je navržen pro použití s multifotonovým mikroskopem vlastní konstrukce a jako jediný nemá dostatečný rozsah příčných posuvů.

Pro posuvy v příčném směru je u Q-Phase NG vyžadována zejména vysoká opakovatelnost pohybu, aby bylo možné opakovaně zobrazit stejné místo na vzorku. Její hodnota tak musí vycházet z rozlišovací schopnosti  $d$  mikroskopu. Rozlišovací schopnost holografického nekoherentních mikroskopu vyplývá z použitého objektivu a kondenzoru [4]. Přibližně ji lze určit podle Rayleighova kritéria, které je podle [26] dáno vztahem:

$$d = \frac{0,61 \cdot \lambda}{NA}, \quad (1.1)$$

kde  $\lambda$  je střední vlnová délka použitého světla a  $NA$  je numerická apertura použitého objektivu. Pro běžná biologická pozorování na CCHM se běžně používá světlo se střední vlnovou délkou  $\lambda = 650$  nm z důvodů nízké fototoxicity. Numerická apertura nejsilnějšího používaného objektivu bude  $NA = 0,95$ . Z těchto hodnot vychází rozlišovací schopnost



Obrázek 1.6: Efektivní rozměry mikrotitrační destičky. Převzato a upraveno z [25]

mikroskopu  $d = 417$  nm. Opakovatelnost stolku v příčných osách by tak měla být nižší než spočtená hodnota  $d$ .

Pro lepší přehled byly parametry porovnávaných motorizovaných stolků srovnány do tabulky 1.1. Z tabulky vyplývá, že dostatečné opakovatelnosti v příčných osách dosahuje stolek od Prior Scientific s lineárními motory [16], stolek od Ludl Electronics Products s krokovými motory [20], stolek od Prior Scientific s krokovými motory [16], stolek od Thorlabs s lineárními motory [14], stolek od Dover Motion s lineárními motory [7] a stolek od PI s piezo motory [22]. Dále je možné, že by tento požadavek splňoval i stolek od ASI [17] po doplnění o lineární enkodéry. Výrobce však opakovatelnost pro tuto konfiguraci neuvádí, pouze zmiňuje zvýšení opakovatelnosti.

Jak je z tabulky 1.1 zřejmé, vysoké opakovatelnosti lze dosáhnout s různými druhy motorů. Důležité je však použití lineárních enkodérů, které opakovatelnost pohybu značně zvyšují. Rotační enkodéry mají na opakovatelnost výrazně nižší efekt. Rozlišení použitých enkodérů je oproti opakovatelnosti pohybu stolků vždy alespoň poloviční.

Rychlost příčných posuvů mikroskopu Q-Phase by podle vyjádření konstruktéra měla kvůli snímání obrazu vysokorychlostní kamerou být alespoň  $10 \text{ mm s}^{-1}$ . Této rychlosti dosahují všechny hodnocené stolky, až na nekomerční řešení Openstage [24] a stolek od ASI [17]. U něj lze však požadované rychlosti dosáhnout změnou vodicího šroubu. Ze srovnání plyne, že nejvyšších rychlostí obecně dosahují stolky s lineárními motory.

Při srovnání dvouosých stolků nebylo záměrně uváděno rozlišení jejich pohybu (velikost minimálního inkrementálního pohybu). Tento parametr není pro porovnání stolků příliš vhodný, neboť někteří výrobci tento údaj neuvádějí a ostatní jej definují různými způsoby.

Oproti Q-Phase by neměla nová generace mikroskopu ostřit objektivem i stolcem zároveň. Objektiv bude stabilní a ve všech třech osách se bude pohybovat pouze stolek. Pohyb v optické ose je tak důležitý kvůli ostření a rozlišení tohoto pohybu musí být vyšší než v příčných osách. Rozsah posuvu v ose  $z$  musí být takový, aby umožnil proostření vzorku a snadnou výměnu objektivu bez hrozby kolize se stolcem. Konstruktérem mikroskopu je požadován rozsah pohybu stolku v ose  $z$  minimálně 3 mm.

Posuv stolků v ose  $z$  obecně u motorizovaných stolků zajišťují piezo vložky. Ze srov-

Tabulka 1.1: Srovnání parametrů motorizovaných mikroskopových stolků, uvedených v části 1.3. Lineární motor LM, krokový motor STP, piezo motor PM, stejnosměrný motor DC, lineární enkodér L, rotační enkodér R.

Výrobce (-)	Motor (-)	Opakovatelnost ( $\mu\text{m}$ )	Maximální rychlost ( $\text{mm s}^{-1}$ )	Enkodér (-)	Rozlišení enkodéru ( $\text{nm}$ )
Prior	LM	0,15	300	L	50
Ludl	STP	0,2	60	L	50
Prior	STP	0,2	25	L	50
Thorlabs	LM	0,25	250	L	100
Dover	LM	0,25	750	L	5
PI	PM	0,3	120	L	100
Standa	STP	0,5	50	L	25
ASI	DC	0,7	7	R	22
Märzhäuser	STP	1	120	N/A	N/A
Openstage	STP	1	1,8	N/A	N/A
Dover	STP	1,5	38	R	630
Zaber	STP	2	85	R	N/A

návaných produktů, pouze u stolků Dover Motion [7], Zaber Technologies [18], Standa Optics [21] a Openstage [24] není zmíněna možnost použití piezo vložky. Vzhledem k standardizovaným rozměrům většiny piezo vložek a horních desek dvouosých stolků je však pravděpodobné, že i tyto stolky lze vložkou vybavit. Pouze nekomerční řešení Openstage se vymyká obvyklým standardům.

Výrobci piezo vložek se liší v druhu udávaných parametry. Je tak poměrně obtížné vložky srovnávat. Pro lepší přehlednost byly známé parametry jednotlivých vložek seřazeny v tabulce 1.2. Z tabulky plyne, že vložkou s největším rozsahem pohybu  $600\ \mu\text{m}$  vyrábí firma Prior Scientific [16]. Ani tento rozsah se však neblíží požadovanému rozsahu  $3\ \text{mm}$ . Rozlišení pohybu srovnávaných vložek, které je pro ostření důležité, se pohybuje v rámci jednotek až desítek nanometrů. Někteří výrobci nabízejí vložky vybavené lineárními enkodéry. Jejich vliv na zvýšení opakovatelnosti pohybu však kvůli nedostatku poskytnutých informací nelze určit.

Posledním důležitým kritériem, které je nutné při volbě stolku brát v úvahu, jsou připojovací rozměry a zástavbový prostor pro stolek. Zástavbový prostor je oproti běžným světelným mikroskopům velice specifický, což je dáno jednak požadavkem na kompaktní konstrukci nové generace CCHM, ale také přítomností referenční větve, která se u běžných mikroskopů nevyskytuje, a kterou stolek nesmí při pohybu narušit. Velikost zástavbového prostoru není plně definována, protože některé součásti mikroskopu nejsou zatím navrženy. Je tedy nutné vycházet z neúplné představy zástavbového prostoru, jehož omezení je zobrazeno na obr. 1.7, a rozměry stolku konzultovat s konstruktérem mikroskopu.

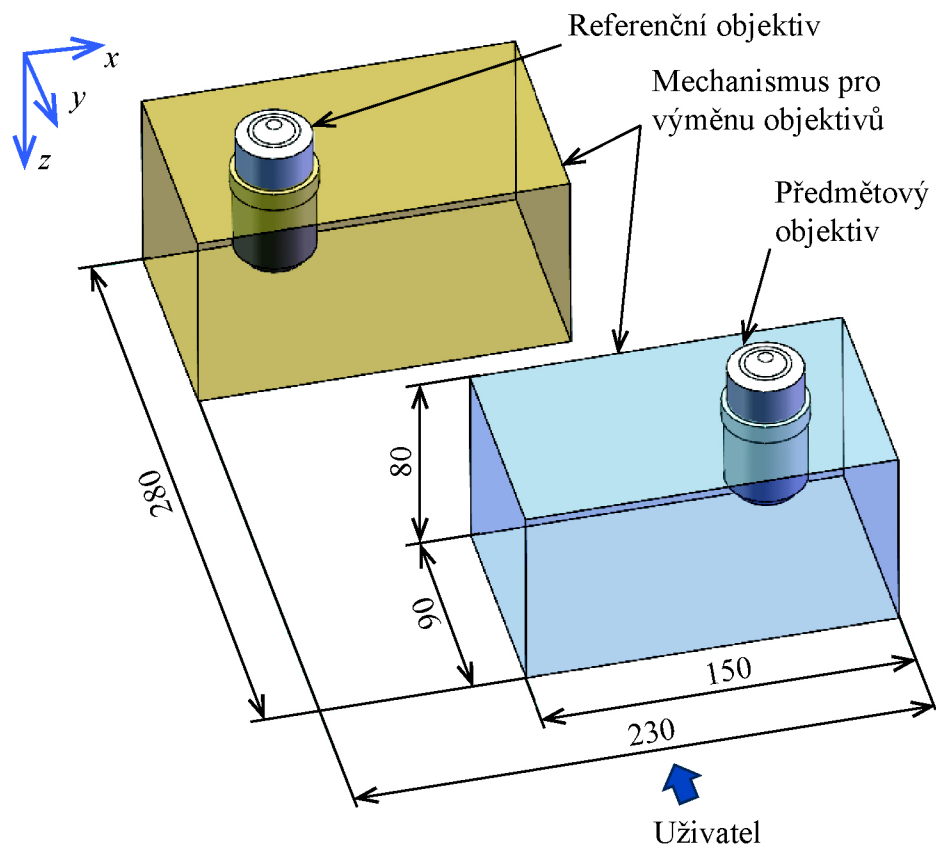
Tabulka 1.2: Srovnání parametrů piezo vložek, uvedených v části 1.3, pro posuv v ose  $z$ .

<b>Výrobce</b> (-)	<b>Rozsah pohybu</b> ( $\mu\text{m}$ )	<b>Opakovatelnost</b> ( nm)	<b>Rozlišení pohybu</b> ( nm)	<b>Rozlišení enkodéru</b> ( nm)
Prior	600	4	N/A	0,7
ASI	500	N/A	7,6	N/A
Märzhäuser	500	5	1	N/A
Thorlabs	500	N/A	25	5
PI	500	15	N/A	5
MCL	500	N/A	1	N/A
Ludl	350	1	N/A	N/A

Jelikož se jedná o invertovaný mikroskop, objektivy jsou umístěny pod rovinou vzorku a osvětlovací soustava nad rovinou vzorku. Světlo bude na vzorek dopadat shora v kladném směru osy  $z$ . Jak je z obrázku zřejmé, zástavbový prostor se nachází v úrovni objektivů a je omezen zejména prostorem, který zabírají mechanismy na jejich výměnu. Tyto mechanismy nejsou dosud navrženy, je pro ně však kolem objektivů obou větví rezervován prostor, který je v obr. 1.7 naznačen dvěma kvádry. Stolek musí být tedy navržen tak, aby během posuvu nekolidoval s předmětovým ani referenčním mechanismem pro výměnu objektivů ani se samotnými objektivy. Zároveň musí stolek umožňovat jejich snadnou výměnu. Hlavní části stolku by se však měly nacházet co možná nejvíce ve stejné úrovni s výměnnými mechanismy, protože pod a nad jejich úrovní v ose  $z$  jsou plánovány další části mikroskopu.

Srovnávané komerční stolky jsou navrženy pro použití se zavedenými modely invertovaných mikroskopů předních výrobců. Ač se většina stolků vyrábí s různými adaptéry v několika konfiguracích, žádný z nich není kompatibilní s CCHM Q-Phase NG, který je díky kompaktním rozměrům naprosto atypický. Ze stejného důvodu nelze použít ani nekomerční řešení Openstage. Kvůli novému designu a uspořádání nelze též použít původní verzi stolku pro CCHM Q-phase.

V závěru rešeršní části práce lze tedy konstatovat, že žádný ze srovnávaných stolků není pro nově vznikající verzi CCHM vhodný. I když některé srovnávané produkty dosahují potřebného rozlišení, rychlosti a opakovatelnosti, jejich rozměry neodpovídají zástavbovému prostoru nově vznikajícího CCHM. Žádný ze srovnávaných stolků také nedisponuje dostatečným rozsahem v ose  $z$ .



Obrázek 1.7: Omezení zástavbového prostoru pro stolek mikroskopu Q-Phase NG.



## 2. Analýza problému a cíl práce

Jak vychází ze závěru řešerše, dostupné stolky nejsou pro použití s CCHM Q-Phase NG vhodné. Proto je třeba navrhnout nový stolec specifické konstrukce, který by odpovídal požadavkům nové verze CCHM mikroskopu. K tomu je třeba dosáhnout následujících cílů:

- definovat požadované parametry stolku,
- navrhnout koncepční řešení stolku,
- zvolit vhodné pohony, vedení a případně zpětnovazební řízení pro jednotlivé osy,
- vypracovat konstrukční řešení stolku,
- vytvořit výrobní dokumentaci,
- sestavit software pro řízení manipulátoru,
- stolec vyrobit a otestovat.

Tyto dílčí cíle jsou postupně řešeny v následujících částech práce.



## 3. Konstrukční řešení

Navrhovaný stolek musí umožňovat posuv v příčných osách v rozsahu 110,5 mm x 68,5 mm. Opakovatelnost posuvu musí být vyšší než rozlišovací schopnost mikroskopu  $d = 418$  nm. Minimální rychlost musí být  $10 \text{ mm s}^{-1}$ . Posuv v optické ose musí mít rozsah alespoň 3 mm. Stanovení těchto požadavků bylo blíže popsáno v části 1.4. Rozlišení pohybu stolku musí být dostatečně jemné, aby umožňovalo ostření obrazu. Konstrukční řešení stolku musí odpovídat omezení pro zástavbový prostor, naznačené na obr. 1.7. Důležitá je také jeho ekonomická stránka, která by však neměla být na úkor požadované přesnosti.

Definovaných parametrů lze dosáhnout více přístupy. Proto byla nejdříve navržena dvě koncepční řešení. Jejich hlavním smyslem je vytvoření základní představy o kinematice stolku, řazení jednotlivých posuvů a umístění stolku v prostoru. Koncepční řešení se postupně vyvíjela na základě konzultací s konstruktérem mikroskopu, neboť zástavbový prostor není ve všech směrech explicitně definován. V této části práce jsou představeny finální verze obou koncepčních řešení, která jsou následně porovnána. Zvolený koncept je dále rozpracován do konstrukčního řešení a výkresové dokumentace.

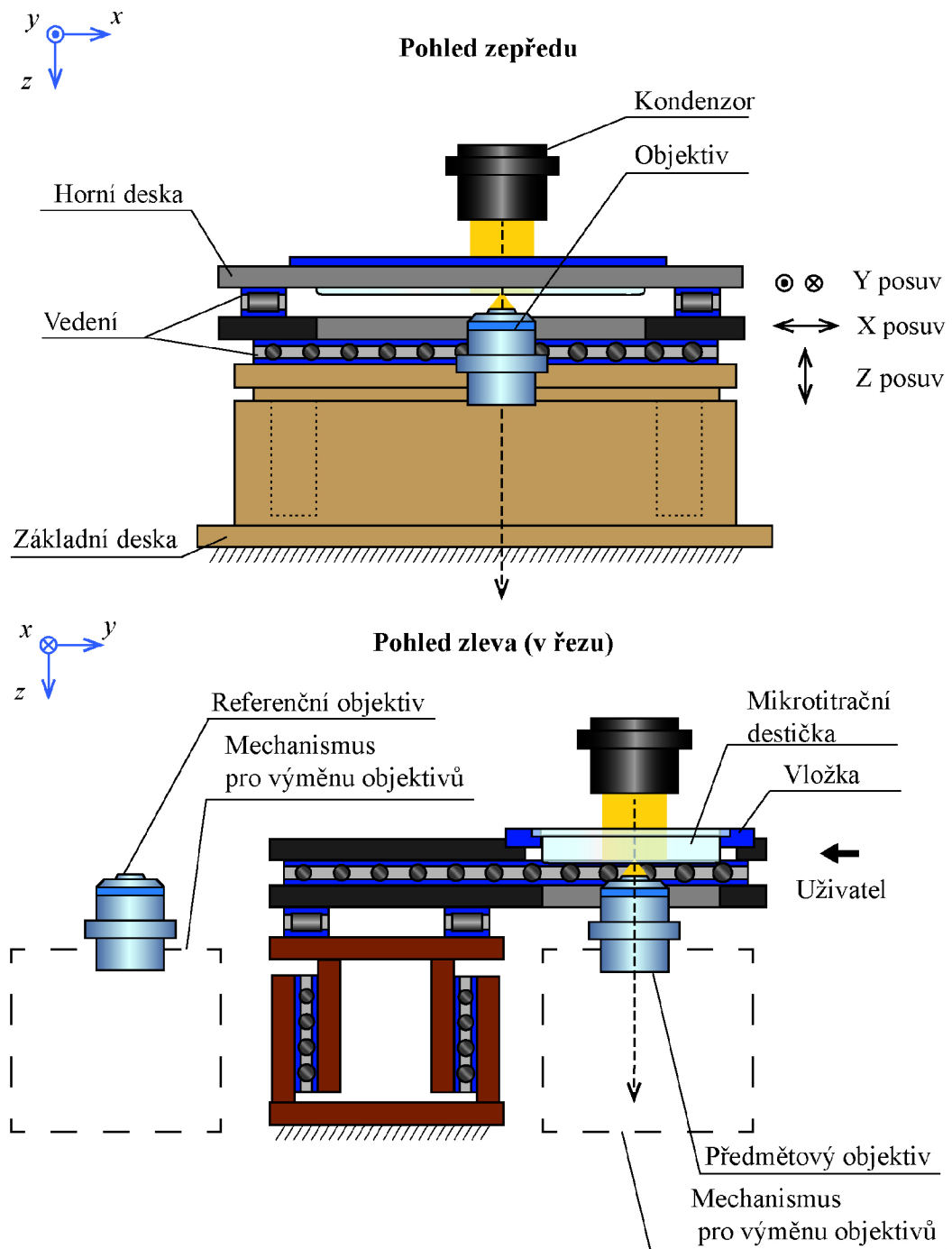
### 3.1 Koncepční řešení stolku

#### 3.1.1 Koncepční řešení Lateral-on-top

První koncepční řešení, nazvané podle řazení posuvu lateral-on-top, je zobrazeno na obr. 3.1. Obdélníková základní deska, která je pevně spojena s rámem mikroskopu, je umístěna v prostoru mezi referenční a předmětovou větví mikroskopu. Na ní je upevněna sestava Z posuvu, která vyplňuje prostor mezi mechanismy výměny objektivů. Koncepční návrh Z posuvu se vzhledem výrazně liší od tradičních komerčních řešení. Vzhledem k poměrně velkému rozsahu pohybu se předpokládá objemnější konstrukce než u piezo vložek. Z posuv je uložen ve čtyřech lineárních vedeních, která jsou upevněna v rozích základní desky. Jednotlivé pohyblivé části Z posuvu jsou shora spojeny vodorovnou deskou, která bude dále označována jako deska Z posuvu.

Na horní desce Z posuvu je ve dvou lineárních vedeních letmo uložena druhá vodorovná deska, která se ve vedeních pohybuje v ose  $x$ . Tato deska bude dále značena jako deska X posuvu. Deska X posuvu rozměry přesahuje desku Z posuvu a zasahuje až do předmětové větve mikroskopu. Předmětový objektiv prochází otvorem v této desce. Nad deskou X posuvu je analogicky vedena deska Y posuvu, která zároveň tvoří horní desku celého stolku a vůči mikroskopu se pohybuje ve všech třech osách. V horní desce je otvor pro vložku s mikrotitrační destičkou. Vložka je vůči horní desce uložena v tříbodovém kinematickém uložení, které umožňuje vyrovnat náklon mikrotitrační destičky vůči objektivu, způsobený nepřesností výroby jednotlivých součástí stolku. Objektiv se nachází v pracovní vzdálenosti pod mikrotitrační destičkou.

Tento návrh se poměrně striktně drží dříve naznačeného zástavbového prostoru. Většina jeho částí se nachází v prostoru mezi předmětovou a referenční větví. Výhodou jsou také jeho poměrně malé rozměry. Nevýhodou představuje řazení hrubších příčných posuvů nad jemnější Z posuv. Posuvy v příčných osách jsou navíc vůči Z posuvu uloženy letmo, což může vést k nižší tuhosti a stabilitě stolku. Změna těžiště vlivem posuvu v příčných osách by se mohla projevit nepatrnou změnou vertikální polohy vzorku vůči objektivu. U letného uložení desky X posuvu hrozí také zvýšené riziko přenosu vibrací od aktuátoru. Zároveň by bylo z konstrukčního hlediska velice složité zajistit, aby desky příčných posuvů nekolidovaly s referenční větví mikroskopu. Důvodem je omezený prostor mezi optickými větvemi, ve kterých je stolek umístěn.



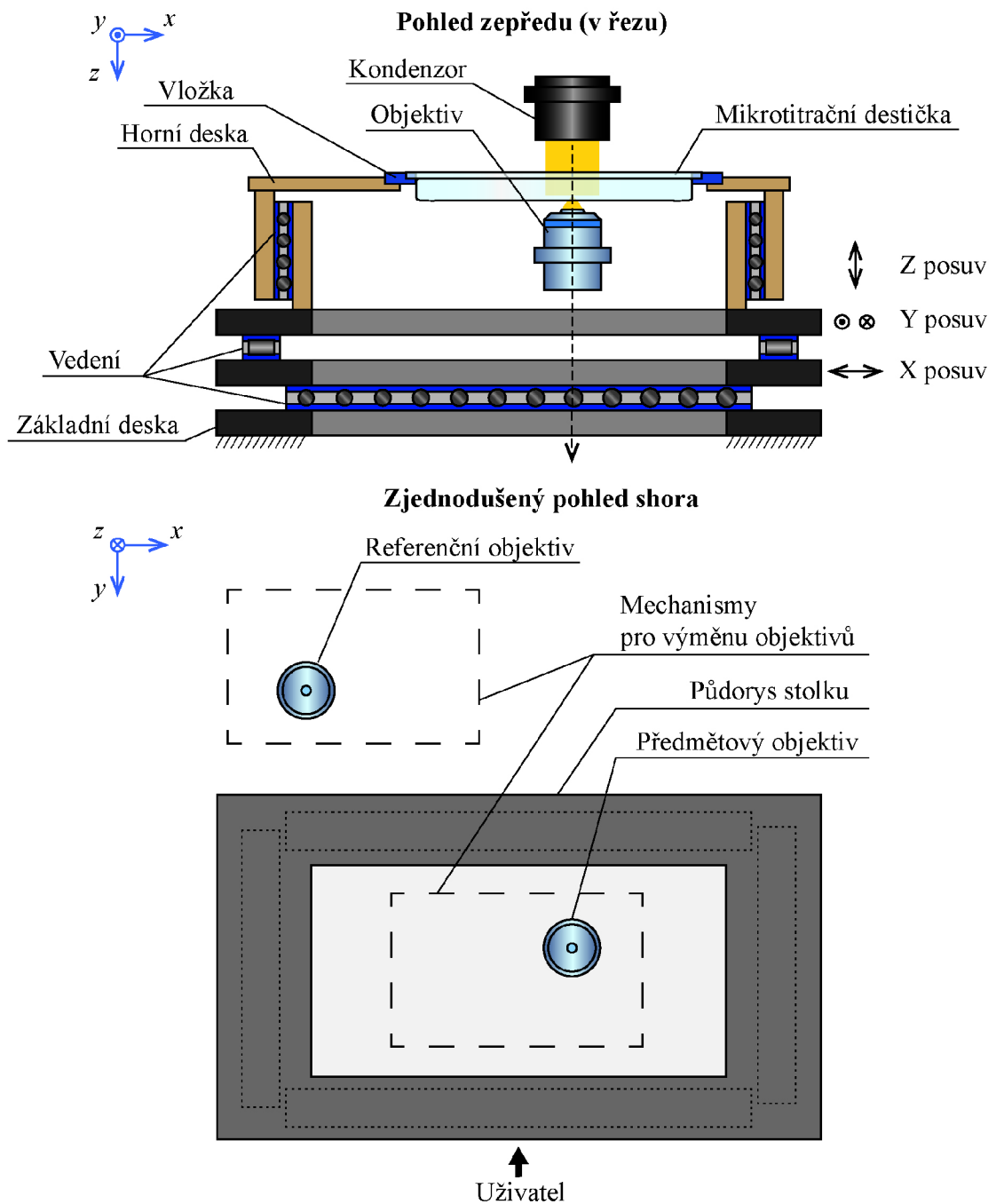
Obrázek 3.1: Konceptní návrh motorizovaného stolku Lateral-on-top, zachycený v pohledu zepředu a v pohledu zleva v řezu. Pro lepší představu je návrh doplněn o polohu předmětového objektivu a kondenzoru. Na pohledu zleva je také naznačena poloha mechanismů pro výměnu objektivů v obou optických větvích. Poloha skrytých vedení v ose z je naznačena tečkovanou čarou.

### 3.1.2 Konceptní řešení Z-on-top

Druhé konceptní řešení motorizovaného stolku, označované jako Z-on-top, je zobrazeno na obr. 3.2. Základní deska stolku má tvar obdélníku s obdélníkovým otvorem uprostřed. Tato deska je pevně spojena s rámem mikroskopu a ze všech stran obemyká mechanismus pro výměnu objektivů předmětové větve mikroskopu. K základní desce je upevněna dvojice lineárních vedení, ve kterých je vedena deska X posuvu stejného tvaru. K ní je za použití druhé dvojice lineárních vedení analogicky připevněna deska Y posuvu, která se vzhledem k rámu mikroskopu pohybuje v ose  $x$  i  $y$ . Dohromady tak tyto desky tvoří dvouosý stolek.

Na dvouosý stolek navazuje Z posuv, který se, podobně jako v případě prvního konceptního řešení, vzhledem i rozměry výrazně liší od tradičních komerčních řešení. Posuv je kvůli větší stabilitě uložen ve čtyřech lineárních vedeních, která jsou upevněna v rozích desky Y posuvu. Jeho hlavní část, na obrázku 3.2 označena jako horní deska, se tak vůči rámu mikroskopu pohybuje ve všech třech osách. Uprostřed této desky je uložena vložka s mikrotitrační destičkou. Vložka je vůči horní desce uložena v tříbodovém kinematickém uložení, které opět umožňuje kompenzovat výrobní nepřesnosti a vyrovnat náklon destičky vůči objektivu. Objektiv se nachází v pracovní vzdálenosti pod mikrotitrační destičkou.

Mechanismus stolku tohoto konceptu obklopuje předmětovou větev mikroskopu ze všech stran. Tím je dosaženo vysoké tuhosti a stability při pohybu ve všech osách. Na druhou stranu tím ale také roste velikost dvouosé části stolku, protože jednotlivé desky příčných posuvů musí být navrženy tak, aby při pohybu v jednotlivých osách nedocházelo ke kolizi s mechanismem pro výměnu objektivu, který prochází otvorem v jejich středu. Rozšíření zástavbového prostoru bylo konzultováno s konstruktérem mikroskopu. Nevýhodou tohoto řešení je velká vzdálenost mezi vedeními v jednotlivých osách, což není pro plynulost chodu příliš vhodné. Lze to však kompenzovat použitím dostatečně dlouhých vedení. Přínosné je zařazení nejjemnějšího Z posuvu nad hrubší posuvy v příčných osách. Tím, že je ostřicí mechanismus řazen nad příčnými posuvy, by měl být obrazu při laterálním pohybu stolku stabilnější.



Obrázek 3.2: Konceptní řešení motorizovaného stolku Z-on-top. Pohled zepředu v řezu zachycuje celý stolek. Pro lepší představu je návrh doplněn o polohu předmětového objektivu a kondenzoru. Pohled shora je zjednodušený a zachycuje rozložení stolku v zástavbovém prostoru mikroskopu. Aby byla poloha jednotlivých příčných vedení zřejmá, není v tomto pohledu zakreslen Z posuv. Poloha skrytých vedení v příčných osách je naznačena přerušovanou čarou.

### 3.1.3 Shrnutí

Koncepční řešení Lateral-on-top je velice kompaktní a drží se striktně daného zástavbového prostoru. Bylo by však poměrně obtížně realizovatelné, méně tuhé a méně stabilní. U letmo uložených částí by také hrozilo zvýšené riziko projevu vibrací. Oproti tomu koncepční řešení Z-on-top je díky svému rozložení v prostoru a řazení jednotlivých posuvů za sebou vysoce stabilní a tuhé. Jeho rozměry jsou sice větší, pro konstrukci mikroskopu je to však přijatelné. Z těchto důvodů byly pro druhé koncepční řešení v následující části práce zvoleny vhodné pohony a vedení a koncepční řešení bylo rozpracováno do řešení konstrukčního.

## 3.2 Konstrukční řešení stolku

Na základě konceptu Z-on-top bylo vypracováno konstrukční řešení stolku, jehož konečná podoba je zobrazena na obr. 3.3. Základ stolku tvoří základní deska ZD, na kterou navazuje posuv v ose  $x$  PX a posuv v ose  $y$  PY. Tyto části dohromady tvoří sestavu XY posuvu. Na tuto sestavu navazují dva rámy Z posuvu RZ, které jsou nahoře spojeny horní deskou HD s vložkou V pro mikrotitrační destičku MD. Tyto části dohromady tvoří sestavu Z posuvu. Posuv v každé ose je vybaven aktuátorem pohybu AX, AY, AZ a enkodérem pro odměřování posuvu EX, EY a EZ. V případě osy  $z$  jsou aktuátory AZ použity dva.

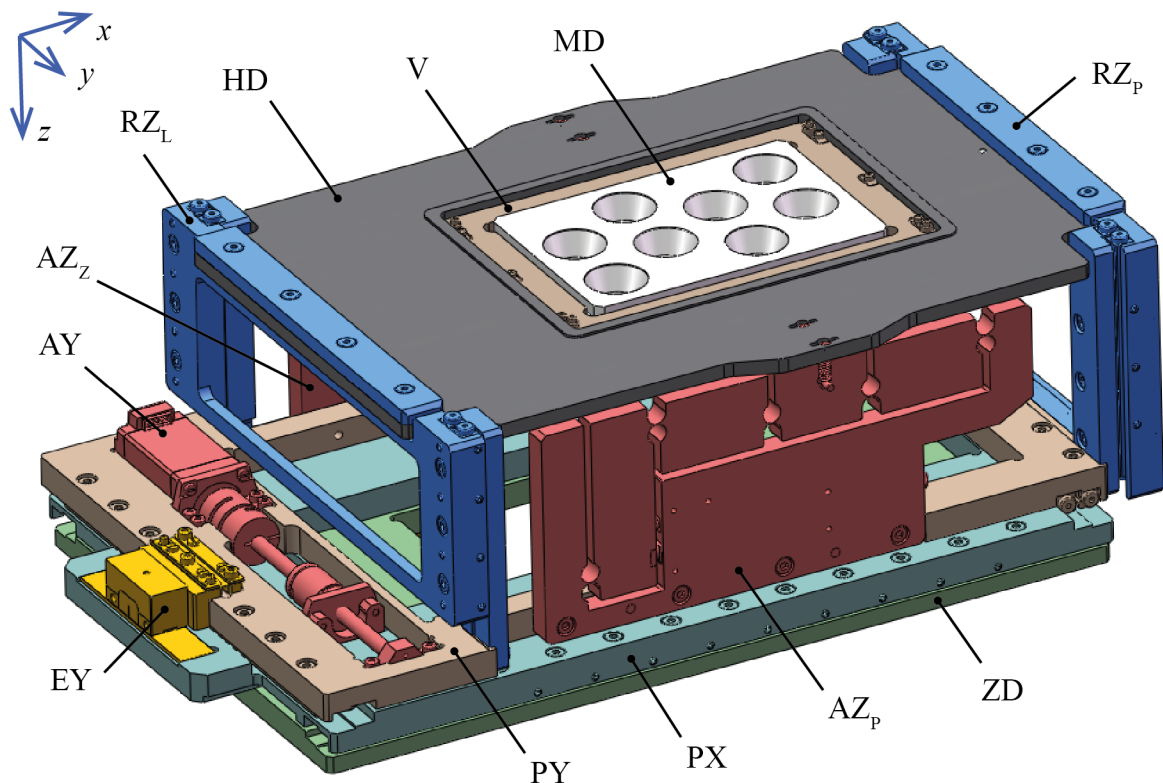
Pro posuvy v jednotlivých osách bylo třeba zvolit vhodná lineární vedení. Těch existuje více druhů. Použitý druh vedení má výrazný vliv na vlastnosti posuvu, jako například na jeho tuhost, dynamickou únosnost, přímost a rozlišení pohybu, proto je volba vedení velmi důležitá. Dále budou stručně porovnány vlastnosti nejčastěji používaných typů vedení u translačních stolků. Pro lepší přehled jsou jejich vlastnosti na závěr seřazeny v tabulce 3.7. Obsáhlejší přehled vedení lze nalézt například v článku Katie Schwertz et al [27] nebo v knize Přesná mechanika od Glézla et al [28].

**Rybinové vedení** se používá u některých manuálních posuvných mechanismů. Jedná se o kluzné vedení, které je především jednoduché na výrobu, zajišťuje vysokou tuhost mechanismu a je vhodné i pro vysoká zatížení. Jeho rozsah posuvu může být velmi dlouhý. Hlavní nevýhodou je vysoké tření během posuvu, které výrazně snižuje možnost dosažení vysoké přesnosti, opakovatelnosti a rozlišení pohybu. Rybinové vedení není vhodné pro vysoké rychlosti a používá se spíše k hrubému polohování [27]. Lze se s ním však setkat i u jednoduchých translačních stolků.

Dalším srovnávaným typem jsou **kuličková vedení**. Díky tomu, že se jedná o valivé vedení, jsou třecí síly podstatně nižší, než u vedení kluzného. Možný je také provoz při vyšších rychlostech. Na druhou stranu, jejich dynamická únosnost a tuhost je oproti rybinovému vedení nižší. Tuhost vedení lze zvýšit, pokud se použijí dvě vedení, která se proti sobě předeplnou.

**Válečková vedení** vykazují podobné vlastnosti jako vedení kuličková. Nejčastěji používanou konfigurací jsou vedení se zkříženými válečky. Díky zkříženým válečkům, jejichž kontakt je čárový, je dosaženo vyšší tuhosti, únosnosti, a také opakovatelnosti pohybu než





Obrázek 3.3: Sestava stolku. ZD - základní deska, PX a PY - X a Y posuvy, RZ - rámy Z posuvu, AX, AY a AZ - aktuátory X, Y a Z posuvů, EX, EY a EZ - enkodéry X, Y a Z posuvů, HD - horní deska stolku, V - vložka, MD - mikrotitrační destička. Sestava aktuátoru AX a sestavy enkodérů EX a EZ jsou na obrázku skryty.

u kuličkových vedení [27]. Na druhou stranu, čárový kontakt zapříčiňuje horší odolnost proti nečistotám, což vede k zhoršení rozlišení. Hlavní nevýhodou vedení je náročnost na přesnost výroby, a vyšší pořizovací cena. Tuhost mechanismů lze, podobně jako u kuličkového vedení, zvýšit předepnutím dvojice vedení proti sobě.

Pro malé rozsahy pohybu může být vhodnou alternativou k tradičním způsobům vedení využití mechanismů s pružnými klouby, jako je například **paralelogram**. Jedná se o přibližné vedení, jehož hlavní výhodou je bezvůlý pohyb a fakt, že dosažitelné rozlišení není vedením nijak limitováno. Nevýhodou jsou zvýšené požadavky na přesnost výroby, nízké provozní zatížení, a především velice krátký rozsah pohybu - obvykle do 1 až 2 mm [27].

Vlastnosti translačních stolků podle použitého typu vedení jsou srovnány v tabulce 3.1. Rybinové vedení má sice vysokou tuhost, pro tuto aplikaci však nelze použít kvůli nízkému rozlišení pohybu a nízké rychlosti. Paralelogram s pružnými klouby má sice vysoké rozlišení, rozsah jeho pohybu je však nedostatečný. Jako nejvhodnější se tak jeví použití válečkových a kuličkových vedení, která disponují velkým rozsahem, jsou vhodná pro vysoké rychlosti a lze s nimi dosáhnout dostatečného rozlišení. S přihlédnutím k předchozím kladným zkušenostem, vyšší tuhosti a přímosti, byla pro všechny posuvy zvolena vedení se

Tabulka 3.1: Porovnání obecných vlastností translačních stolků podle použitého vedení. Převzato a upraveno z [27].

Vedení	Rybinové	Kuličkové	Válečkové	Paralelogram
<b>Rozsah</b>	velký	střední	střední	velmi malý
<b>Rozlišení</b>	nízké	střední	střední	vysoké
<b>Tuhost</b>	vysoká	střední	vysoká	střední
<b>Dynamická únosnost</b>	vysoká	střední	vysoká	nízká
<b>Rychlost</b>	nízká	vysoká	vysoká	vysoká
<b>Přímost</b>	nízká	střední	vysoká	velmi nízká
<b>Cena</b>	nízká	střední	vysoká	střední

zkříženými válečky. Jejich nevýhodou je horší odolnost proti nečistotám, která může snížit rozlišení pohybu. Vzhledem k tomu, že se jedná o laboratorní aplikaci v čistém prostředí, toto nebezpečí nehrozí. Další nevýhodou je vyšší cena vedení. Ta je však v porovnání s pozitivními vlastnostmi vedení přijatelná. Proto budou v dalším návrhu použita vedení tohoto typu.

Kromě vedení je třeba zvolit i vhodné druhy akčních členů AX, AY a AZ. Podobně jako u vedení, i zde budou nejprve představeny dostupné druhy pohonů s důrazem na jejich vlastnosti. Z nich bude poté vybrán aktuátor, který bude nejlépe odpovídat potřebným vlastnostem posuvu v dané ose. Vlastnosti porovnávaných aktuátorů jsou na závěr pro lepší přehlednost srovnány v tabulce 3.2. Volba správného aktuátoru je velice důležitá zejména pro dosažení požadované opakovatelnosti, rozlišení, rychlosti pohybu a pro minimalizaci vibrací. Jak plyne z rešeršní části 1.3, u příčných posuvů motorizovaných stolků se nejčastěji lze setkat s krokovými motory v kombinaci s vodicími nebo kuličkovými šrouby. Je však možné použít také lineární motory, piezomotory nebo stejnosměrné servomotory. Oproti tomu v ose  $z$  se využívá téměř výhradně piezo aktuátorů, protože jako jedny z mála akčních členů mají dostatečné rozlišení potřebné pro ostření.

**Krokové motory** jsou díky vysoké spolehlivosti, rozumné přesnosti, nízkým požadavkům na údržbu, jednoduchosti řízení, nízké ceně a velkému výběru jedny z nejčastěji používaných akčních členů v případě mikroskopových stolků. Díky dělení pohybu na jednotlivé kroky, případně mikrokroky, jsou zvláště vhodné pro aplikace vyžadující přesné polohování. Přesného polohování lze při správném nadimenzování motoru dosáhnout i bez použití enkodéru. Mezi hlavní nevýhody krokových motorů patří pokles krouticího momentu s rostoucími otáčkami a hrozba ztráty kroku při náhlém přetížení [10].

**Stejnoseměrné motory** jsou u mikroskopových stolků též často využívaným akčním členem. Oproti krokovým motorům jsou dynamičtější - mají vyšší krouticí moment i při vyšších otáčkách a dosahují vyšších rychlostí - až několik tisíc otáček za minutu [10]. Jejich pohyb je také plynulejší a bez vibrací. Pro dosažení jemného rozlišení a pro překonání počátečního momentu způsobeného třením v pohybovém šroubu však stejnosměrné motory často potřebují použít převodovku [10], která může vnášet do mechanismu ne-

žádoucí vůli a celé řešení se prodražuje. Další nevýhodou oproti krokovým motorům je, že k určení přesného natočení hřídele je třeba stejnosměrný motor vybavit enkodérem. O stejnosměrném motoru s rotačním enkodérem pak často hovoříme jako o stejnosměrném servomotoru [9].

Další skupinou motorů, využívaných v přesné mechanice pro přesná polohovací zařízení, jsou **lineární motory**. Jejich hlavní výhodou oproti aktuátorům s pohybovými šrouby je velmi vysoká rychlost, vysoké zrychlení, vysoké rozlišení, absence vůle a tření, tichý chod a nízké vibrace [10]. Používají se v kombinaci s lineárním enkodérem, který zajišťuje vysokou přesnost a opakovatelnost. Hovoříme pak o tzv. lineárních servomotorech. Hlavní nevýhodou je jejich vysoká cena. Proto se lineární motory využívají pouze tam, kde kvůli vyšším požadavkům na přesnost není možné použít krokový nebo stejnosměrný motor [9].

Další srovnávanou skupinou akčních členů jsou **piezo aktuátory**. Jejich základem je blok piezo materiálu, který po přivedení napětí mění svoji délku. Jejich výhodou je velmi vysoké rozlišení, velice rychlá odezva, nízká náročnost na údržbu a absence vůle a tření v mechanismu. Největší nevýhodou je omezený rozsah posuvu, který většinou nepřesahuje 1 mm, a také hystereze pieza, z které plyne nízká opakovatelnost pohybu [10]. Piezo aktuátory se používají například v piezo vložkách pro posuv v optické ose nebo pro přesné pozicování v malém rozsahu v příčných osách.

Pro aplikace vyžadující větší rozsah posuvu při vysokém rozlišení se používá druhá skupina akčních členů s piezo materiály, tzv. **piezomotory**. Piezomotorů existuje několik typů - rezonanční (ultrasonické) piezo motory, inchworm motory, slip-stick motory atd. Vlastnosti jednotlivých piezo motorů se mohou lišit. Jejich detailní popis je uveden na stránkách firmy Physik Instrumente [10]. Obecně však platí, že tyto motory umožňují poměrně rychlý lineární pohyb ve velkém rozsahu, v některých případech až se subnanometrovým rozlišením. Dále také vynikají stabilitou a kompaktními rozměry. Podobně jako u lineárních motorů je jejich cena velmi vysoká, proto se využívají pouze tam, kde není možné použít krokový motor, stejnosměrný motor nebo piezo aktuátor. Jedná se zejména o aplikace, které vyžadují velký rozsah a velmi vysoké rozlišení [10].

Tabulka 3.2: Porovnání obecných vlastností motorizovaných stolků podle použitého akčního členu. Význam zkratk: LM - lineární servomotor, DC - stejnosměrný servomotor, STP - krokový motor, PM - piezomotor, PA - piezo aktuátor. Převzato a upraveno z [9].

Motor	Rozsah	Rychlost	Rozlišení	Opakovatelnost	Cena
LM	velký	vysoká	vysoké	vysoká	vysoká
PM	velký	vysoká	vysoké	vysoká	vysoká
DC	střední	střední	střední	střední	střední
STP	střední	nízká	střední	střední	nízká
PA	malý	vysoká	vysoké	nízká	střední

V příčných osách je požadován vysoký rozsah posuvu, proto zde nelze použít piezo aktuátory. Ostatní srovnávané motory disponují dostatečným rozsahem posuvu. Vzhle-

dem k požadované vysoké opakovatelnosti by bylo nejlepší použít lineární motory nebo piezomotory s lineárními enkodéry. Tato kombinace kromě požadované opakovatelnosti poskytuje i vysoké rozlišení pohybu při vysokých rychlostech. Nevýhodou je však velmi vysoká cena těchto motorů. Pro příčné posuvy PX a PY byl tak zvolen krokový motor. Ten je velice levný, snadno říditelný, bezúdržbový a velice spolehlivý. Navíc je zvláště vhodný pro aplikace, které vyžadují jemné polohování po jednotlivých krocích. Byla zvažována i varianta se stejnosměrným bezkartáčovým motorem, který by umožňoval dosáhnout vyšších rychlostí. Jeho cena je však vyšší a pro dosažení jemnějšího rozlišení je třeba použít převodovku, která by zabírala více místa, zvyšovala cenu a vnášela do soustavy další vůli a nepřesnosti. Také jeho řízení je oproti krokovému motoru složitější. Physik Instrumente uvádí, že se správně zvoleným krokovým motorem a enkodérem lze dosáhnout velmi vysoké opakovatelnosti [10]. Důkazem toho jsou stolky s krokovými motory od Prior scientific [16]. Pokud se doplní lineárním enkodérem a speciální řídicí jednotkou, dosahují opakovatelnosti až  $0,2 \mu\text{m}$ .

Pro převod rotačního pohybu krokového motoru na pohyb posuvný je třeba zvolit vhodné pohybové šrouby. Použít lze teoreticky i ozubené převody, ty ale do mechanismu vnášejí značnou vůli, a proto je lepší se jim vyhnout [9]. U motorizovaných stolků se využívají dva druhy pohybových šroubů - šrouby vodící a šrouby kuličkové.

**Vodící šrouby** jsou levné, jednoduché na výrobu, dostupné v široké škále materiálů a velikostí, a to i v malých průměrech. Jejich provoz je tichý. Pro většinu stoupání jsou šrouby také samosvorné. Nevýhodou je pak relativně vysoké tření mezi maticí a šroubem a s tím spojené vyšší opotřebení a nižší účinnost převodu, která se pohybuje mezi (30 – 70) % [29]. Pohybové šrouby se běžně vyrábějí ve dvou třídách přesnosti, jsou určeny zejména pro nižší a střední zatížení a pro nižší rychlosti než kuličkové šrouby [8]. Při použití bezvůle matice zajišťují vysokou opakovatelnost posuvu [9]. Nevýhodou použití bezvůle matice je tzv. drag torque  $M_D$ , odporový moment. Jedná se o moment, způsobený předpětím v matici, který je třeba při pohybu matice překonat.

U **Kuličkových šroubů** se mezi závitem šroubu a maticí odvalují kuličky. Tím je výrazně sníženo tření a zvýšena efektivita posuvu, která obvykle činí (85 – 95) % [29]. Díky tomu je opakovatelnost, přesnost a rozlišení pohybového mechanismu vyšší. Na druhou stranu, kuličkové šrouby jsou náročnější na výrobu, a tedy i dražší. Jejich dostupnost v malých průměrech je horší. Díky nižším třecím silám nejsou samosvorné. Recirkulace kuliček způsobuje větší hluk a může vést i k vzniku vibrací. Vůli ve šroubu lze opět eliminovat použitím bezvůle matice. Kuličkové šrouby jsou používány zejména pro aplikace vyžadující vysoké rychlosti a zatížení [8].

Vzhledem k vyšší účinnosti převodu, vyššímu rozlišení a vyšší opakovatelnosti pohybu bylo původně v plánu s krokovými motory použít kuličkové šrouby. Problémem je jejich špatná dostupnost. Většina kuličkových šroubů se vyrábí s minimálním průměrem závitu 10 mm. Tento průměr je však pro tuto aplikaci příliš velký. Jedině firma Helix Linear [30] vyrábí kuličkové šrouby nižších průměrů. Kvůli potížím v komunikaci s touto firmou bylo nakonec od záměru použití kuličkových šroubů upuštěno a pro aktuátory AX a AY byly použity vodící šrouby s bezvůlemi maticemi. Nižší přesnost vodícího šroubu lze při použití

lineárních enkodérů snadno kompenzovat. Hlavní nevýhodou oproti kuličkovým šroubům je tak nižší efektivita převodu a přítomnost momentu  $M_D$ . S tím jsou spojeny vyšší nároky na krouticí moment motoru. Naopak výhodou použití vodicích šroubů je eliminace hluku a vibrací.

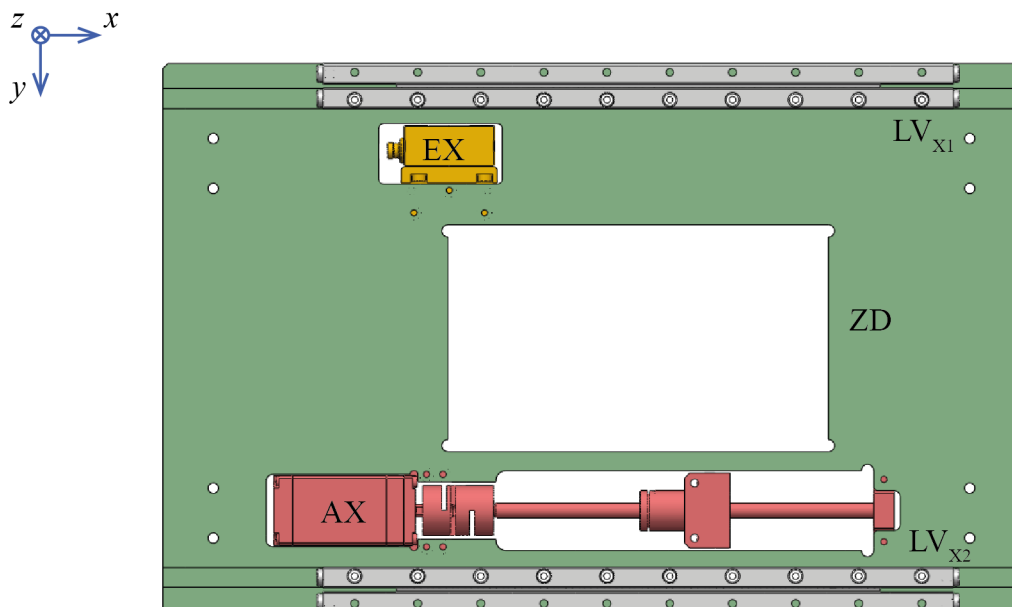
V ose  $z$  je třeba dosáhnout velmi vysokého rozlišení, což umožňují zejména aktuátory založené na piezo elementech. Nejvhodnější by tak bylo použít piezomotor, který umožňuje dosáhnout vysokého rozlišení i dostatečného rozsahu. Jak už bylo zmíněno, cena piezomotorů je však velmi vysoká. Proto bylo rozhodnuto o použití piezo aktuátoru, který umožňuje velice rychlou změnu polohy s vysokým rozlišením v omezeném rozsahu. Pokud by nebylo možné dosáhnout potřebného rozsahu pouze s piezo aktuátorem, může být piezo aktuátor případně doplněn o krokový motor s mikrometrickým šroubem. Piezo aktuátor by pak zajišťoval dostatečné rozlišení pohybu a rychlou změnu polohy, zatímco krokový motor by zvyšoval rozsah posuvu. Kvůli větší stabilitě, tuhosti a únosnosti budou v ose  $z$  použity dva piezo aktuátory - přední aktuátor  $AZ_P$  a zadní aktuátor  $AZ_Z$ .

Součástí posuvů ve všech osách jsou také enkodéry EX, EY a EZ. Jejich správná volba může výrazně zvýšit přesnost a opakovatelnost pohybu stolku ve všech osách. Podle umístění a konstrukce enkodéry dělíme na rotační a na lineární. **Rotační enkodéry** se upevňují na hřídel rotačního motoru a poskytují informaci o úhlovém natočení hřídele. Jejich výhodou je především nízká cena. **Lineární enkodéry** se upevňují přímo na posuvný mechanismus. Díky tomu poskytují podstatně přesnější zpětnou vazbu, která umožňuje kompenzovat nepřesnost vodicího šroubu, vůli ve vodicím šroubu, hysterezi a vůli způsobenou spojkou a podobně. Translační pohybové mechanismy s rotačním enkodérem tak nikdy nedosáhnou takové opakovatelnosti a přesnosti, jako mechanismy s lineárním enkodérem [9]. Jedinou nevýhodou lineárních enkodérů je jejich vysoká cena. Podle druhu zpětné vazby se enkodéry dále dělí na inkrementální, které informují o relativní změně polohy, a absolutní, které udávají polohu absolutně [31]. U absolutních enkodérů tak nedochází ke sčítání odchylek od skutečné polohy a není třeba před zahájením odměřování najíždět do výchozí polohy stolku.

Vzhledem k představeným vlastnostem se jeví jako nejvhodnější použít absolutní lineární enkodéry ve všech třech osách stolku. Jejich použití sice zvýší cenu stolku, jejich vliv na zvýšení opakovatelnosti a přesnosti se však výrazně projeví jak u příčných aktuátorů AX a AY, tak i u aktuátorů AZ v ose  $z$ . V případě aktuátorů příčných posuvů AX a AY lineární enkodér eliminuje hrozbu ztráty kroku krokových motorů a umožní kompenzovat nepřesnosti a vůle jednotlivých členů aktuátoru. U piezo aktuátorů AZ v ose  $z$  pak enkodér umožní kompenzovat hysterezi pieza, deformaci při změně zatížení a výrazně usnadní linearizaci pohybu. Díky použití absolutních enkodérů nebude navíc nutné referencovat pozici stolku na začátku každého pozorování. Vliv lineárních enkodérů na zvýšení opakovatelnosti mikroskopových stolků byl již prezentován v tabulce 1.1 v rešeršní části práce. V další části práce budou představeny jednotlivé dílčí sestavy a podsestavy stolku spolu s výpočty nutnými pro volbu konkrétních elementů.

### 3.2.1 Sestava XY posuvu

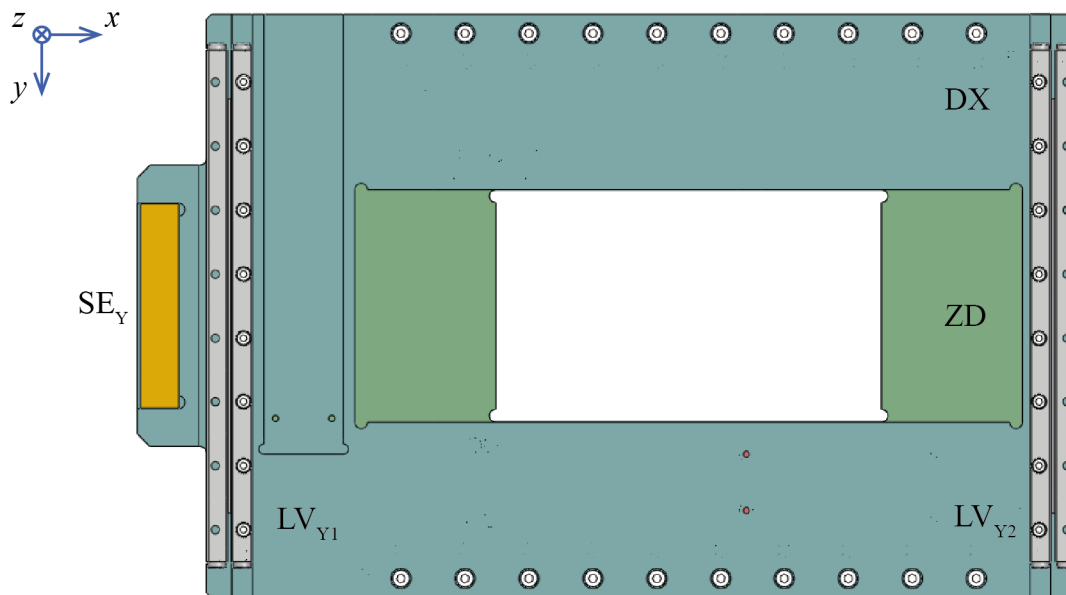
Základním dílčím celkem sestavy stolku je sestava XY posuvu, která je tvořena několika částmi. Základní deska stolku ZD, která je zobrazena na obr. 3.4, tvoří pevnou část této sestavy. Základní deska ZD je zespodu připevněna k rámu mikroskopu osmi šrouby. Vzhledem k tomu, že rám mikroskopu není zatím navržen, může se způsob upevnění základní desky ZD k rámu ještě změnit. Uprostřed základní desky ZD je obdélníkový otvor, kterým bude procházet výměnný mechanismus s předmětovým objektivem. Zespodu je v základní desce ZD uložena podsestava aktuátoru X posuvu AX, jejíž poloha je vůči základní desce ZD zajištěna osazením a šesti šrouby. Obdobně je v osazení uložena podsestava enkodéru X posuvu EX, která je zajištěna třemi šrouby. Z druhé strany jsou v základní desce ZD navrženy drážky pro uložení dvojice lineárních vedení  $LV_X$ , z nichž každé je k ní upevněno deseti šrouby.



Obrázek 3.4: Základna sestavy XY posuvu. ZD - základní deska, AX - podsestava aktuátoru X posuvu, EX - podsestava enkodéru X posuvu,  $LV_X$  - lineární vedení X posuvu.

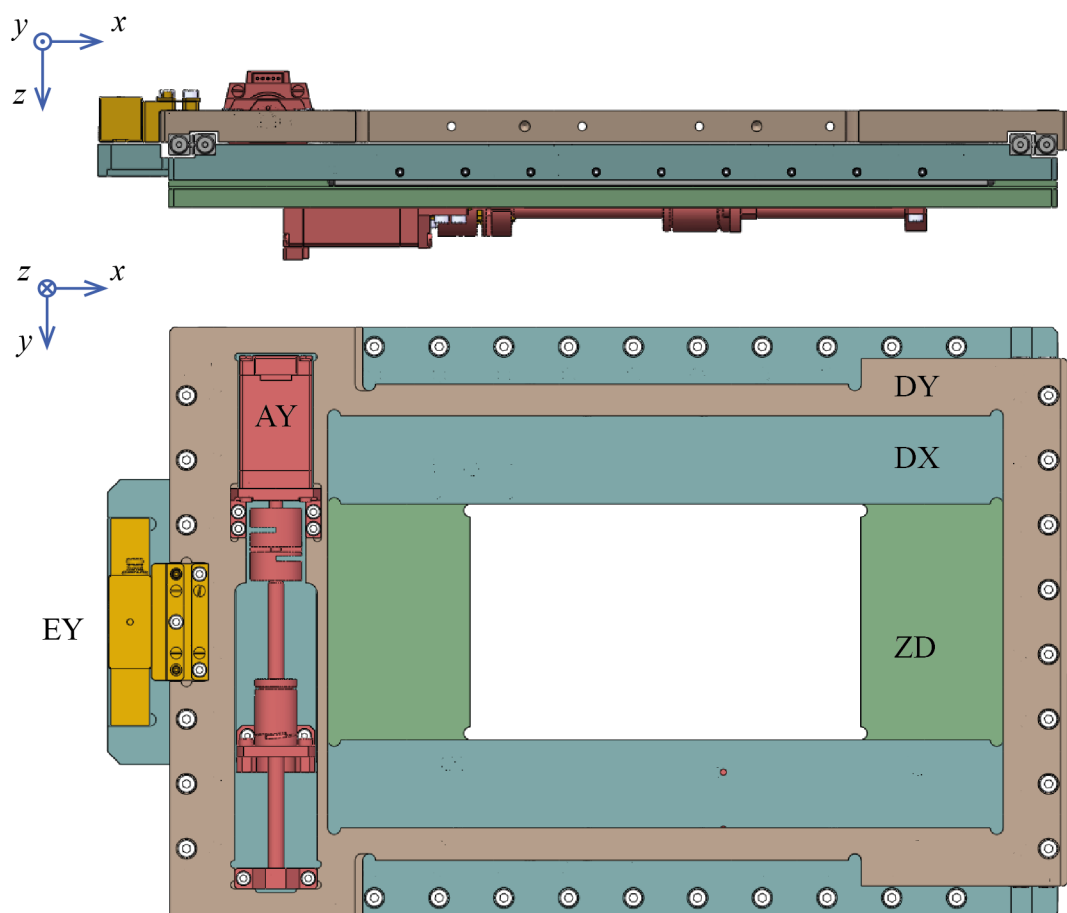
Na základní desku ZD navazuje deska X posuvu DX, jak je zobrazeno na obr. 3.5. Uprostřed desky DX je opět vytvořen otvor pro průchod mechanismu na výměnu objektivů. Oproti základní desce ZD však musí být brán v potaz pohyb desky DX ve směru osy  $x$ , proto je otvor v tomto směru větší. Ze spodní strany desky DX jsou navrženy drážky pro uložení vedení  $LV_X$ , jejichž pohyblivá část je k desce DX upevněna deseti šrouby. Shora je podobně navrženo uložení pro dvojici vedení  $LV_Y$  pro pohyb v ose  $y$ , z nichž každé je k desce DX připevněno osmi šrouby. Dále jsou v desce DX v drážkách nalepeny stupnice lineárních enkodérů  $SE_X$  a  $SE_Y$ .

Na desku X posuvu DX navazuje deska Y posuvu DY. V jejím středu je opět navržen obdélníkový otvor pro průchod výměnného mechanismu objektivů. Jeho rozměry jsou



Obrázek 3.5: střední část sestavy XY posuvu. ZD - základní deska, DX - deska X posuvu,  $LV_Y$  - lineární vedení Y posuvu,  $SE_Y$  - stupnice enkodéru EY. Stupnice  $SE_X$  enkodéru EX je na obrázku skryta.

kvůli bezkoliznímu chodu mechanismu v obou příčných osách větší. Celá sestava XY posuvu včetně desky DY je zobrazena na obr. 3.6. Vedení pro posuv v ose  $y$  je v desce DY ze spodní strany uloženo v navržených drážkách a jeho pohyblivá část je s ní spojena osmi šrouby. V desce DY je dále shora uložena podsestava enkodéru Y posuvu EY, která je k desce DY upevněna třemi šrouby, a sestava aktuátoru Y posuvu AY, která je k desce DY upevněna šesti šrouby. Oba aktuátory AX a AY rozměry zasahují do desky DX, ve které jsou proto z obou stran vytvořena zahloubení, umožňující bezkolizní chod posuvů. Tím je snížena celková výška sestavy v ose  $z$ .



Obrázek 3.6: Sestava XY posuvu. ZD - základní deska, DX - deska X posuvu, DY - deska Y posuvu, AY - podsestava aktuátoru Y posuvu, EY - podsestava enkodéru Y posuvu.

### Výpočet parametrů lineárních vedení

V každé ose XY posuvu jsou použita dvě lineární vedení LV se zkříženými válečky řady LWR3 od firmy Ewellix [32]. Jedná se o rozměrově nejmenší válečková vedení, která tento výrobce nabízí. Vzhledem k velice nízkému zatížení stolku je tato třída vedení dostačující. Každé vedení se skládá ze dvou kolejnic délky  $L_R$ , z klece délky  $L_C$  s určitým počtem válečků  $r$  a ze 4 koncových zarážek. Sestava vedení LWR je zobrazena na obr. 3.7.

Aby byl pohyb vedení co nejplynulejší a nedocházelo k přičení vedení, je třeba podle zástavbového prostoru zvolit maximální možnou délku kolejnic  $L_R$  a následně vypočítat nejvyšší počet válečků  $r$ , při kterém bude stále ještě splněn minimální požadovaný rozsah posuvu  $s_{min}$  v dané ose. Postup výpočtu udává výrobce ve svém katalogu [32]. Význam jednotlivých parametrů je ilustrován na obr. 3.8. Nejprve je třeba spočítat maximální teoretickou délku klece  $L_{Cmax}$ :

$$L_{Cmax} = L_R - 0,5s_{min}, \quad (3.1)$$

při které je ještě zachován minimální požadovaný rozsah pohybu  $s_{min}$ . Z maximální teo-





Obrázek 3.7: Vedení se zkříženými válečky LWR od výrobce Ewellix. Převzato z [32].

retické délky klece  $L_{Cmax}$  lze určit nejvyšší možný počet válečků  $r$  pomocí výrazu:

$$r = \text{trunc} \left( \frac{L_{Cmax} - 2t_1}{t} \right) + 1. \quad (3.2)$$

Parametry  $t$  a  $t_1$  jsou délkovými parametry klece, které pro zvolenou velikostní třídu vedení udává výrobce. Ze znalosti počtu válečků  $r$  vyplývá skutečná délka klece  $L_C$ :

$$L_C = (r - 1)t + 2t_1, \quad (3.3)$$

z které lze následně spočítat skutečný rozsah posuvu  $s$ :

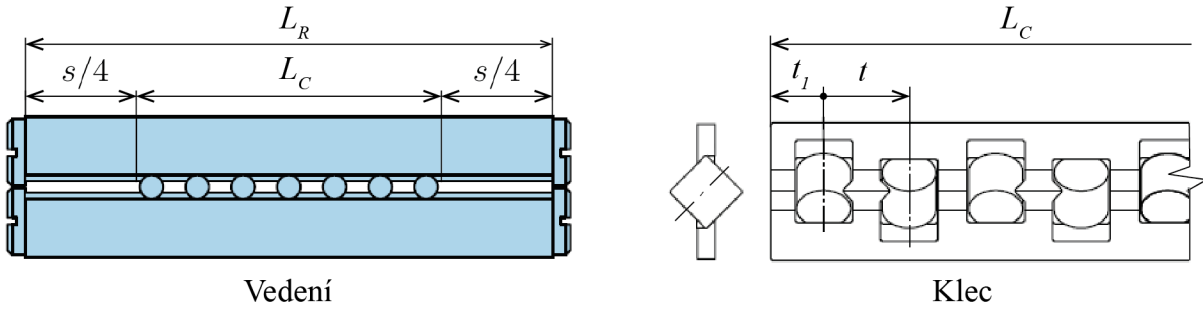
$$s = 2(L_R - L_C). \quad (3.4)$$

Pro třídu vedení LWR3 v ose  $x$ , která jsou na obr. 3.4 označena jako  $LV_X$ , jsou výše zmíněné parametry následující:

- $L_R = 250$  mm,
- $s_{min} = 110,5$  mm,
- $t = 5$  mm,
- $t_1 = 3,5$  mm.

Délka kolejnic  $L_R$  byla volena jako nejdelší možná s ohledem na další součásti sestavy a zástavbový prostor. Z udaných hodnot vychází maximální teoretická délka klece  $L_{Cmax} = 194,75$  mm a následně maximální počet válečků  $r = 38$ . Tomuto počtu odpovídá skutečná délka klece  $L_C = 192$  mm se skutečným rozsahem pohybu  $s = 116$  mm. Katalogové označení kolejnice je LWR3250 a katalogové označení sestavy klece je LWAK3x38. Na základě obdobných výpočtů bylo pro vedení  $LV_Y$  pro kolejnice LWR3200 délky  $L_R = 200$  mm zvoleny klece LWAK3x32, které umožňují rozsah posuvu  $s = 76$  mm. Každé vedení  $LV$  se také skládá ze čtyř koncových zarážek s označením LWER3.

Podle doporučení výrobce by měla být rozteč mezi dvojicí vedení  $B \leq L_C$ , což v případě vedení  $LV_Y$  nelze dodržet. Pro zabránění přičení bude tedy třeba při výrobě a montáži klást důraz na rovnoběžnost a správné předpětí vedení.



Obrázek 3.8: Délkové parametry vedení a klece. Převzato z [32].

Díky předepnutí dvojice vedení proti sobě lze zvýšit jejich tuhost a hladkost jejich chodu. Sílu předpětí  $F_p$  lze navodit například použitím stavěcích šroubů, jak je znázorněno na obr. 3.9. Způsob výpočtu síly předpětí  $F_p$  vychází z hodnoty efektivní dynamické únosnosti vedení  $C_{eff}$ , jejíž způsob výpočtu je uveden v katalogu výrobce [32]:

$$C_{eff} = f_h f_t C_{10} \left( \frac{2r}{10f_1} \right)^w, \quad (3.5)$$

kde  $f_h$  je dynamický faktor tvrdosti,  $f_t$  je faktor provozní teploty,  $C_{10}$  je základní dynamická únosnost a  $w$  je koeficient valivého elementu. Tyto parametry jsou pro konkrétní vedení a provozní podmínky udány výrobcem [32]. Síla předpětí  $F_p$  je pak dána vztahem:

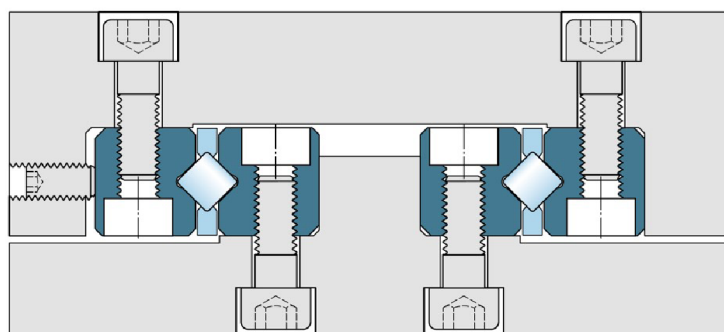
$$F_p = f_p C_{eff}, \quad (3.6)$$

kde  $f_p$  je faktor předpětí, jehož hodnotu rovněž udává výrobce vedení [32].

Pro vedení LV<sub>X</sub> jsou výše zmíněné veličiny následující:

- $f_h = 1$  [-],
- $f_t = 1$  [-],
- $C_{10} = 1310$  N,
- $f_1 = 2$  N,
- $w = \frac{7}{9}$  [-],
- $f_p = 0,13$  [-],
- $r = 38$  [-].

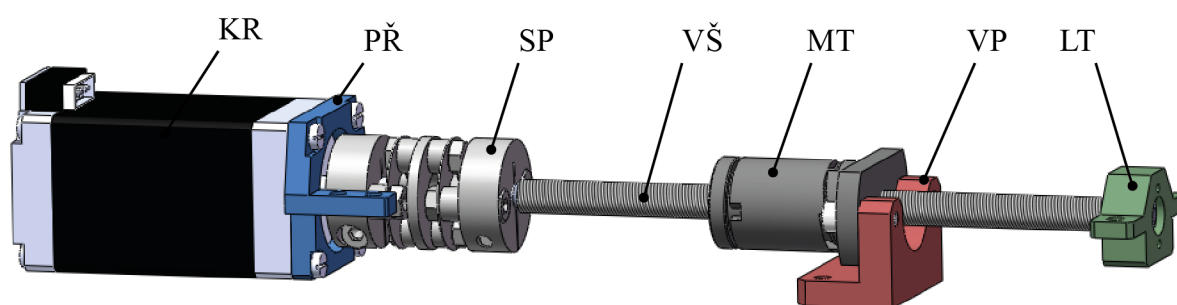
Z těchto hodnot vychází koeficient efektivní dynamické únosnosti vedení LV<sub>X</sub>  $C_{eff} = 3728$  N a následně síla předpětí  $F_p = 485$  N. Analogicky lze spočítat sílu předpětí pro vedení LV<sub>Y</sub>  $F_p = 424$  N ( $r = 32$ ). Pro vyvinutí předpětí je výrobcem doporučeno použít stavěcí šrouby M3 a rozmístit je rovnoměrně podél vedení mezi montážní díry. Pro vyvinutí síly předpětí na vedení LV<sub>X</sub> je z boku desky DX rozmístěno 9 těchto stavěcích šroubů. Pro vyvinutí síly předpětí na vedení LV<sub>Y</sub> je z boku desky DY rozmístěno 7 stavěcích šroubů M3. Výrobce pro tuto konfiguraci udává přibližnou hodnotu utahovacího momentu pro stavěcí šrouby M3 3 Ncm [32].



Obrázek 3.9: Vedení se zkříženými válečky. Dvojice vedení je proti sobě předepnuta z levé strany stavěcími šrouby. Převzato z [32].

### Podsestava aktuátoru X a Y posuvu

Sestava XY posuvu zahrnuje dvě podsestavy aktuátorů příčných posuvů AX a AY. Vzhledem k tomu, že se oba aktuátory liší pouze délkou vodicího šroubu, budou jejich podsestavy v této části práce popsány společně. Podsestava aktuátoru příčného posuvu je zobrazena na obrázku 3.10. Skládá se z krokového motoru KR, který je uložen v přírubě motoru PŘ, ke které je připevněn čtyřmi šrouby. Krokový motor pohání vodicí šroubu VŠ, který je s hřídelí motoru spojen spojkou SP. Konec šroubu VŠ je uložen v ložiskovém tělese LT. Vodicí šroub VŠ pohybuje s maticí MT, ke které je dvěma šrouby připevněna vodicí příruba VP. Vodicí příruba VP aktuátoru AX zprostředkovává přenos translačního pohybu mezi základní deskou ZD, ve které je sestava aktuátoru AX uložena, a deskou X posuvu DX, ke které je vodicí příruba VP upevněna dvojicí šroubů. Analogicky vodicí příruba VP aktuátoru AY zajišťuje pohyb mezi deskou Y posuvu DY, ve které je aktuátor AY uložena, a deskou X posuvu DX, ke které je upevněna vodicí příruba VP dvěma šrouby. Volba jednotlivých elementů sestav AX a AY je popsána níže. Pro volbu vhodného krokového motoru KR je třeba se nejprve obeznámit s některými základními fakty.



Obrázek 3.10: Podsestava aktuátoru příčného posuvu. KR - krokový motor, PŘ - příruba motoru, SP - spojka, VŠ - vodicí šroub, MT - matice, VP - vodicí příruba, LT - ložiskové těleso.

Krokové motory pracují na principu magnetické přitažlivosti mezi póly statoru a zuby rotoru. Díky tomu je jedna otáčka hřídele rozdělena na daný počet ekvidistantních kroků.

Motor je řízen pomocí digitálních pulsů, kde jeden přivedený puls odpovídá natočení hřídele o jeden krok. Rychlost hřídele je úměrná frekvenci těchto pulsů [9]. Díky tomu není pro přesné polohování vždy nezbytné využívat enkodér pro zpětnou vazbu, neboť úhel natočení hřídele lze určit z počtu vykonaných kroků. Velikost jednoho kroku udává základní rozlišení motoru. Nejčastěji se lze setkat s krokovým motorem s 200 kroky na jednu otáčku. Jeden krok tohoto motoru odpovídá natočení hřídele o  $1,8^\circ$ . Existují však i motory s větším počtem kroků.

Motor musí být volen tak, aby byl schopen vyvinout potřebný krouticí moment  $M_K$ . Jeho minimální potřebnou hodnotu lze podle [30] určit ze vztahu:

$$M_{Kmin} = M_B + M_D + M_\alpha, \quad (3.7)$$

kde  $M_B$  je moment potřebný pro posuv břemene,  $M_D$  je moment pro překonání předpětí v matici pohybového šroubu a  $M_\alpha$  je moment potřebný pro dosažení požadovaného úhlového zrychlení.

Krouticí moment konkrétního modelu krokového motoru  $M_K$  lze určit z jeho momentové charakteristiky. Při natočení hřídele o jeden krok je motor schopen vyvinout maximální krouticí moment, který bývá označován jako přídržný moment  $M_H$ . Při zvyšující se rychlosti krouticí moment motoru klesá, na což musí být brán zřetel. Krokový motor je třeba pro dané zatížení provozovat ve správném rozsahu rychlostí, aby nedošlo k jeho přetížení a ztrátě kroku [9]. Při volbě krokového motoru však není pokles  $M_K$  při vyšších rychlostech jediným problémem. Výrazně větší pokles krouticího momentu nastává při dělení kroku motoru na tzv. mikrokroky.

Mikrokrokování se používá pro zvýšení rozlišení a plynulosti chodu krokového motoru a ke snížení jeho vibrací. Jeden krok motoru lze za pomoci řídicí elektroniky rozdělit až na několik stovek mikrokroků [10]. Nevýhodou této operace je, že při natočení o neúplný krok motor nevyvine plný krouticí moment  $M_H$ . Vyvinutý krouticí moment závisí na počtu mikrokroků, o který se má rotor natočit, a na jemnosti mikrokrokování. Podle [8] lze inkrementální krouticí moment  $M_{Ki}$  (moment vyvinutý motorem pro natočení o jeden mikrokrok) určit z následujícího vztahu:

$$M_{Ki} = M_H \sin\left(\frac{\pi}{2q}\right), \quad (3.8)$$

kde  $q$  je počet mikrokroků na jeden krok. Při volbě mikrokrokování je třeba dbát na to, aby nedocházelo ke vzniku prázdného rozlišení. To odpovídá situaci, kdy je dělení na mikrokroky motoru příliš jemné. Motor pak nedokáže překonat tření v matici pohybového šroubu a otočit hřídelem pouze o jeden mikrokrok, protože inkrementální krouticí moment je příliš nízký. K natočení hřídele pak dojde až po několika dalších mikrokrocích [8]. Toto je nevýhoda zejména u stolků bez lineárního enkodéru, protože skutečná poloha natočení hřídele nemusí odpovídat řídicím pulsům. Pro dosažení vysokého rozlišení je proto nutné minimalizovat tření. Výhodné je také volit krokové motory s větším počtem kroků, protože pak není pro dosažení jemného rozlišení nutné volit příliš jemné mikrokrokování.

Pokud je krokový motor pro danou aplikaci z hlediska momentové charakteristiky vhodně navržen, ztráta kroku nehrozí a motor lze používat bez zpětné vazby. Tím je výrazně snížena cena stolku. Dosud nezmíněnou nevýhodou mikrokrokování je fakt, že na rozdíl od kroků, mikrokroky nejsou ekvidistantní a úhel natočení se může pro jednotlivé mikrokroky lišit o (5 – 20) % [9]. Pokud je tedy vyžadována vysoká přesnost a opakovatelnost pohybu, nelze se bez použití enkodéru obejít.

Aby bylo možné spočítat minimální potřebný krouticí moment motoru KR  $M_{Kmin}$ , je třeba nejprve zvolit konkrétní vodicí šroub VŠ, matici MT a spojku SP. Pro oba aktuátory AX a AY byly zvoleny metrické vodicí ACME šrouby s průměrem závitu 6 mm a s jednoduchým stoupáním  $P = 1$  mm od firmy Thomson [29] s katalogovým označením CTL-SRA6X1M. Šroub VŠ aktuátoru AX má délkou 165 mm a šroub VŠ aktuátoru AY má délkou 125 mm. Uvedená délka je celkovou délkou šroubů VŠ včetně obrobení na obou koncích. Díky tomu lze šrouby VŠ uložit na obou stranách. K šroubům VŠ byly zvoleny bezvúle matice XCF6X1M od stejného výrobce. Efektivita převodu je díky použití bezvúle matice MT a šroubu VŠ s jemným stoupáním poměrně nízká - pouze 37 %, a jejich odporový moment  $M_D = 7$  N mm. Při provozu je třeba dbát na správné mazání vodicích šroubů VŠ.

Přenos krouticího momentu mezi hřídelem krokového motoru KR a vodicím šroubem VŠ bude zajišťovat membránová spojka SP od společnosti T.E.A Technik [33] s katalogovým označením velikosti 02. Tento druh spojky je bezvúlý v axiálním směru a zároveň umožňuje úhlové natočení spojovaných hřídelů pro kompenzaci odchylek od jejich přímosti. Je tedy zvláště vhodný pro použití v přesných polohovacích mechanismech.

Posuvy PX a PY jsou vedeny v lineárních vedeních LV, která plně definují přímost jejich pohybu. Pokud by vodicí šroub VŠ byl uložen ve spojce SP a na druhém konci v radiálním ložisku, mohlo by kvůli odchýlkám od přímosti šroubu VŠ docházet k nadměrnému namáhání spojky SP. Na druhou stranu, pokud by byl šroub VŠ uložen pouze ve spojce SP, mohl by se během pohybu jeho volný konec rozkmitat. Proto bude konec šroubu VŠ uložen v hřídelovém těsnicím kroužku NBR 4x12x6 WA od firmy Dichtomatik [34], který je vyroben z pryže a umožňuje tak malé axiální výchylky. Pryž bude zároveň tlumit nežádoucí vibrace šroubu VŠ. Pokud by byl hřídelový kroužek příliš těsný a výrazně zvyšoval potřebný krouticí moment, lze z něj jednoduše odstranit pružinu, která zvyšuje těsnost kontaktu mezi kroužkem a šroubem VŠ. Dále je třeba dbát na správné mazání stykové plochy šroubu VŠ s hřídelovým kroužkem. Hřídelový těsnicí kroužek je uložen v ložiskovém tělese LT.

Vzhledem k tomu, že dílčí elementy aktuátorů AX a AY jsou již zvoleny, je možné přikročit k volbě motoru KR. Při výpočtu potřebného krouticího momentu  $M_{Kmin}$  krokového motoru KR bude dosazováno do vztahu 3.7. V tomto vztahu figurují momenty  $M_B$ ,  $M_D$  a  $M_\alpha$ . Moment potřebný pro posuv břemene  $M_B$  lze podle [29] spočítat ze vztahu:

$$M_B = \frac{F_o P}{2\pi\eta}, \quad (3.9)$$

kde  $F_o$  je osová síla od břemene působící na matici,  $P$  je stoupání závitu vodicího šroubu

a  $\eta$  je účinnost šroubového převodu. V případě aktuátorů AX a AY jsou osově síly působící na šrouby VŠ rovny třecím silám ve vedeních LV<sub>X</sub> a LV<sub>Y</sub>. Výpočet velikosti třecí síly  $F_t$  v dvojici vedení vychází ze vztahů uvedených výrobcem vedení [32]:

$$F_t = (F_p + C_c)f_f. \quad (3.10)$$

$F_p$  má v tomto vztahu význam síly předpětí,  $f_f$  je součinitel tření mezi pohyblivými částmi vedení a  $C_c$  je kombinované zatížení soustavy dvou vedení. Způsob výpočtu  $C_c$  je uveden v katalogu výrobce [32]. Soustavy vedení LV<sub>X</sub> a LV<sub>Y</sub> jsou zatíženy pouze tíhou stolku. Působíště tíhových sil se nachází přibližně uprostřed mezi každou dvojicí vedení. V takovém případě lze kombinované zatížení nahradit přímo tíhovou silou  $F_L$ , která byla pro konkrétní soustavu vedení určena z modelu stolku v programu SolidWorks. Pro vedení LV<sub>X</sub>, matici MT a šroub VŠ aktuátoru AX, používané v ose  $x$ , jsou zmíněné parametry následující:

- $C_c = F_L = 60 \text{ N}$ ,
- $f_f = 0,004 [-]$ ,
- $F_p = 485 \text{ N}$ ,
- $P = 1 \text{ mm}$ ,
- $\eta = 0,37 [-]$ .

Podle výše uvedených vztahů je potom třecí síla ve vedeních LV<sub>X</sub>  $F_t = 2,2 \text{ N}$  a moment pro posuv břemene aktuátoru AX  $M_B = 0,9 \text{ N mm}$ . Výpočet byl veden konzervativně a použité hodnoty byly s ohledem na bezpečnost a naddimenzovanost systému voleny jako maximální.

Analogicky lze spočítat moment  $M_B$  pro vedení LV<sub>Y</sub>, používané v posuvu v ose  $y$ , kde  $M_B = 0,8 \text{ N mm}$  ( $F_L = 45 \text{ N}$ ,  $F_p = 424 \text{ N}$ ). Hodnoty momentů  $M_B$  se pro aktuátory AX a AY od sebe v porovnání s momentem od bezvůle matice MT  $M_D = 7,0 \text{ N mm}$  [29] příliš neliší, při volbě motoru KR bude tedy pro oba aktuátory uvažována konzervativně zaokrouhlená hodnota momentu  $M_B = 1 \text{ N mm}$ .

Poslední, co zbývá pro dosažení do vztahu 3.7 určit je moment od zrychlení  $M_\alpha$ . Jeho hodnotu lze podle [35] určit ze vztahu:

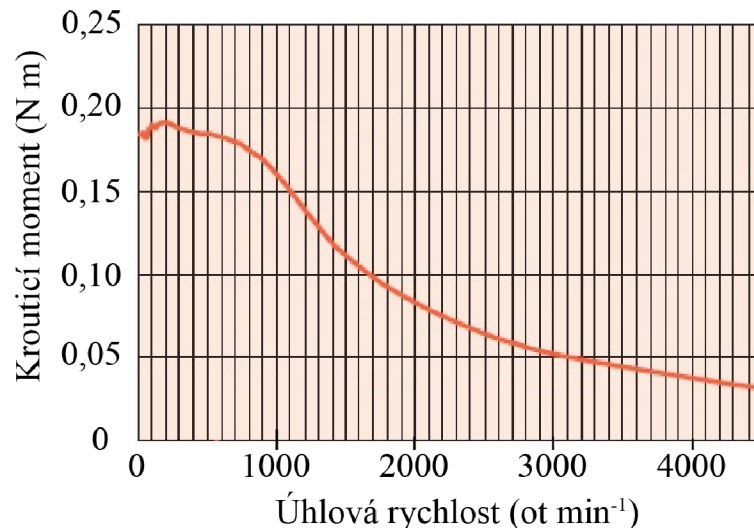
$$M_\alpha = \alpha \left[ I + m \left( \frac{P}{2\pi} \right)^2 \right], \quad (3.11)$$

kde  $\alpha$  je požadované úhlové zrychlení motoru,  $m$  je hmotnost pohyblivé části posuvu a  $I$  je moment setrvačnosti soustavy rotor, spojka, šroub k ose jejich rotace. Při volbě motoru KR v prvním přiblížení postačí, když bude uvažováno nenulové zrychlení, pro které musí ze vztahu 3.11 platit  $M_\alpha > 0$ . Možné zrychlení bude po zvolení konkrétního motoru KR zpětně dopočítáno.

Nyní už je možné dosadit do vztahu 3.7 a pro krouticí momenty motorů KR obou příčných aktuátorů vychází  $M_{Kmin} > 8 \text{ N mm}$ . Tato podmínka udává nejmenší krouticí

moment, který musí zvolené motory KR vyvinout, aby pohnuly s příčnými posuvy. Jedná se o výchozí parametr pro volbu krokového motoru KR.

Na základě výpočtů byl pro oba aktuátory AX a AY zvolen stejný krokový motor KR třídy NEMA 11 od firmy Oriental Motors [35] s katalogovým označením PKP225D15A2. Počet kroků na jednu otáčku motoru je  $q = 300$ , jeho přídržný moment  $M_H = 190 \text{ N mm}$  a jeho momentová charakteristika je zobrazena na obr. 3.11. Volba motoru KR vycházela z níže uvedených úvah.



Obrázek 3.11: Momentová charakteristika použitého krokového motoru PKP225D15A2. Převzato a upraveno z [35].

Velikost posuvu matice  $\Delta l_M$  v příčném směru při natočení motoru o jeden krok lze spočítat podle následujícího vztahu:

$$\Delta l_M = \frac{P}{q}, \quad (3.12)$$

kde  $P$  je stoupání vodicího šroubu a  $q$  je počet kroků na otáčku. Pro případ zvoleného šroubu VŠ ( $P = 1 \text{ mm}$ ) a motoru KR ( $q = 300$ ) je  $\Delta l_M = 5 \text{ }\mu\text{m}$ , což odpovídá základnímu rozlišení pohybu aktuátorů AX a AY. Pokud bude jeden krok rozdělen na 32 mikrokroků, což je standardní dělení, bude výsledné rozlišení posuvu v jednotlivých příčných osách  $d_P = 156 \text{ nm}$ . Oproti této hodnotě je rozlišovací schopností mikroskopu  $d = 417 \text{ nm}$  (viz část 1.4) přibližně trojnásobná. Toto dělení by tak mělo být dostatečně jemné pro dosažení potřebné opakovatelnosti.

Ze vztahu 3.8 lze spočítat, že při 1/32 mikrokrokování klesne inkrementální kroučící moment krokového motoru přibližně na 4,9 % momentu  $M_H$ . Pro zvolený motor KR tak vychází  $M_{Ki} = 9,3 \text{ N mm}$ . Platí tedy, že  $M_{Ki} > M_{Kmin}$ . Inkrementální moment, který zvolený motor KR vyvine při natočení o jeden mikrokrok je větší, než minimální požadovaný kroučící moment. Nedochozí tak ke vzniku prázdného rozlišení a motor KR

je zvolen správně. Rezerva hodnoty  $M_{Ki}$  vůči hodnotě  $M_{Kmin}$  je poměrně malá (pouze asi 16 %). Hodnoty parametrů pro výpočet momentu  $M_{Kmin}$  však byly voleny konzervativně - třecí síla  $F_t$  v lineárních vedeních LV a moment  $M_D$  matice MT budou pravděpodobně menší. Rezerva by tak měla být dostatečná.

Ze známých parametrů zvoleného motoru KR a z jeho momentové charakteristiky lze až nyní určit maximální rychlost aktuátorů v příčných osách. Maximální rychlost aktuátorů AX a AY je limitována momentovou charakteristikou krokového motoru KR, parametry použité řídicí elektroniky a maximální provozní rychlostí spojky SP a šroubu VŠ. Maximální doporučená úhlová rychlost použité spojky SP je  $n_{Cmax} = 10000 \text{ ot min}^{-1}$  [33], maximální doporučená úhlová rychlost použitého šroubu VŠ je  $n_{Smax} = 2000 \text{ ot min}^{-1}$  [29]. Pokud nebudou uvažovány limity řídicí elektroniky, z momentové charakteristiky vyplývá, že limitujícím prvkem nebude krokový motor KR, ale vodící šroub VŠ. Hodnota maximální úhlové rychlosti je tak  $n_{max} = n_{Smax} = 2000 \text{ ot min}^{-1}$ . Rychlost příčných posuvů lze pak určit ze vztahu:

$$v = \frac{nP}{60}, \quad (3.13)$$

kde  $v$  je rychlost posuvu v  $\text{mm s}^{-1}$ ,  $n$  je úhlová rychlost v  $\text{ot s}^{-1}$  a  $P$  je stoupání vodičího šroubu v mm. Pro aktuátory AX a AY a maximální úhlovou rychlost  $n_{max}$  je pak  $v = 33,3 \text{ mm s}^{-1}$ . Teoreticky vypočtená rychlost příčných posuvů PX a PY je tedy větší, než minimální rychlost  $10 \text{ mm s}^{-1}$  požadovaná konstruktérem mikroskopu. S ohledem na tuto hodnotu je také nutné v pozdější fázi volit řídicí elektroniku.

Ze známých hodnot lze dále ze vztahu 3.11 zpětně dopočítat dosažitelné úhlové zrychlení aktuátorů AX a AY. Bude uvažován extrémní případ, kdy bude počítáno maximální možné úhlové zrychlení aktuátoru AX při posuvu o jeden mikrokrok. V takovém případě je totiž inkrementální krouticí moment  $M_{Ki}$ , který je krokový motor schopen vyvinout, minimální. Parametry potřebné k výpočtu jsou:

- $M_{Ki} = 9,3 \text{ N mm}$ ,
- $M_D = 7 \text{ N mm}$ ,
- $M_B = 1 \text{ N mm}$ ,
- $I = 30 \text{ g cm}^2$ ,
- $P = 1 \text{ mm}$ ,
- $m = 5 \text{ kg}$ .

Hmotnost  $m = 5 \text{ kg}$  pohyblivé části posuvu byla určena z modelu konstrukčního řešení. Dílčí momenty setrvačnosti rotoru, spojky SP a šroubu VŠ k osám jejich rotace udávají výrobci těchto součástí. Vzhledem k společné ose rotace těchto komponent lze celkový moment setrvačnosti  $I$  určit součtem těchto dílčích momentů [36]. Ze vztahu 3.7 následně vychází moment  $M_\alpha = 1,3 \text{ N mm}$ . Tomuto momentu odpovídá úhlové zrychlení  $\alpha = 416 \text{ rad s}^{-2}$ . Tento výsledek udává teoreticky maximální možné úhlové zrychlení motoru KR aktuátoru AX při natočení o jeden 1/32 mikrokrok. V takovém případě není hodnota zrychlení příliš důležitá. Cílem výpočtu bylo pouze demonstrovat, že zvolený



motor KR je dostatečně silný pro danou aplikaci. Při větším natočení motoru KR je jeho krouticí moment výrazně vyšší (není snížen mikrokrokováním) a výrazně vyšší bude také hodnota maximálního možného úhlového zrychlení. Vzhledem k tomu, že aktuátor AY je oproti aktuátoru AX méně zatížen a je kratší, je jeho teoreticky maximální dosažitelné úhlové zrychlení vyšší.

Volba krokových motorů KR byla dimenzována tak, aby nedocházelo k vzniku prázdného rozlišení a bylo zamezeno ztrátě kroku. Teoreticky by tak bylo možné používat aktuátory AX a AY bez zpětné vazby. Riziko ztráty kroku však nelze zcela eliminovat. Díky neekvidistantnosti mikrokroků, nepřesnosti šroubů VŠ, hysterezi a vůli v jednotlivých dílech příčných aktuátorů AX a AY se navíc na krokové motory KR bez enkodérů nelze v přesnosti pohybu zcela spolehnout. Pro dosažení vysoké opakovatelnosti pohybu je tak použití enkodérů nezbytné.

### Podsestava enkodéru X, Y a Z posuvu

Sestava XY posuvu zahrnuje dvě podsestavy lineárních enkodérů EX a EY, které budou v této části práce popsány. Zároveň s nimi bude popsána i podsestava lineárního enkodéru Z posuvu EZ. Tyto tři sestavy se skládají ze stejných typů dílů a liší se od sebe pouze modelem použitého enkodéru a několika rozměry.

Pro jednotlivé posuvy bylo nejprve třeba vybrat vhodné modely lineárních enkodérů. Při volbě konkrétního modelu je důležité především jeho rozlišení, přesnost a cena. Rozlišení enkodér by mělo být vyšší než rozlišení pohybu daného posuvu. Rozlišení pohybu příčných posuvů PX a PY je přibližně  $d_P = 156$  nm. Měl by tedy být použit enkodér s rozlišením v řádu desítek nanometrů. V případě piezo aktuátoru Z posuvu lze počítat s rozlišením pohybu v řádu jednotek až desítek nanometrů [10]. Použití enkodéru s vyšším než nanometrovým rozlišením nemá praktický význam. Enkodéry častého takového rozlišení ani nedosahují [31]. Pro osu  $z$  bude tedy nejvhodnější použít enkodér s rozlišením v řádu jednotek nanometrů. Pro tyto parametry enkodérů byl proveden průzkum trhu. Ze srovnávaných firem pouze Heidenhain [37] a Renishaw [31] nabízejí enkodéry s tímto rozlišením. Tyto dvě firmy proto byly požádány o cenovou nabídku, na jejímž základě byly zvoleny enkodéry od firmy Renishaw [31]. (Cenová nabídka za tři sady snímačů s příslušenstvím je od firmy Renishaw 92000 Kč a od firmy Heidenhain 172000 Kč.)

Jedná se o absolutní lineární enkodéry řady Rabsolute [31], které jsou založeny na optickém principu snímání polohy. Sada snímače, která je zobrazená na obr. 3.12, je tvořena čtecí hlavou, vůči které se pohybuje stupnice. Čtecí hlava snímá rysky stupnice a informace převádí na analogové nebo digitální signály [31].

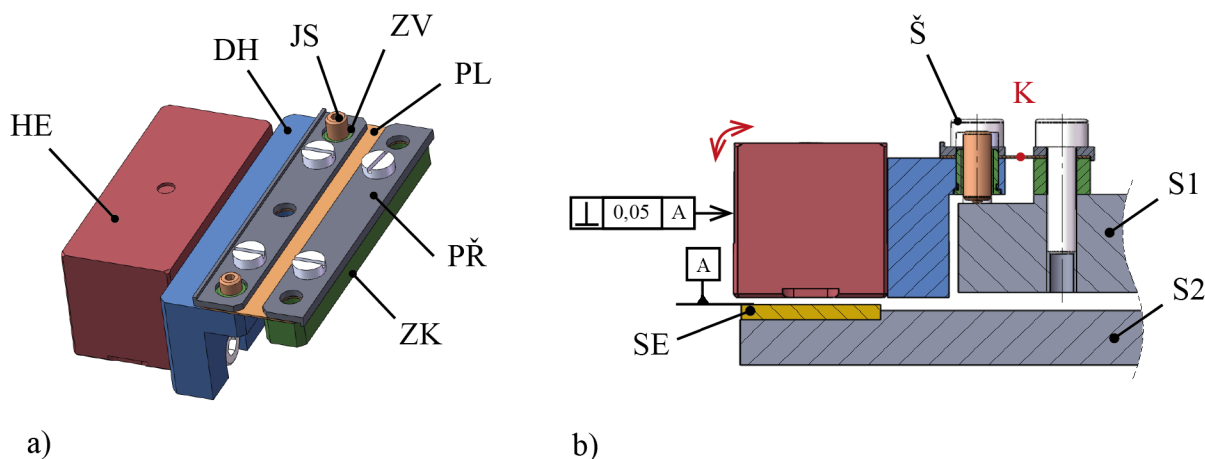
Pro posuv v příčných osách byla zvolena čtecí hlava s označením RL26BBS050CA s rozlišením 50 nm, pro osu  $z$  pak hlava RL26BBS005CA s rozlišením 5 nm. Čtecí hlavy se rozměrově neliší. V osách  $x, y$  a  $z$  budou použity stupnice s označením RSLA30 o délkách 130 mm, 80 mm a 20 mm. (Délka stupnice musí být minimálně o 10 mm delší než měřený rozsah [31].) Zvolený druh stupnice zajišťuje minimální přesnost zpětné vazby  $1,5 \mu\text{m m}^{-1}$ . Maximální rychlost snímaného pohybu může být až  $100 \text{ m s}^{-1}$ . Tyto parametry jsou pro



Obrázek 3.12: Absolutní lineární optický enkodér Resolute od firmy Renishaw [31], tvořený čtecí hlavou a stupnicí. Převzato z [31].

tuto aplikaci plně vyhovující.

Podsestava enkodéru je zobrazena na obr. 3.13 a). Způsob uložení podsestavy enkodéru vůči stupnici enkodéru SE do dvou vzájemně pohyblivých součástí S1 a S2 je demonstrována na obr. 3.13 b). Čtecí hlavu enkodéru HE a stupnici enkodéru SE je potřeba uložit tak, aby mezi nimi byly při vzájemném pohybu součástí S1 a S2 dodrženy tolerance předepsané výrobcem. Většinu předepsaných tolerancí lze při obvyklé přesnosti výroby splnit. Problém však představuje velmi přesná tolerance kolmosti boku hlavy enkodéru HE vzhledem k stupnici enkodéru SE, která je naznačena na obr. 3.13 b). Zajištění takto přesné geometrické tolerance mezi dvěma součástmi by bylo velice nákladné na jejich výrobu. Proto je součástí podsestavy enkodéru jednoduchý justážní mechanismus s jedním pružným kloubem K, který umožňuje odchylku od předepsané kolmosti regulovat.



Obrázek 3.13: a) Sestava enkodéru, b) způsob jejího upevnění. HE - čtecí hlava enkodéru; DH - držák čtecí hlavy; PL - planžeta; PŘ - příložka; ZK - základní lišta; JS - justážní šroub; ZV - závitová vložka; SE - stupnice enkodéru; Š - šroub M3; S1, S2 - vzájemně pohyblivé součásti, ke kterým je enkodér upevněn.

Podsestava enkodéru se skládá z čtecí hlavy enkodéru HE, která je dvěma šrouby upevněna k držáku hlavy DH. V držáku hlavy DH je uložena dvojice závitových vložek ZV Thorlabs F3SSN1P [38] s justážními šrouby JS Thorlabs F3SS8 [38]. Držák hlavy DH

je tenkou planžetou PL spojen se základní lištou ZK. Planžeta PL je k základní liště ZK a k držáku hlavy DH uchycena pomocí čtyř šroubů a dvou profilovaných příložek PŘ.

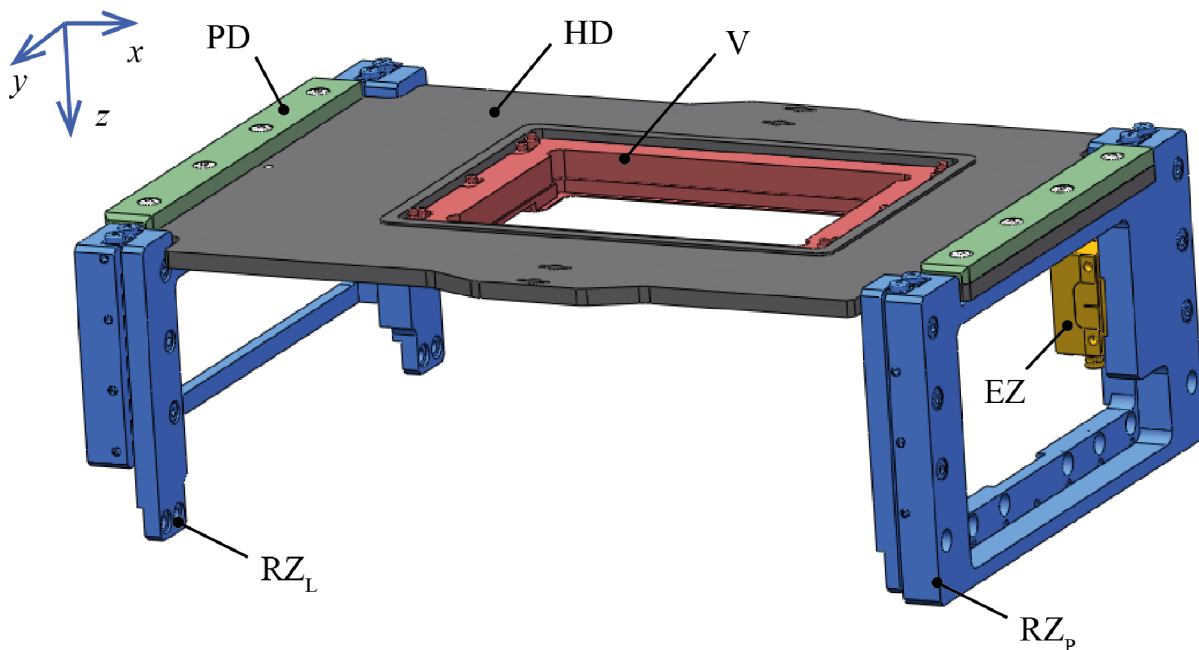
Princip mechanismu je naznačen na obr. 3.13 b). Základní lišta ZK podsestavy enkodéru je upevněna k součásti S1 dvěma šrouby. Díky osazení v součásti S1 se držák hlavy DH součásti S1 přímo nedotýká. Planžeta PL mezi základní lištou ZK a držákem hlavy DH tvoří pružný kloub K. Planžeta PL je vyrobena z tenkého plechu z CuSn6, který se používá k výrobě pružin. Pomocí dvou justážních šroubů JS lze držákem hlavy DH kolem tohoto pružného kloubu K natáčet a tím měnit odchylku hlavy enkodéru HE od předepsané kolmosti. Pevnost kontaktu justážních šroubů JS se součástí S1 zajišťuje šroub Š, který prochází planžetou PL a držákem hlavy DH a je zašroubován do součásti S1.

### 3.2.2 Sestava Z posuvu

Na sestavu XY posuvu navazuje sestava Z posuvu, která je zobrazena na obr. 3.14. Základ sestavy Z posuvu tvoří podsestavy levého a pravého rámu Z posuvu  $RZ_L$  a  $RZ_P$ , které jsou upevněny k desce Y posuvu DY a zajišťují vedení posuvu v ose z. Na pravém rámu  $RZ_P$  je umístěn enkodér Z posuvu EZ. Díky tomu, že byly použity rámy místo plných desek, je výrazně usnadněn přístup k mechanismu pro výměnu předmětových objektivů pro jeho případný servis. Oba rámy  $RZ_L$  a  $RZ_P$  jsou nahoře spojeny horní deskou HD pomocí osmi šroubů a dvojice přídržných desek PD. Horní deska HD je zespodu odlehčena pro snížení zatížení Z aktuátorů AZ. S nimi bude horní deska HD spojena přes kuličku, která bude dosedat mezi dva válečky, uložené zespodu v horní desce HD. Pevnost kontaktu s každým aktuátorem AZ bude pojištěna dvěma pružinami Sodemann E01800260620M [39], pro které je v horní desce HD navrženo uložení. Aby nedošlo k přetížení piezo aktuátorů AZ, jsou mezi rámy Z posuvu  $RZ_L$  a  $RZ_P$  a horní deskou HD navrženy oboustranné stavitelné dorazy. Uprostřed horní desky HD je otvor pro vkládání stavitelné vložky V pro mikrotitrční destičku MD. Velikost otvoru odpovídá standardizovanému rozměru K-Frame [17], čímž je umožněna zaměnitelnost používaných vložek.

#### Podsestava pravého a levého rámu Z posuvu

Podsestava pravého rámu  $RZ_P$  je zobrazena na obr. 3.15. Skládá se ze základního rámu ZR, který je s deskou Y posuvu DY spojen šesti šrouby. Pro přesné ustavení polohy vůči této desce je základní rám ZR opatřen osazením. V základním rámu ZR jsou zespodu navržena vybrání, která umožňují přístup k stavěcím šroubům v desce Y posuvu DY, kterými je navozováno předpětí ve vedení  $LV_Y$ . Z druhé strany rámu ZR jsou navrženy drážky pro dvojici lineárních vedení  $LV_{ZP}$ . Každé z nich je k rámu ZR upevněno čtyřmi šrouby. K rámu ZR je dále upevněna třemi šrouby podsestava enkodéru EZ, která byla již dříve popsána v části 3.2.1. Na základní rám ZR navazuje pohyblivý rám PR, ve kterém je obdobně uložena pohyblivá část vedení  $LV_{ZP}$ . V pohyblivém rámu PR je dále v navržené drážce vlepena stupnice enkodéru  $SE_Z$ . Konstrukce podsestavy levého rámu Z posuvu  $RZ_L$  je velice podobná, není k ní však připevněn žádný enkodér. Rozměry této podsestavy jsou

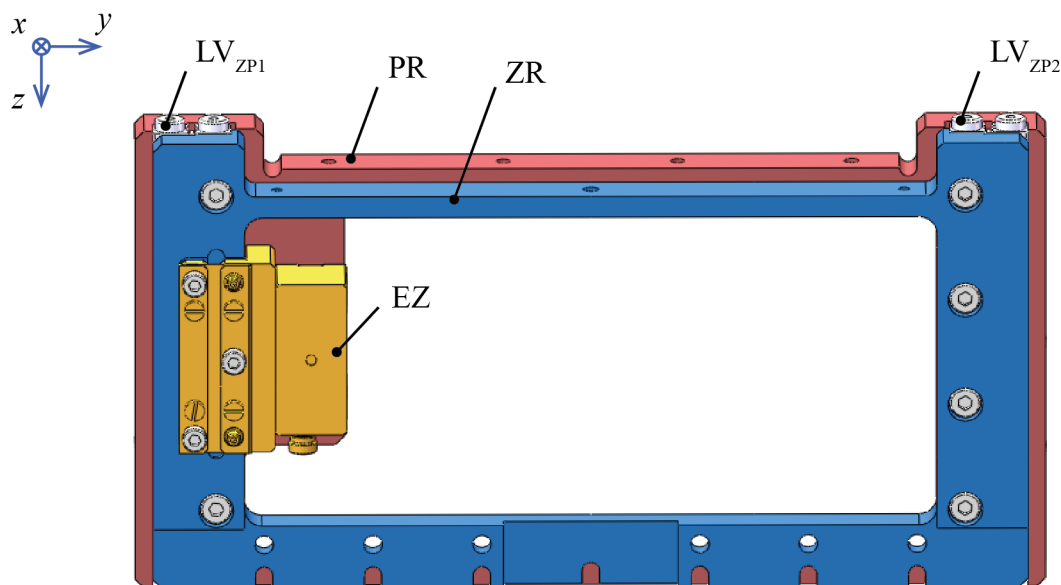


Obrázek 3.14: Sestava Z posuvu.  $RZ_L$ ,  $RZ_P$  - levý a pravý rám Z posuvu, HD - horní deska stolku, PD - přídržná deska, V - vložka, EZ - podsestava enkodéru Z posuvu.

menší, aby nedocházelo ke kolizi s aktuátorem Y posuvu AY. V důsledku toho je použita dvojice kratších lineárních vedení  $LV_{ZL}$ .

Obě podsestavy rámu Z posuvu  $RZ_P$  a  $RZ_L$  zahrnují dvojici lineárních vedení. Jejich rozměry byly voleny stejným způsobem, jako rozměry vedení pro sestavu XY posuv v části 3.2.1. Stejným způsobem byly vypočteny i síly předpětí. Vedení pravého rámu  $LV_{ZP}$  se skládá z kolejnic LWR3100 délky  $L_R = 100$  mm a klecí LWAK3x19. Vedení levého rámu  $LV_{ZL}$  se skládá z kolejnic LWR3075 délky  $L_R = 75$  mm a klecí LWAK3x14. Oba páry vedení mají shodný rozsah pohybu  $s = 6,2$  mm a používají koncové zarážky LWERA3. Pro delší vedení  $LV_{ZP}$  je síla předpětí  $F_P = 283$  N ( $r = 19$ ) a pro kratší vedení  $LV_{ZL}$   $F_P = 223$  N ( $r = 14$ ). Síla předpětí bude navozena stavěcími šrouby M3, které jsou rovnoměrně rozmístěny po bocích vedení v pohyblivých rámech PR. Výrobce vedení pro použitou konfiguraci udává přibližnou hodnotu utahovacího momentu pro stavěcí šrouby M3 3 Ncm [32].

K plnému definování translačního posuvu v ose  $z$  by stačilo použít jednu podsestavu rámu RZ. Pro větší stabilitu Z posuvu a větší symetrii zatížení aktuátorů AZ však byly použity podsestavy dvě. Aby mezi čtyřmi vedeními nedocházelo k příčnění, je levý rám Z posuvu  $RZ_L$  opatřen dodatečnými stavěcími šrouby, které do určité míry umožní justovat náklon lineárního vedení  $LV_{ZL}$ . Vzhledem ke krátkému rozsahu pohybu by však příčnění vedení nemělo být příliš výrazné. Sílu předpětí v tomto vedení je však nutné přizpůsobit maximální hladkosti chodu.



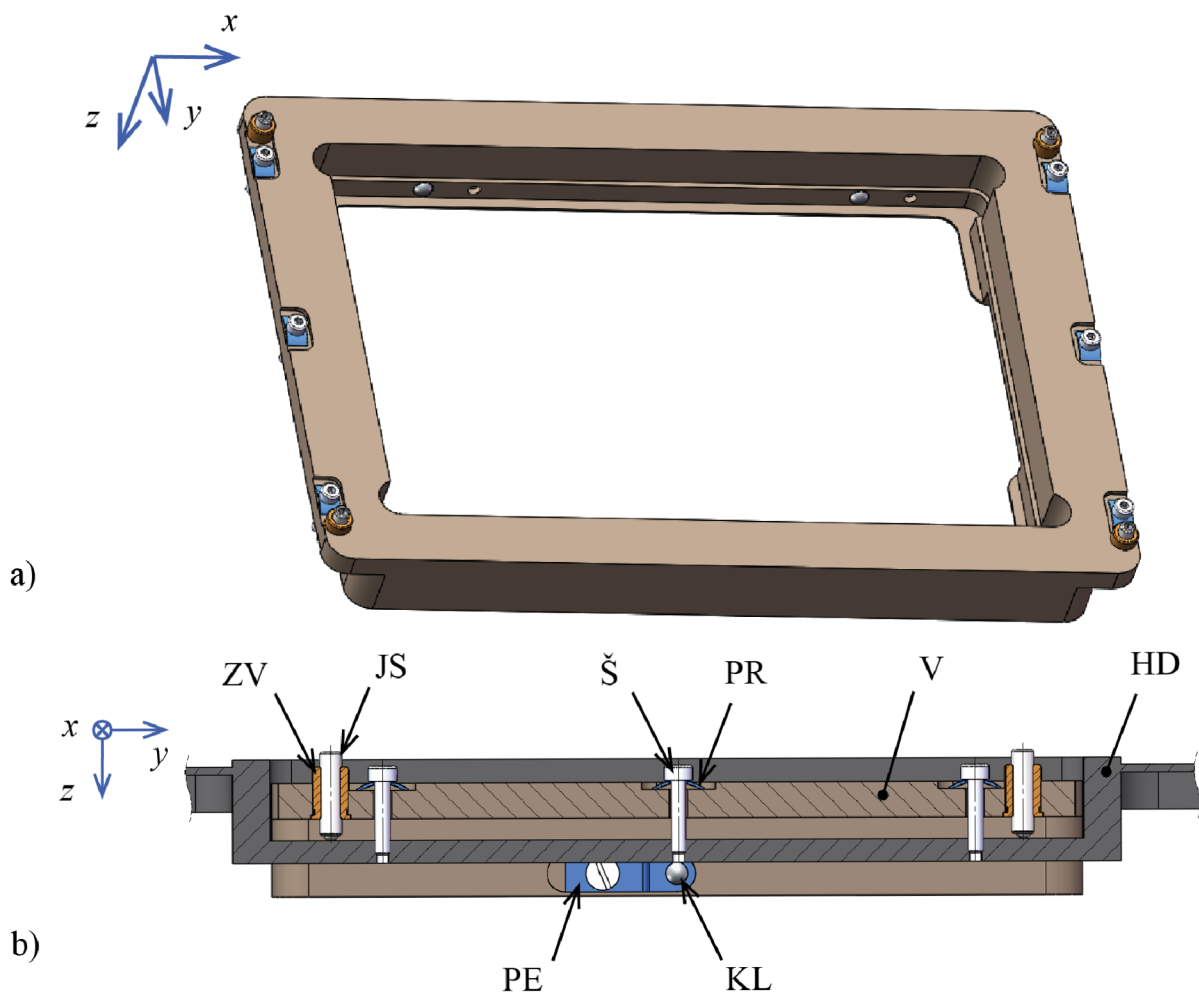
Obrázek 3.15: Podsestava pravého rámu Z posuvu s podsestavou enkodéru EZ. ZR - základní rám,  $LV_{ZP}$  - lineární vedení, EZ - podsestava enkodéru Z posuvu, PR - pohyblivý rám.

### Podsestava vložky na mikrotitrační destičku

Stavitelná vložka V, do níž bude uložena mikrotitrační destička MD, je založena na osvědčeném designu, který je v Laboratoři experimentální biofotoniky na VUT v Brně používán [40]. Existující návrh vložky V byl pouze upraven tak, aby umožňoval výměnu objektivů bez hrozby kolize s jejím okrajem.

Podsestava vložky je zobrazena na obr. 3.16 a). Hlavní částí podsestavy je samotná vložka V, ve které je otvor pro uložení mikrotitrační destičky MD standardizovaných rozměrů. K zajištění neměnné polohy mikrotitrační destičky MD slouží tři kuličky KL, na které zezadu tlačí pérko PE, jak je znázorněno na obr. 3.16 b). Po dosednutí mikrotitrační destičky MD na spodní lem vložky V tyto kuličky KL tlakem na zkosené stěny mikrotitrační destičky MD zajišťují její stabilní polohu. Sestava vložky dále umožňuje vyrovnat náklon mikrotitrační destičky MD vůči objektivu pomocí čtyř justážních šroubů JS Thorlabs F3ES12 [38], které jsou uloženy v závitových vložkách ZV Thorlabs F3ESN1P [38] ve čtyřech rozích vložky V. Justážní šrouby JS zprostředkovávají kontakt mezi vložkou V a horní deskou stolku HD. Tím je kromě vyrovnání náklonu mikrotitrační destičky umožněno také nastavení její střední polohy v ose  $z$  vůči objektivu. Lze tak kompenzovat například nepřesnost výroby jednotlivých dílů sestavy stolku. Pevnost kontaktu mezi justážními šrouby JS a horní deskou HD je pojištěna šesti šrouby Š, které procházejí vložkou V a jsou zašroubovány do horní desky HD. Na vložku V šrouby Š tlačí přes listové pružiny PR.

Q-Phase NG by měl používat objektivy série CFI Plan Fluor od firmy Nikon [12]. Výchozí pozice vložky V je navržena tak, aby objektivy této série mohly proostřit vzorek



Obrázek 3.16: a) Sestava vložky pro uložení mikrotitrační destičky, b) detail uložení vložky v horní desce (pohled zleva v řezu). V - vložka, HD - horní deska stolku, JS - justážní šroub, ZV - závitová vložka, PR - pružina, Š - šroub M2, PE - pérko, KL - kulička.

do hloubky 0,5 mm nad horní stěnu krycího sklíčka mikrotitrační destičky MD. Zbývající rozsah pohybu stolku v ose  $z$  by měl být dostatečný pro bezpečný výjezd objektivu. Pro případ, že by pro práci s mikrotitrační destičkou MD byly použity objektivy s kratší pracovní vzdáleností než se předpokládalo, bylo na pravé straně vložky V navrženo vybrání, které předejde možné kolizi objektivu s její dolní hranou.

### 3.2.3 Sestava aktuátoru Z posuvu

Jak už bylo v úvodu části 3.2 zmíněno, pro aktuátor AZ v ose  $z$  byla jako nejvhodnější řešení zvolena dvojice piezo aktuátorů. Hlavní problém pro zvolený typ aktuátorů představuje minimální požadovaný rozsah posuvu  $\Delta z_{min} = 3$  mm. Většina komerčně vyráběných piezo vložek a piezo aktuátorů má rozsah daleko menší. Nejblíže je tomu piezo aktuátor od firmy Thorlabs [38], který má rozsah 2,5 mm. Bylo tedy rozhodnuto o návrhu vlastního

piezo aktuátoru, který by měl dostatečný rozsah posuvu pro tuto aplikaci.

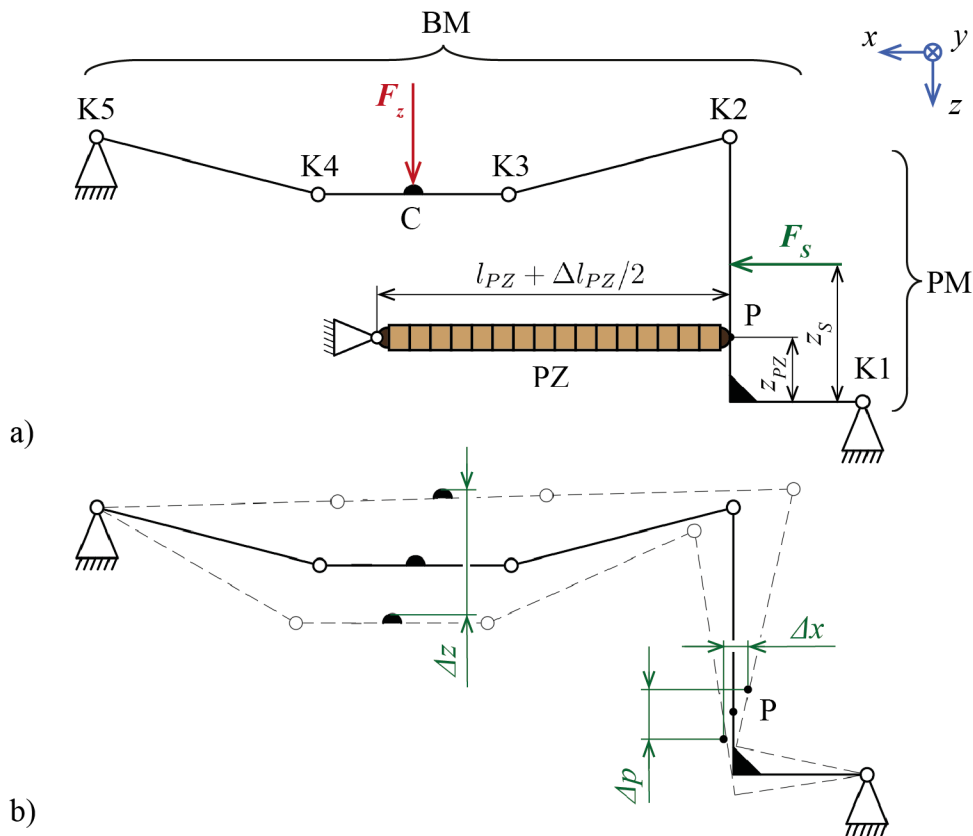
Pro účely návrhu vlastního řešení je třeba se nejprve obeznámit s některými základními informacemi. Principem piezo aktuátorů je zesílení jinak velmi omezeného rozsahu jednoduchého pieza pomocí různých mechanismů. Většina aktuátorů je založena na mechanismech s pružnými klouby. Jejich hlavní výhodou je bezvůlý pohyb, nízká tuhost ve směru pohybu a vysoká tuhost ve směrech ostatních [41]. V rámci různých projektů již bylo na Ústavu fyzikálního inženýrství VUT v Brně navrženo několik takových piezo aktuátorů, které slouží například k polohování zrcadel v různých optických zařízeních [42]. Většinou se jednalo o jednoduché pákové mechanismy s jedním pružným kloubem a faktorem zesílení pohybu  $A < 10$ . Existují však i složitější aktuátory, které kombinují více typů mechanismů a tím dosahují vyššího zesílení. Přehled takových piezo aktuátorů uvádí ve svém článku Kiziroglou et al. [43]. Většina z nich je založena na mechanismech s pružnými klouby. Podle použité kombinace zesilujících mechanismů dosahují prezentované aktuátory faktoru zesílení až  $A = 85$  [43]. Jedná se však o experimentální zařízení.

Firma Thorlabs [38] nabízí pieza různých délek, kterým odpovídají různé rozsahy pohybu. Nejdelší z nich má celkovou délku  $l_{PZ} = 96$  mm a rozsah pohybu  $\Delta l_{PZ} = 0,1$  mm. Toto piezo s katalogovým označením PK4GA7P1 bude použito v navrhovaném aktuátoru. Minimální faktor zesílení aktuátoru AZ musí tedy být  $A_{min} = 30$ . Pro dosažení faktoru zesílení  $A_{min} = 30$  by bylo použití jednoduchého pákového převodu, který se běžně používá, značně nepraktické, protože páka by musela být velice dlouhá. Je tak třeba navrhnout složitější řešení, které bude kombinovat více mechanismů. Pro zesílení pohybu pieza byla zvolena kombinace pákového mechanismu a tzv. bridge mechanismu, který je popisován v [43]. Oba mechanismy využívají pružné klouby.

Vzhledem k tomu, že aktuátor s tak vysokým faktorem zesílení je poměrně unikátní, nelze dopředu přesně předvídat jeho vlastnosti ani skutečný rozsah. Důvodem, proč se piezo aktuátory s tak vysokým faktorem zesílení běžně nevyrábějí, je pravděpodobně fakt, že s rostoucím zesílením roste objemnost a složitost jejich konstrukce a zároveň klesá únosnost a tuhost mechanismu. U této aplikace však bude Z posuv zatížen pouze horní deskou stolku se sledovaným vzorkem, tudíž by snížení únosnosti a tuhosti aktuátoru AZ do určité míry nemělo být překážkou. Výhodou takového mechanismu by byla zejména velice rychlá změna polohy. Díky tomu by byla zrychlena automatická justáž CCHM a bylo by umožněno velmi rychlé přestřování. Ve skupině Experimentální biofotoniky na VUT jsou v současnosti vyvíjeny nové pozorovací techniky, které rychlé přestřování mikroskopu vyžadují. Z těchto důvodů bylo rozhodnuto, že navržené experimentální řešení bude vyrobeno a otestováno.

Návrh aktuátoru AZ se opírá o kinematickou studii, jejímž účelem je zajistit dostatečný rozsah pohybu. Dále pak o pevnostní a deformační analýzy, pomocí nichž byly zkoumány vlastnosti mechanismu při simulovaném provozním zatížení. Kinematická studie byla vytvořena v modelovacím prostředí SolidWorks [44] a je zobrazena na obr. 3.17 a) pro aktuátor ve střední poloze a na obr. 3.17 b) s vyznačením krajních poloh aktuátoru přerušovanou čarou.

Piezo PZ délky  $l_{PZ} = 96$  mm mění svoji délku v intervalu  $\Delta l_{PZ} = 0,1$  mm a tlačí na



Obrázek 3.17: Kinematická studie piezo aktuátoru a) ve střední poloze, b) s naznačením krajních poloh. PZ - piezo, PM - pákový mechanismus, BM - bridge mechanismus, K - pružné klouby, P - bod kontaktu pieza s pákovým mechanismem, C - bod kontaktu piezo aktuátoru s horní deskou stolku. Naznačené výchylky mechanismu nejsou v měřítku s velikostí mechanismu.

pákový mechanismus PM v bodě P, který se nachází ve výšce  $z_{PZ} = 3$  mm nad pružným kloubem K1. V důsledku toho mění bod kontaktu P svoji polohu v ose  $x$  v rozsahu  $\Delta x$ . Zároveň s tím dochází i k vzniku poměrně velkého parazitního pohybu  $\Delta p = 0,96$  mm bodu P v ose  $z$  (délka parazitního pohybu je určena z kinematické studie v programu SolidWorks). Podle kinematické studie je však vliv parazitního pohybu na celkový rozsah pohybu aktuátoru AZ zanedbatelný a vzhledem k velké délce použitého pieza PZ  $l_{PZ} \gg \Delta p$  ( $l_{PZ} = 96$  mm,  $\Delta p = 0,96$  mm) platí  $\Delta x \approx \Delta l_{PZ}$ . Tažná pružina působí na pákový mechanismus na rameni  $z_S = 15$  mm silou  $F_S$ . Moment, který tato síla vzhledem ke kloubu K1 vytváří, působí proti momentu, vyvolanému tlakem pieza PZ. Pružina tak zajišťuje kontakt mezi piezem PZ a pákovým mechanismem PM v celém rozsahu jeho pohybu. Pákový mechanismus PM zesiluje pohyb pieza PZ a působí na bridge mechanismu BM, s kterým je spojen pružným kloubem K2. Díky tomu, že klouby bridge mechanismu K2 – K5 neleží na jedné přímce, se bridge mechanismus BM deformuje a v závislosti na prodloužení pieza PZ se jeho střední část s bodem kontaktu C pohybuje v rozsahu  $\Delta z = 4,3$  mm v ose  $z$ . Teoretický faktor zesílení, který nezohledňuje nežádoucí deformace



mechanismu, je tak  $A_T = 43$ . Kromě hlavního pohybu v ose  $z$  vykonává bod C také malý parazitní pohyb v ose  $x$ . Střední část bridge mechanismu BM je v bodě kontaktu C zatížena tíhovou silou od horní desky stolku HD  $F_z$ . Díky této síle a přítomnosti tažné pružiny je mechanismus funkční symetricky v obou směrech. Pružné klouby K1 – K5 jsou tak zatěžovány přibližně rovnoměrně na obě strany.

Na základě kinematické studie bylo vypracováno konstrukční řešení, jehož finální podoba je zobrazena na obr. 3.18. Piezo mechanismus PZM je vyroben z vysokopevnostního duralu EN AW-7075. Tloušťka jeho pružných kloubů K je 0,3 mm a poloměr jejich vybrání je 4 mm. V piezo mechanismu PZM jsou navrženy drážky pro uložení pieza PZ PK4GA7P1 [38] a pružiny S Sodemann E01800311370M [39]. Poloha pružiny S je zajištěna dvěma kolíky. Ze strany bude pružina S s piezem PZ kryta plechovou planžetou. Aby bylo možné nastavit střední polohu aktuátoru AZ pro dané zatížení, je třeba umožnit přesnou justáž pieza PZ vůči páce mechanismu PZM. Ta je realizována pomocí justážního šroubu JS Thorlabs F4MSS10 [38] s jemným závitem, který je uložen v závitové matici ZM Thorlabs N250L4P [38] zašroubované do rámu mechanismu PZM. Justážní šroub JS tlačí do válečku V, který je veden v přesně vyrobené díře v rámu mechanismu PZM a tlačí zezadu na piezo PZ, čímž je umožněna jeho justáž. Aby bylo umožněno natočení pieza PZ při parazitním pohybu  $\Delta p$  piezo mechanismu PZM v bodě kontaktu s piezem PZ, je piezo PZ opatřeno z obou stran sférickým zakončením. Na jedné straně sférické zakončení dosedá do kuželového zahloubení v tlačném válečku V. Na druhé straně dosedá do ocelové koncové vložky KV, vlepené do páky piezo mechanismu PZM. Díky přítomnosti koncové vložky KV nedochází k otlacení páky piezo mechanismu PZM v bodě kontaktu P. Kontakt mezi piezo mechanismem PZM a horní deskou stolku HD je realizován přes kuličku KL, která dosedá mezi dva válečky, uložené zespodu v horní desce stolku HD, jak již bylo zmíněno v úvodu části 3.2.2. Tím je kompenzován parazitní pohyb horní části piezo mechanismu PZM v ose  $x$ . Pro zajištění pevnosti kontaktu mezi aktuátorem AZ a horní deskou HD budou použity dvě pružiny, které budou k piezo aktuátoru AZ upevněny pomocí kolíku. Každý piezo aktuátor AZ bude k desce Y posuvu DY upevněn čtyřmi šrouby. Pro přesné ustavení aktuátoru AZ vůči desce DY bude navíc jeho poloha zajištěna dvěma kolíky.

### **Pevnostní simulace**

Pro představený piezo mechanismus PZM byly následně provedeny napěťové a deformační analýzy. K těmto účelům se nejčastěji využívá komerční software Ansys. Jeho licenci však nelze použít pro komerční aplikace, což tento projekt může být. Proto bylo použito volně dostupné výpočtové prostředí Salome Meca s řešičem Code Aster [45]. Code Aster je stejně jako Ansys založen na metodě konečných prvků (MKP). Na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně byly vypracovány dvě závěrečné práce, které došly k závěru, že výsledky těchto dvou programů jsou srovnatelné [46, 47].

Pro simulace bylo nejprve nutné model piezo mechanismu PZM rozdělit na síť elementů. Elementy musí být v místech pružných kloubů dostatečně jemné, aby výsledky



a  $LV_{ZL}$ . Její velikost je podle vztahu 3.10 rovna  $F_t = 2 \text{ N}$  ( $C_c = 0 \text{ N}$ ,  $F_p = 283 \text{ N} + 223 \text{ N}$ ,  $f_f = 0,004$ ). Vzhledem k tomu, že budou použity dva piezo aktuátory AZ, velikost síly působící shora na jeden mechanismus PZM je pak  $F_z = 7 \text{ N}$ . Páka piezo mechanismu PZM je dále zatížena silou od pružiny S  $F_S$ . Její velikost lze určit podle [39] ze vztahu:

$$F_S = F_0 + s_n k_S, \quad (3.15)$$

kde  $F_0$  je počáteční síla předpětí pružiny,  $s_n$  je protažení pružiny a  $k_S$  je tuhost pružiny. V případě zvolené pružiny S Sodemann E01800311370M [39] platí:

- $F_0 = 2,67 \text{ N}$ ,
- $k_S = 2,03 \text{ N mm}^{-1}$ ,
- $s_n = 2,39 \text{ mm}$ .

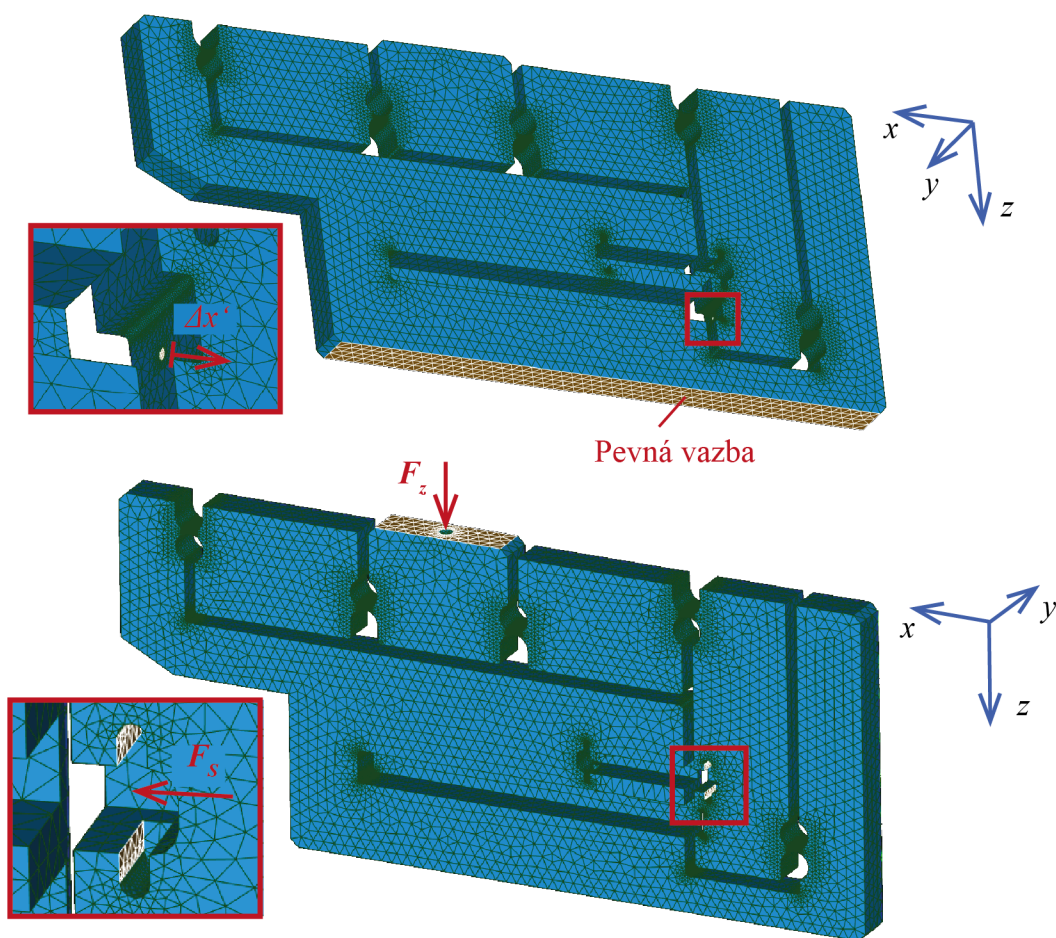
Parametry  $F_0$  a  $k_S$  udává výrobce pružiny S. Protažení pružiny S  $s_n$  bylo určeno z kinematické studie pro maximální protažení pieza PZ. Pro uvedené parametry je velikost síly  $F_S \doteq 7,5 \text{ N}$ . Mechanismus PZM byl dále ze střední polohy zatížen posunutím od pieza PZ v záporném směru osy  $x$  o  $\Delta x' = 0,05 \text{ mm}$ . Na spodní základnu mechanismu PZM byla přidána pevná vazba. Posledními parametry simulace jsou materiálové charakteristiky slitiny EN AW-7075 - Youngův modul pružnosti v tahu  $E = 71,7 \text{ GPa}$  a Poissonovo číslo  $\mu = 0,33$  [48].

Výsledky napěťové a deformační analýzy pro výše uvedené podmínky jsou zobrazeny na obr. 3.21 a) a b). Při využití plného rozsahu pieza PZ ( $\Delta l_{PZ} = 0,1 \text{ mm}$ ) je celkový rozsah pohybu piezo mechanismu PZM  $\Delta z = 3,68 \text{ mm}$ . Teoretický faktor zesílení mechanismu PZM, určený z deformační analýzy, je tedy přibližně  $A_T = 37$ . Koeficient bezpečnosti mechanismu PZM k meznímu stavu pružnosti (MSP) lze podle [49] určit ze vztahu:

$$\kappa_{MSP} = \frac{R_e}{\sigma_{max}}, \quad (3.16)$$

kde  $R_e$  je mez kluzu materiálu a  $\sigma_{max}$  je maximální hodnota redukováného napětí v materiálu piezo mechanismu PZM. Při dosažení krajní polohy dosahuje maximální redukované napětí hodnoty  $\sigma_{max} = 280 \text{ MPa}$ . Pro dural EN AW-7075 platí  $R_e > 400 \text{ MPa}$  [50], čemuž odpovídá minimální hodnota koeficientu bezpečnosti  $\kappa_{MSP} = 1,43$ . Kritickým místem piezo mechanismu PZM je pružný kloub K1. Pro dosažení krajní polohy musí piezo PZ vyvinout sílu přibližně  $F_{PZ} = 520 \text{ N}$ . Piezo PK4GA7P1 [38] je podle údajů výrobce schopno vyvinout sílu až  $F_{PZmax} = 1960 \text{ N}$ . Z pevnostní analýzy byla také určena tuhost mechanismu PZM  $k \approx 20 \text{ N mm}^{-1}$ . Díky paralelnímu uspořádání dvojice aktuátorů AZ by tak výsledná tuhost Z posuvu měla být  $k \approx 40 \text{ N mm}^{-1}$ .

Z dalších simulací plyne, že pro dosažení minimálního požadovaného rozsahu piezo aktuátoru AZ  $\Delta z = 3 \text{ mm}$  je třeba přibližně 80 % z celkového rozsahu pieza PZ  $\Delta l_{PZ} = 0,1 \text{ mm}$ , což lze považovat za dostatečnou rezervu. Z výsledků analýzy vyplývá, že při rozsahu pohybu  $\Delta z = 3 \text{ mm}$  a při provozním zatížení je  $\sigma_{max} = 245 \text{ MPa}$ . Výsledný koeficient bezpečnosti je tedy pro provozní rozsah minimálně  $\kappa_{MSP} = 1,63$ . Pro dosažení této krajní polohy musí piezo PZ vyvinout sílu přibližně  $F_{PZ} = 490 \text{ N}$ .

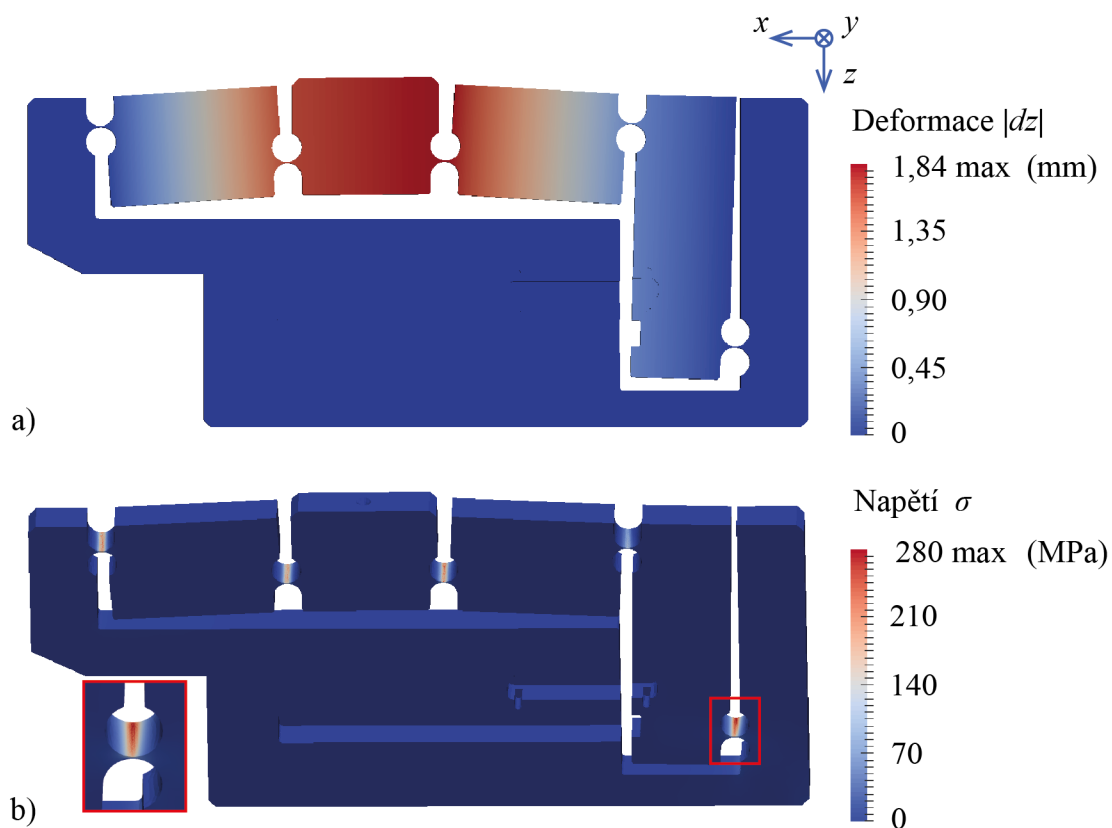


Obrázek 3.20: Zatížení sítě piezo mechanismu pro účely simulace v programu Salome Meca.

Při montáži je třeba oba aktuátory AZ nastavit pro provozní zatížení do střední polohy pomocí justážního šroubu JS tak, aby byl pohyb mechanismu PZM symetrický k střední poloze. V opačném případě by mohlo dojít k plastické deformaci některého z pružných kloubů K. Aby se předešlo náhlému přetížení aktuátorů AZ, je Z posuv vybaven dorazy. V případě, že by bylo zatížení aktuátorů AZ výrazně nižší, než s jakým bylo počítáno, je pro dosažení plného rozsahu pohybu mechanismu PZM třeba nahradit zvolené pružiny S za silnější. Jmenovitě lze použít například Sodemann E01800311250M ( $F_S = 14,7\text{ N}$ ), pro ještě nižší zatížení pak Sodemann E01800311120M ( $F_S = 25,3\text{ N}$ ) [39].

### Kontrola závitů na otláčení

Sílu  $F_{PZ}$ , kterou působí piezo PZ na páku piezo mechanismu PZM, zachytává justážní šroub JS F4MSS10 [38] a přes závitovou matici ZM N250L4P [38] ji odvádí do rámu piezo mechanismu PZM. Tato síla je vyšší, než jakou povoluje výrobce dílů, proto byly provedeny výpočty na kontrolu otláčení v závitech mezi závitovou maticí ZM a justážním šroubem JS a mezi závitovou maticí ZM a piezo mechanismem PZM. Tlak v závitech je



Obrázek 3.21: a) Deformační analýza piezo mechanismu - velikost deformace v ose  $z$ , b) napěťová analýza - velikost redukovaného napětí v materiálu.

podle [49] dán vztahem:

$$p = \frac{2F_o}{\pi d_2 H}, \quad (3.17)$$

kde  $F_o$  je síla působící v ose šroubu,  $d_2$  je střední průměr závitu a  $H$  je nosná výška matice. Vypočtený tlak v závitech je třeba porovnat s maximálním povoleným tlakem v závitech  $p_D$  pro danou kombinaci materiálů šroubu a matice.

V případě závitu M4x0,25 mezi ocelovým justážním šroubem JS F4MSS10 [38] a bronzovou závitovou maticí ZM N250L4P [38] platí:

- $F_o = F_{PZ} = 520 \text{ N}$ ,
- $d_2 = 3,838 \text{ mm}$ ,
- $H = 5 \text{ mm}$ ,
- $p_D = 24 \text{ MPa}$ .

Dovolený tlak  $p_D$  byl volen pro ocelový pohybový šroub a bronzovou matici pro pomalé rychlosti pohybu z [49]. Z výše uvedených parametrů vychází tlak v závitech  $p = 17,3 \text{ MPa} < p_D$ . Bezpečnost spojení je tak dostatečná.

V případě závitu M6x0,5 mezi bronzovou závitovou maticí ZM N250L4P [38] (hraje v tomto případě roli šroubu) a rámem mechanismu PZM z vysokopevnostního duralu (matice) jsou parametry výpočtu následující:

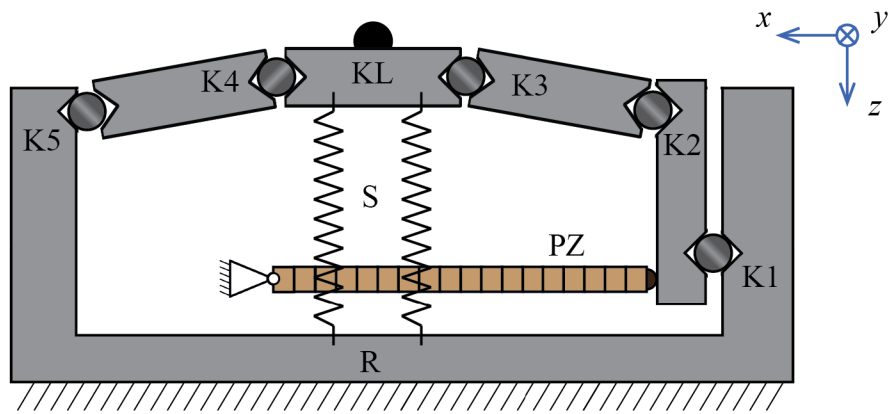
- $F_o = F_{PZ} = 520 \text{ N}$ ,
- $d_2 = 5,675 \text{ mm}$ ,
- $H = 2,5 \text{ mm}$ .

Kvůli tomu, že se jedná o poměrně neobvyklou kombinaci materiálů (bronzový šroub a vysokopevnostní duralová matice), maximální povolený tlak v závitech v literatuře běžně udáván není. Vzhledem k tomu, že se v tomto případě nejedná o pohybový šroub a mez kluzu duralu EN AW-7075 je srovnatelná s mezí kluzu bronzové matice ZM, lze předpokládat, že povolený tlak bude vyšší než v předchozím případě  $p_D > 24 \text{ MPa}$ . Tlak působící v závitech je z výše uvedených parametrů  $p = 23,3 \text{ MPa} < p_D$ . Bezpečnost by tak měla být dostatečná. Kvůli nízkému koeficientu bezpečnosti spojení a malé nosné výšce matice ZM bude však kontakt navíc pojištěn lepidlem, čímž bezpečnost spojení výrazně vzroste.

### Náhradní řešení

Vzhledem k předpokládanému průběhu zatěžování aktuátoru AZ by bylo vhodné provést v programu Salome Meca také simulaci cyklického namáhání. Únavová analýza však vyžaduje mnohem hlubší znalosti programu a vzhledem k neintuitivnímu uživatelskému prostředí, které je z části ve francouzštině, by správné nastavení simulace bylo poměrně komplikované [46]. Z těchto důvodů tato simulace provedena nebyla. Před použitím bude třeba aktuátor AZ nejprve otestovat na cyklické namáhání.

Pro případ nedostatečné meze únavy bylo navrženo náhradní řešení, které je založeno na podobném principu tak, aby aktuátory byly v sestavě stolku zaměnitelné. Jeho koncepční návrh je zobrazen na obr. 3.22. Pizeo PZ tlačí do pákového mechanismu PM, který tlačí do bridge mechanismu BM. Namísto pružných kloubů však náhradní mechanismus využívá sevřené válečky K, čímž je eliminováno kritické místo. Náhradní piezo mechanismus je tak složen z více částí, které jsou uloženy v rámu R. Sevření mezi jednotlivými částmi mechanismu a rámem R je navozeno dvěma pružinami S. Kontakt s horní deskou HD je realizován přes kuličku KL. Oproti piezo mechanismu PZM s pružnými klouby lze očekávat větší vůli a horší rozlišení. Proto je toto řešení uvažováno jako záložní.



Obrázek 3.22: Konceptní řešení náhradního mechanismu. R - rám mechanismu, K - klouby, PZ - piezo, S - pružiny, KL - kulička.





## 4. Návrh řídicího softwaru a testování stolku

Pro řízení motorizovaného stolku je třeba sestavit řídicí software, který bude použit při testování stolku po jeho sestavení. Software byl vytvořen v programovacím prostředí LabView [51]. Při jeho návrhu je třeba vycházet z rozhraní řídicí elektroniky použité pro ovládání krokových motorů, elektroniky pro ovládání piezo aktuátorů a elektroniky pro komunikaci s enkodéry. Řídicí software je navržen modulárně.

### 4.1 Návrh řídicího softwaru

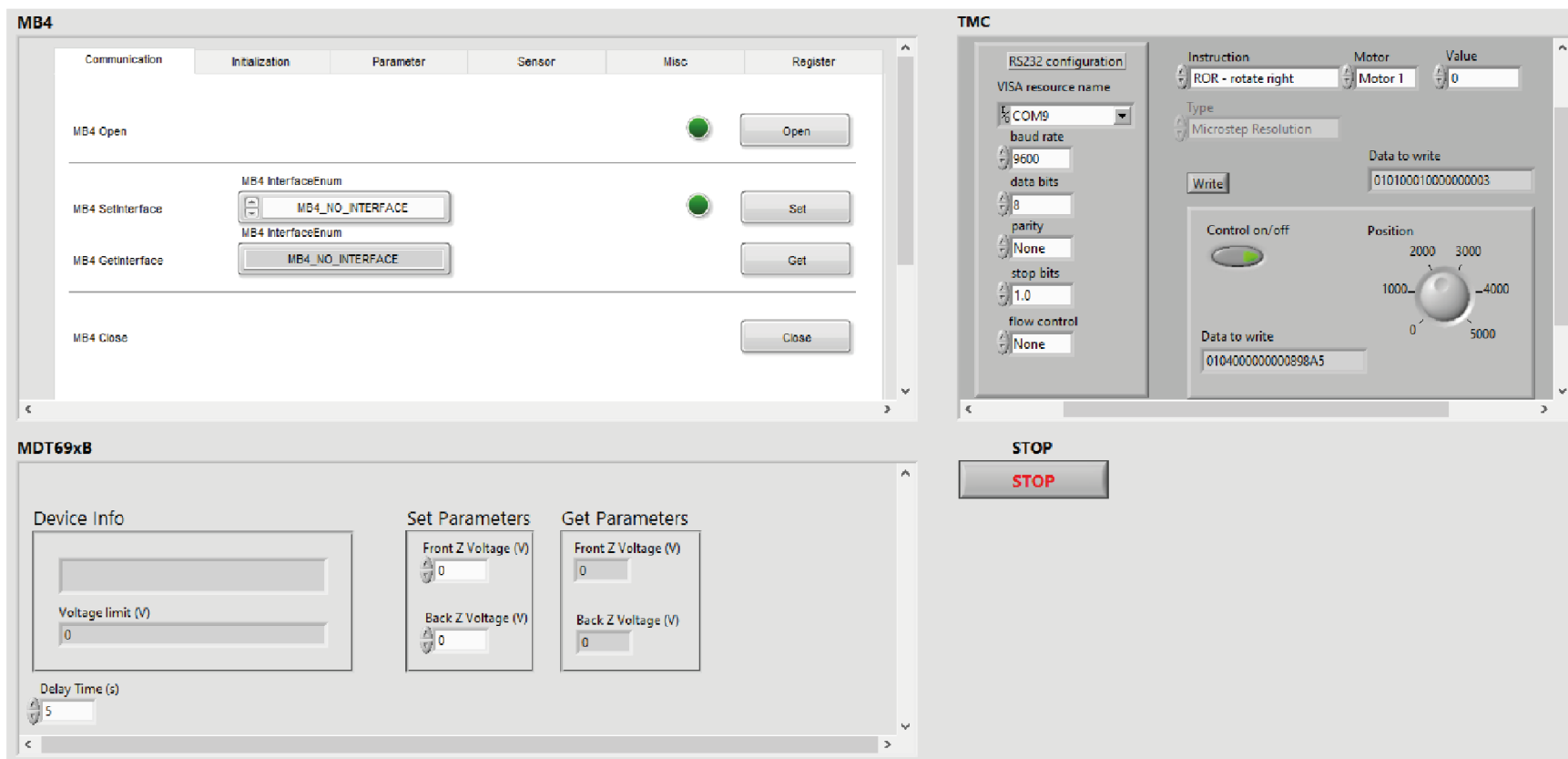
První modul je určen k ovládání obou krokových motorů příčných posuvů. K tomu bude použita řídicí deska TCM-3212-TMCL od společnosti Trinamic [52], která bude s počítačem komunikovat přes sériovou sběrnici RS232. Program k jejich ovládání je založen na demonstračním softwaru TMC\_module\_control.VI společnosti Trinamic. Tento modul využívá nástrojů knihovny VISA, které jsou implementovány přímo v LabView. Před spuštěním modulu je nejprve nastavena komunikace po sériové lince, následně jsou při běhu modulu postupně překládány instrukce uživatele do šestnáctkové soustavy a jako textový řetězec zapisovány na sériovou linku. Postupným zadáváním příkazů na řídicím panelu modulu lze ovládat krokové motory. Nad rámec běžných příkazů nastavujících velikost a směr rotace motorů byl modul doplněn o příkaz umožňující nastavení mikrokrokování.

Druhým modulem lze ovládat obě pieza, umožňující pohyb v ose  $z$ . K jejich řízení bude použit tříkanálový modul MDT693B od firmy Thorlabs [38], který je k počítači připojen přes sériovou sběrnici USB. Software pro jejich řízení je založen na knihovně MDT\_COMMAND\_LIB\_win32.dll, kterou výrobce poskytuje pro komunikaci s modulem MDT69xB. Schéma tohoto modulu je obdobné. Prvně je nastavena komunikace s řídicím modulem, následuje smyčka, umožňující kontinuálně nastavovat napětí na obou piezech nezávisle. Kontrola reálného napětí na piezech je zobrazena na řídicím panelu modulu.

Enkodéry od firmy Renishaw [31] budou s počítačem propojeny přes tři adaptéry MB4U od firmy IC-Haus [53], které jsou vybaveny sériovou sběrnici USB. Modul pro komunikaci s enkodéry je založen na knihovně MBL4\_1SL\_INTERFACE.dll a demonstračním softwaru, který je napsán rovněž firmou IC Haus [53]. Modul pro komunikaci s enkodéry je řešen pomocí funkcí ke správě fronty příkazů, které jsou v LabView implementovány. Těmi jsou ku příkladu příkazy k volbě aktivního adaptéru, zahájení komunikace s ním, nastavování požadovaných hodnot, vyčítání hodnot a také k ukončení komunikace s adaptérem.

Řídicí panely zmiňovaných modulů jsou integrovány do nadřazeného programu a jsou zobrazeny v jednotlivých oknech viz obr. 4.1. K tomu bylo použito nástrojů LabView

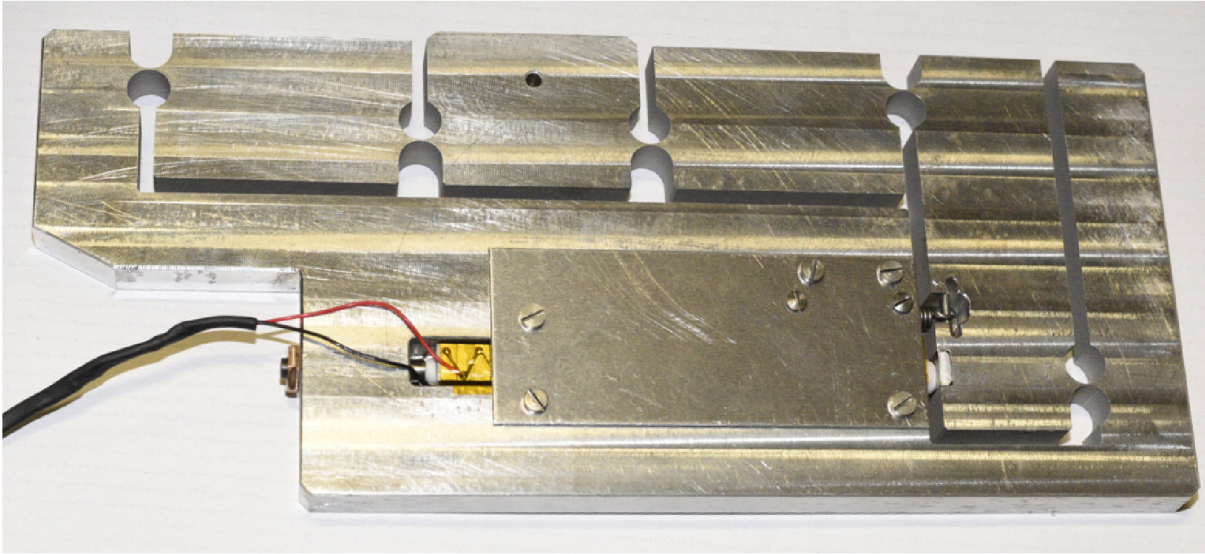
k řízení aplikací. To umožňuje jejich společné spuštění, ovládání, a také ukončení jejich běhu. Aby byl každý modul ukončen korektně, je nadřazený program vybaven tlačítkem stop. To zapisuje svůj stav do globální proměnné, kterou zmíněné moduly průběžně čtou. V okamžiku, kdy je požadováno ukončení programu, ukončí moduly svoji činnost a dojde k přerušení komunikace s hardwarem. Vzhledem k tomu, že stolek není v současnosti vyroben, bude tento program teprve testován.



Obrázek 4.1: Ovládací panel řídicího softwaru motorizovaného stolku, skládající se ze subpanelu MB4 pro komunikaci s třemi použitými enkodéry, subpanelu TMC pro ovládání obou krokových motorů a ze subpanelu MDT69xB pro řízení pohybu obou piezo aktuátorů.

## 4.2 Testování stolku

Některé části mikroskopu Q-Phase, na které bude stůl navazovat, nejsou doposud navrženy (rám mikroskopu, mechanismus pro výměnu objektivů, atd.). Z tohoto důvodu tedy nemá význam celý stůl vyrábět. Nelze totiž vyloučit, že některé jeho části bude nutné v budoucnu kvůli návaznostem upravit. Vyrobeno proto byla pouze kritická část stolku - sestava piezo aktuátoru AZ. Jedná se o experimentální návrh, jehož funkčnost je nutno otestovat. Jeho vyrobená a složená sestava je zobrazena na obr. 4.2.



Obrázek 4.2: Sestava piezo aktuátoru pro pohyb v ose  $z$ .

Nejprve bylo nutné zajistit hladký chod všech částí aktuátoru AZ. Poté byla do piezo mechanismu PZM vlepena závitová matice ZM pro justáž polohy pieza PZ. Drážka, ve které je piezo PZ v mechanismu PZM uloženo, byla kvůli bezpečnosti polepena kaptonovou páskou. Následně byl celý aktuátor AZ sestaven.

Pro testování bylo piezo PZ připojeno k modulu MDT693B [38], který na něj umožňuje přivádět napětí v rozmezí (0 – 150) V. V závislosti na přivedeném napětí se piezo PZ protahovalo v maximálním rozsahu  $\Delta l_{PZ} = 0,1$  mm, který uvádí jeho výrobce. Opakovaným měřením byl zjištěn reálný rozsah pohybu aktuátoru AZ v ose  $z$   $\Delta z = 1,6$  mm. Jedná se přibližně o polovinu minimálního požadovaného rozsahu  $\Delta z_{min} = 3$  mm. Faktor zesílení aktuátoru AZ pro skutečný rozsah je  $A = 16$ .

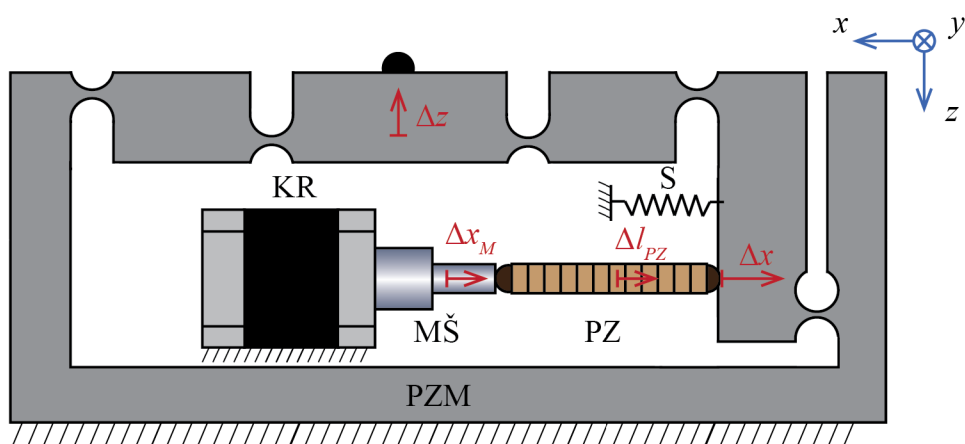
Podle kinematické studie, která nebere v potaz deformace mechanismu PZM, by rozsah pohybu aktuátoru AZ měl být  $\Delta z = 4,3$  mm, čemuž odpovídá teoretický faktor zesílení  $A_T = 43$ . Podle deformační analýzy byl pak tento rozsah snížen na  $\Delta z = 3,68$  mm, čemuž odpovídá faktor zesílení přibližně  $A_T = 37$ . Bylo tak počítáno s rezervou vůči vyžadovanému rozsahu pohybu přibližně 20 %. V mechanismu PZM tak pravděpodobně dochází k dalším deformacím, které nešlo na základě analýz dopředu předvídat, a které výrazně snižují dosažitelný rozsah piezo aktuátoru AZ.

Při testování aktuátoru AZ bylo za pomoci pohybu justážního šroubu JS dále zjištěno, že piezo mechanismus PZM je schopen dosáhnout minimálního požadovaného rozsahu  $\Delta z_{min} = 3 \text{ mm}$ . K tomu je však potřeba, aby piezo PZ vykonalo protažení v rozsahu přibližně  $\Delta l_{PZ} = 0,25 \text{ mm}$ . Jeho reálný rozsah je však pouze  $\Delta l_{PZ} = 0,1 \text{ mm}$ , a tudíž nedostatečný.

#### 4.2.1 Opravené řešení piezo aktuátoru

Vyrobený piezo aktuátor AZ i tak umožňuje velmi rychlou změnu polohy v ose  $z$  v rozsahu  $\Delta z = 1,6 \text{ mm}$ . Tento rozsah je dostatečný pro ostření. Pravděpodobně by však neumožňoval bezkolizní výměnu objektivů. K tomu není vyžadováno tak vysoké rozlišení pohybu, jako v případě ostření. Je však potřeba dostatečný rozsah posuvu, aby při výměně nedošlo ke kolizi objektivu s vložkou V pro mikrotitrační destičku MD. Samotný piezo mechanismus PZM je schopen dosáhnout požadovaného rozsahu. Je však nutné zvýšit skutečný rozsah pohybu pieza PZ vůči páce piezo mechanismu PZM o minimálně  $0,15 \text{ mm}$ .

Možné řešení problému s rozsahem piezo aktuátoru AZ bylo již zmiňováno v úvodu části 3.2. Nyní je tento návrh zpracován do fáze koncepčního řešení. Koncepční návrh náhradního řešení je zobrazen na obr. 4.3. Piezo aktuátor AZ je doplněn o krokový motor KR s šroubem a maticí s jemným stoupáním MŠ. Základní princip aktuátoru AZ zůstává beze změny. Piezo PZ tlačí na páku piezo mechanismu PZM. Změnou své délky v rozsahu  $\Delta l_{PZ} = 0,1 \text{ mm}$  piezo PZ obstarává rychlý posuv aktuátoru AZ v ose  $z$  v rozsahu  $\Delta z_{PZ} = 1,6 \text{ mm}$  s vysokým rozlišením pohybu. Krokový motor KR otáčí s šroubovým posuvem MŠ. Šroub MŠ se vysouvá v rozsahu  $\Delta x_M$  a tlačí na piezo PZ, čímž zvyšuje celkové posunutí páky piezo mechanismu PZM na  $\Delta x = \Delta l_{PZ} + \Delta x_M$ . Tím je zvýšen i celkový rozsah piezo aktuátoru  $\Delta z$ . Piezo PZ tak zajišťuje jemný posuv stolku při ostření a krokový motor KR zajišťuje hrubý posuv stolku při výměně objektivu.



Obrázek 4.3: Náhradní řešení piezo aktuátoru doplněného o krokový motor s šroubovým posuvem. PZM - piezo mechanismus, PZ - piezo, S - pružina, KR - krokový motor, MŠ - šroub a matice s jemným stoupáním.

Výhodou konstrukčního uspořádání piezo aktuátoru AZ je fakt, že převádí pohyb

šroubu MŠ a pieza PZ v ose  $x$  na pohyb v ose  $z$ . Díky tomu se přidáním krokového motoru KR nezvýší celková výška stolku. Vzhledem k tomu, že celkový rozsah aktuátoru AZ již není limitován omezeným rozsahem pohybu pieza PZ, je možné zvětšit rameno páky  $z_{PZ}$  mechanismu PZM a snížit tak faktor zesílení jeho pohybu. Tím dojde k poklesu síly  $F_{PZ}$ , kterou piezo PZ působí na páku mechanismu PZM, a zároveň vzroste tuhost celého aktuátoru AZ. Nevýhodou náhradního řešení aktuátoru AZ je jeho složitější řízení, neboť v sobě aktuátor AZ kombinuje dva akční členy.

# Závěr

V rámci této práce byly představeny základní druhy konstrukce stolků používané pro světelnou mikroskopii. Byla prezentována dostupná komerční řešení, u nichž byla posouzena jejich vhodnost pro použití s nově navrhovanou generací CCHM mikroskopu Q-Phase NG. Tento mikroskop pro potřeby automatické justáže a dalších automatizovaných procedur vyžaduje pro manipulaci se vzorkem použití tříosého motorizovaného stolku. Díky ne-standardní konstrukci a specifickým požadavkům však nelze běžné komerční stolky pro tento mikroskop použít. Proto byly definovány požadované parametry stolku a na jejich základě byla představena dvě koncepční řešení. Tyto koncepty byly porovnány a ze zvoleného konceptu bylo vypracováno konstrukční řešení.

Pro konstrukční řešení stolku byly na základě rešerše zvoleny vhodné posuvy. V příčných osách stolku byly použity krokové motory s vodicími šrouby. Pro posuv v ose  $z$  byl navržen piezo aktuátor nové experimentální konstrukce. Pro zajištění jeho funkce byly provedeny pevnostní a deformační simulace v programu Salome Meca. Pro navržené konstrukční řešení byla vypracována technická výrobní dokumentace. Pro řízení stolku byl sestaven software v programu LabView, který bude použit ve fázi jeho testování. Vzhledem k tomu, že mikroskop Q-Phase NG není zatím plně navržen, nelze kvůli návaznostem na některé jeho části celý stolek vyrobit. Byla však vyrobena a sestavena jeho kritická část - piezo aktuátor posuvu v ose  $z$ , u něhož bylo kvůli experimentální konstrukci nutno ověřit funkčnost. Při jeho testování se ukázalo, že piezo aktuátor v rozporu se simulacemi nedosahuje potřebného rozsahu pohybu. Proto bylo navrženo upravené řešení, které tento nedostatek odstraňuje.

Výsledkem této práce je tak konstrukční návrh tříosého motorizovaného stolku, který je možno ovládat přes počítač. Výsledný stolek by na základě teoretických výpočtů měl dosahovat v příčných osách rozlišení pohybu přibližně 150 nm a maximální rychlosti až  $33 \text{ mm s}^{-1}$ . V ose  $z$  by stolek měl umožňovat rychlé přeastřování při vysokém rozlišení pohybu. Skutečné parametry stolku však bude možné zjistit až po jeho sestavení a otestování.





# Literatura

1. TELIGHT HOLDING, s.r.o. *Telight Q-Phase* [online] [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://telight.eu/products/telight-q-phase/>.
2. SLABÝ, Tomáš. *Koherenci řízený holografický mikroskop nové generace*. 2014. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce prof. RNDr. Radim Chmelík, Ph.D.
3. KOLMAN, Pavel. *Koherenci řízený holografický mikroskop*. 2010. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce doc. RNDr. Radim Chmelík, Ph.D.
4. DOSTÁL, Zbyněk. *Automatizované procedury pro Koherenci řízený holografický mikroskop*. 2016. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce prof. RNDr. Radim Chmelík, Ph.D.
5. SLABÝ, Tomáš; KOLMAN, Pavel; DOSTÁL, Zbyněk; ANTOŠ, Martin; LOŠŤÁK, Martin; CHMELÍK, Radim. Off-axis setup taking full advantage of incoherent illumination in coherence-controlled holographic microscope. *Optics Express*. 2013, roč. 21, č. 12, s. 14747. ISSN 1094-4087. Dostupné z DOI: 10.1364/OE.21.014747.
6. TESCAN ORSAY HOLDING, a.s. [online] [cit. 2021-05-08]. Dostupné z: <https://www.tescan.com/>.
7. DOVER MOTION. *Microscope Stages* [online] [cit. 2021-04-11]. Dostupné z: <https://dovermotion.com/products/linear-stages/microscope-stages/>.
8. DOVER MOTION. *Motion Control Handbook* [online] [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://dovermotion.com/resources/motion-control-handbook/accuracy-positioning-systems/>.
9. NEWPORT CORPORATION. *Technical notes* [online] [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://www.newport.com/resourceListing/technical-notes>.
10. PHYSIK INSTRUMENTE, GmbH. *PI Tech Blog* [online] [cit. 2021-04-14]. Dostupné z: <https://www.pi-usa.us/en/tech-blog/>.
11. ABRAMOWITZ, Mortimer; DAVIDSON, Michael W.; OLYMPUS CORPORATION. *Microscope Stages* [online] [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://www.olympus-lifescience.com/en/microscope-resource/primer/anatomy/stage/>.
12. NIKON INSTRUMENTS, Inc. *Nikon Europe* [online] [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://www.microscope.healthcare.nikon.com>.
13. NEWPORT CORPORATION. *Motorized Linear Translation Stage Selection Guide* [online] [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://www.newport.com/g/motorized-linear-translation-stage-selection-guide>.
14. THORLABS, Inc. *XYZ Microscope Stages* [online] [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: [https://www.thorlabs.com/newgrouppage9.cfm?objectgroup\\_id=5458](https://www.thorlabs.com/newgrouppage9.cfm?objectgroup_id=5458).

15. FABIORINALDUS. *Motorized Microscope Stage for Olympus IX50* [online] [cit. 2021-04-14]. Dostupné z: <https://www.instructables.com/Motorized-Microscope-Stage-for-Olympus-IX50/>.
16. PRIOR SCIENTIFIC INSTRUMENTS, Ltd. *Motorized stages* [online] [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <https://www.prior.com/product-category/motorized-stages>.
17. APPLIED SCIENTIFIC INSTRUMENTATION. *XY Inverted Stages* [online] [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <http://www.asiimaging.com/products/stages/xy-inverted-stages/>.
18. ZABER TECHNOLOGIES, Inc. *Motorized Microscope Stages* [online] [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <https://www.zaber.com/products/scanning-microscope-stages>.
19. MÄRZHÄUSER WETZLAR, GmbH. *Motorized microscope stages* [online] [cit. 2021-04-11]. Dostupné z: <https://www.marzhauser.com/en/products/microscope-stages/motorized-microscope-stages.html>.
20. LUDL ELECTRONIC PRODUCTS, Ltd. *Microscope Automation* [online] [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <https://ludl.com/products/>.
21. STANDA, Ltd. *Motorized XY Scanning Stage* [online] [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: [http://www.standa.lt/products/catalog/motorised\\_positioners?item=609&prod=motorized\\_xy\\_microscope\\_stage](http://www.standa.lt/products/catalog/motorised_positioners?item=609&prod=motorized_xy_microscope_stage).
22. PHYSIK INSTRUMENTE, GmbH. *U-780 PILine XY Stage System* [online] [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <https://www.pi-usa.us/en/products/positioning-stages-linear-rotary-motorized-precision/integrated-xy-precision-motorized-stages-planar-xy-stages/u-780-piline-xy-stage-system-with-controller-and-joystick-1000586/>.
23. MAD CITY LABS, Inc. *Nanopositioning Stages* [online] [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <http://www.madcitylabs.com/nanopositioners.html>.
24. CAMPBELL, Robert A.A.; EIFERT, Robert W.; TURNER, Glenn C. Openstage: A low-cost motorized microscope stage with sub-micron positioning accuracy. *PLoS ONE*. 2014, roč. 9, č. 2. ISSN 19326203. Dostupné z DOI: 10.1371/journal.pone.0088977.
25. BROOKS LIFE SCIENCES. *Microplate* [online] [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://www.brookslifesciences.com/>.
26. BORN, Max; WOLF, Emil. *Principles of optics*. 7th extended edition. Cambridge: Cambridge University Press, 2002. ISBN 0521642221.
27. SCHWERTZ, Katie; BURGE, J. H. Cost and performance trade-offs for commercially available linear stages. In: *Optical System Alignment, Tolerancing, and Verification IV*. San Diego: SPIE, 2010, sv. 7793. ISBN 9780819482891. ISSN 0277786X. Dostupné z DOI: 10.1117/12.868245.

28. GLÉZL, Štefan; KAMARÁD, Josef; SLIMÁK, Ivan. *Přesná mechanika*. 1. vydání. Bratislava: Alfa, 1992. ISBN 80-05-00972-0.
29. THOMSON [online] [cit. 2021-04-18]. Dostupné z: <https://www.thomsonlinear.com/en/index>.
30. HELIX LINEAR TECHNOLOGIES. *Helix Linear Technologies Blog* [online] [cit. 2021-04-24]. Dostupné z: <https://www.helixlinear.com/blog/>.
31. RENISHAW PLC [online] [cit. 2021-04-17]. Dostupné z: <https://www.renishaw.com/en/position-and-motion-control--6331>.
32. EWELLIX [online] [cit. 2021-04-17]. Dostupné z: <https://www.ewellix.com>.
33. T.E.A. TECHNIK, s.r.o. [online] [cit. 2021-04-23]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/membranove-spojky/>.
34. FREUDENBERG SEALING TECHNOLOGIES - DICHTOMATIK [online] [cit. 2021-04-27]. Dostupné z: <https://ecatalog.fst.com/seals/dichtomatik/>.
35. ORIENTAL MOTOR, Ltd. [online] [cit. 2021-04-25]. Dostupné z: <https://www.orientalmotor.eu/>.
36. HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. *Fyzika*. 2. přeprac. vydání. Ed. DUB, Petr. Brno: VUTIUM, 2013. ISBN 978-80-214-4123-1.
37. DR. JOHANNES HEIDENHAIN, GmbH [online] [cit. 2021-05-02]. Dostupné z: <https://www.heidenhain.com/>.
38. THORLABS, Inc. [online] [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: <https://www.thorlabs.com/>.
39. SODEMANN INDUSTRIE, A/S [online] [cit. 2021-04-30]. Dostupné z: <https://www.sodemann-pruziny.cz/>.
40. ZICHA, Daniel. *Kompaktní sestava kultivačních komůrek pro holografickou mikroskopii*. CEITEC, Vysoké učení technické v Brně. Funkční vzorek VUT 166002. 2020.
41. ANTOŠ, Martin. Vlastnosti pružinového kloubu obdélníkového průřezu. *Jemná mechanika a optika*. 2006, roč. 51, č. 10, s. 283–285. ISSN 0447- 6441.
42. ŠKRABALOVÁ, Denisa. *Holografický modul pro světelnou mikroskopii*. 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Zbyněk Dostál, Ph.D.
43. KIZIROGLOU, Michail E.; TEMELKURAN, Burak; YEATMAN, Eric M.; YANG, Guang Zhong. Micro Motion Amplification - A Review. *IEEE Access*. 2020, roč. 8, s. 64037–64055. ISSN 21693536. Dostupné z DOI: 10.1109/ACCESS.2020.2984606.
44. DASSAULT SYSTÈMES SOLIDWORKS CORPORATION [online] [cit. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://www.solidworks.com/>.
45. CODE ASTER [online] [cit. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://www.code-aster.org/>.

46. BUSTA, Michal. *Analýza využití řešiče Code Aster při řešení mezního stavu únavové pevnosti*. 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Petr Vosynek, Ph.D.
47. PTÁČEK, Tomáš. *Využití výpočtového prostředí Salome Meca při řešení úloh mechaniky těles*. 2018. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Petr Vosynek, Ph.D.
48. MAT WEB. *Aluminium 7075 material property data* [online] [cit. 2021-05-19]. Dostupné z: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c51b7d&ckck=1>.
49. SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. *Konstruování strojních součástí*. 1. vydání. Ed. HARTL, Martin et. al. Brno: VUTIAM, 2010. ISBN 9788021426290.
50. *Hliníkové profily, hliníkové plechy - e-shop* [online] [cit. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://www.ehlinik.cz/>.
51. NATIONAL INSTRUMENTS, Corp. [online] [cit. 2021-05-18]. Dostupné z: <https://www.ni.com/cs-cz.html>.
52. TRINAMIC [online] [cit. 2021-04-18]. Dostupné z: <https://www.trinamic.com/>.
53. IC-HAUS [online] [cit. 2021-04-18]. Dostupné z: <https://www.ichaus.de/>.