

Diplomová práce

Topologická optimalizace vybraných částí navíjecího zařízení

Studijní program:

N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce:

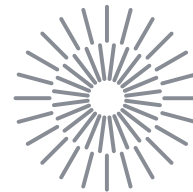
Bc. Michal Bárta

Vedoucí práce:

Ing. Petr Žabka, Ph.D.

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Liberec 2024



Zadání diplomové práce

Topologická optimalizace vybraných částí navíjecího zařízení

Jméno a příjmení:

Bc. Michal Bárta

Osobní číslo:

S22000226

Studijní program:

N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení

Zadávající katedra:

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Akademický rok:

2023/2024

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte rešerši způsobů počítačové podpory návrhu strojních dílů.
2. Identifikujte možné stavy zatížení vybraných dílů při navíjení.
3. Pomocí zvolené metody proveďte návrh geometrie vybraných dílů.
4. Finální návrh ověřte výpočtem a experimentem.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy: 45
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: čeština

Seznam odborné literatury:

- [1] MILUČKÝ, Ján. *Návrh univerzálního navíjecího zařízení*. Liberec, 2020. Bakalářské práce. Technická univerzita v Liberci.
[2] BENDSØE, Martin Philip a SIGMUND, Ole. *Topology optimization: theory, methods, and applications*. Berlin: Springer, 2004. ISBN 3-540-42992-1.
[3] TYFLOPOULOS, Evangelos, David FLEM, Martin STEINERT a Anna OLSEN. *State of the art of generative design and topology optimization and potential research needs*. NordDesign 2018

Vedoucí práce: Ing. Petr Žabka, Ph.D.
Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Datum zadání práce: 21. listopadu 2023
Předpokládaný termín odevzdání: 31. května 2025

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

L.S.

doc. Ing. Martin Bílek, Ph.D.
garant studijního programu

Prohlášení

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

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

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

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

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

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

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

Topologická optimalizace vybraných částí navíjecího zařízení

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá topologickou optimalizací vybraných částí speciálního navíjecího zařízení. V práci je obsažena rešerše počítačové podpory návrhu strojních dílů včetně metod přístupu k aplikaci topologické optimalizace. Jsou popsány vybrané součásti a identifikovány zatěžující stavy, které jsou konkrétně určeny pomocí výpočtů nebo experimentem. Jedním z hlavních faktorů jsou vibrace způsobené navíjením. Dále práce zobrazuje vytvoření modelů, které tvoří základ pro topologickou optimalizaci s ohledem na provedenou rešerši. Je provedena série topologických optimalizací a je pospáno porovnání vytvořených variant. Vybrané varianty jsou následně vyrobeny, nainstalovány do funkčního navíjecího zařízení a ověřeny v provozu.

Klíčová slova

Topologická optimalizace, speciální navíjecí zařízení, 3D tisk, Altair Inspire, metoda konečných prvků, modální analýza, FFT

Topology optimization of selected parts of winding device

Abstract

This master's thesis deals with the topological optimization of selected parts of a special winding device. The thesis contains research on computer aided design of machine parts including methods of approach to the application of topological optimization. Selected components are described. Load cases are identified and specifically determined by calculations or experiment. One of the main factors is the vibration caused by winding. Furthermore, the thesis shows the creation of models that form the basis for the topological optimization with respect to performer research. A series of topological optimizations are performed and a comparison of the created variants is presented. The selected variants are subsequently fabricated, installed in a working winding device and verified in operation.

Keywords

Topology optimization, special winding device, 3D printing, Altair Inspire, finite element method, modal analysis, FFT

Poděkování

V první řadě bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Žabkovi Ph.D. za odborné rady, pomoc při realizaci měření a za ochotu s čímkoliv poradit.

Dále bych chtěl poděkovat Ing. Jánmu Milučkému za věnovaný čas při realizaci měření a konzultace.

V neposlední řadě děkuji svojí rodině za podporu při celém studiu a obzvlášť děkuji svojí milé ženě Terezii Bártové za podporu a fandovství.

Obsah

1	Úvod.....	12
2	Navíjecí zařízení	13
2.1	Sestava rozvádění	14
2.2	Sestava opěry	14
2.3	Sestava vřetene a přítlaku	15
3	Počítačová podpora návrhu strojních dílů	16
3.1	CAD.....	16
3.2	Computer aided engineering (CAE)	16
3.3	Topologická optimalizace (TO).....	17
3.3.1	Metoda SIMP	17
3.4	Generativní design	19
4	Vybrané části navíjecího zařízení	20
5	Zatěžující stavy a zatížení.....	22
5.1	Rameno	22
5.1.1	Zatěžující stavy	22
5.1.2	Zatížení	25
5.2	Vodič	31
5.2.1	Zatěžující stavy	31
5.2.2	Zatížení	31
5.3	Měření.....	34
5.3.1	Měření přítlaku.....	34
5.3.2	Měření vibrací.....	38
6	MKP Analýza původního řešení	42
6.1	Rameno	42
6.1.1	Statická analýza	42
6.1.2	Modální analýza.....	43
6.2	Vodič	45
7	Příprava dílů pro topologickou optimalizaci	46
7.1	Vybrané materiály	46
7.2	Rameno	46
7.3	Vodič	47
8	Optimalizací, výpočty a jejich dílčí hodnocení.....	49
8.1	Rameno	50

8.1.1	Varianty a jejich dílčí hodnocení.....	50
8.1.2	Porovnání variant a vybrání finálního dílu	53
8.2	Vodič	54
8.2.1	Varianty a jejich dílčí hodnocení.....	54
8.2.2	Porovnání variant a vybrání finálního dílu	55
9	Výroba, montáž a ověření optimalizovaných dílů.....	56
9.1	Rameno	56
9.2	Vodič	60
	Závěr.....	62

Seznam zkratek

{Zkratka}	{Popis zkratky}	{Jednotky}
Ω_t	Vlastní frekvence	[Hz]
k	tuhost	[N/m]
J_s	Moment setrvačnosti	[kg m ⁻²]
g	Gravitační zrychlení	[m s ⁻²]
k_w	bezpečnost	[-]
M_k	Kroutící moment	[N/m]
f	Součinitel smykového tření	[-]
l_k	Délka kontaktu	[m]
d_p	Průměr náboje	[m]
p_{minAL}	Kontaktní tlak od svěrného pouzdra pro Al	[MPa]
$p_{minPA12}$	Kontaktní tlak od svěrného pouzdra pro PA12	[MPa]
m_{mot}	Hmotnost pohonu vřetene	[kg]
$m_{vř}$	Hmotnost vřetene	[kg]
$m_{náv}$	Hmotnost náviny cívky	[kg]
M_{kr}	Jmenovitý kroutící moment pohonu vřetene	[N m]
M_{krp}	Maximální kroutící moment pohonu vřetene	[N m]
F_{bp}	Přítlačná síla při běžném provozu	[N]
$M_{maxpř}$	Maximální kroutící moment motoru přítlaku	[N m]
$M_{maxcelk}$	Maximální moment pohonu přítlaku	[N m]
F_{pzo}	Kritická přítlačná síla	[N]
p_1	Hybnost v čase 1	[N s]
p_2	Hybnost v čase 2	[N s]
t	čas	[s]
m	hmotnost	[kg]
m_d	Hmotnost dutinky	[kg]
m_c	Hmotnost navinuté cívky	[kg]
F_{pnco}	Síla od prudkého nasazení obsluhou	[N]
F_{psco}	Síla od prudkého sundání obsluhou	[N]
F_{tmax}	Kritická síla tahu v přízi	[N]
F_t	Provozní síla tahu v přízi	[N]
a	zrychlení	[m s ⁻²]
φ_{mp}	Natočení motoru přítlaku	[rad]
φ_R	Natočení z rotačního enkodéru	[rad]
M_{khm}	Kroutící moment z hmotnosti ramene	[N m]
m_{r+c}	Hmotnost ramene a cívky	[kg]
r_t	Vzdálenost těžiště	[m]
F_{tr}	Přítlačná síla změřená torzní pružinou	[N]
l_r	Délka ramene	[m]
k_{tm}	Tuhost hřídele z měření	[N/m]
k_t	Tuhost hřídele analyticky	[N/m]
FFT	Rychlá Fourierova transformace	
BESO	Bi-directional evolutionary structural optimization	
ESO	Evolutionary structural optimization	
SIMP	Solid isotropic material with penalisation	
i	Převodový poměr	[-]

CAE	Computer Aided Engineering
MKP	Metoda konečných prvků
CFD	Computational fluid dynamics
MBD	Multi-body dynamics
CAM	Computer Aided Machining
CAD	Computer Aided Design
TUL	Technická univerzita v Liberci
GD	Generativní Design
TO	Topologická optimalizace

1 Úvod

Diplomová práce se zabývá použitím topologické optimalizace (dále TO) na vybrané části speciálního navíjecího zařízení. Navíjecí zařízení obecně slouží k navíjení cívek různých tvarů nebo typů návinu. Toto zařízení, jež je předmětem práce, vzniklo v rámci diplomové práce [1] v roce 2022 na katedře Textilních a jednoúčelových strojů (TUL) s účelem sloužit jako integrovaný prvek ve zvlákňovací lince mimo jiné k navíjení vinutých filtračních vložek z kompozitní nanovláknenné příze (Obrázek 1). Nanovláknenná příze je náchylná na poškození, proto musí být dílčí komponenty uzpůsobeny tak, aby poškozování příze předcházely. Zkoumané zařízení je již druhou vývojovou variantou a v práci jsou uvedeny kromě samotné TO i připomínky pro další možnou úpravu.



Obrázek 1 Filtrační vložka

Topologická optimalizace je dnes už běžnou součástí CAD softwarů, obzvlášť vzhledem k rozšíření aditivních technologií. Obdobně jako u jiných výpočtů je dobré porozumět, jak TO funguje a jak naplno využít jejích možností. TO vybraných dílů si klade za cíl zlepšení některých parametrů, jako je dosažitelná rychlost navíjení a deformační vlastnosti dílu, které mohou vést ke zlepšení kvality návinu. Běžně řešenými problémy u navíjecích zařízení je rychlost navíjení, tuhost konstrukce, konkrétně u tohoto navíjecího zařízení jsou rizikové i vibrace. Výstupem práce jsou funkční optimalizované díly zakomponované do sestavy navíjecího zařízení a otestované v provozu.

V práci je obsažena rešerše způsobů podpory návrhu strojních dílů a rozborem navíjecího zařízení. V další části je obsažena analýza zatěžujících stavů. Ta je podpořena výpočty a experimenty. Zatěžující stavy jsou aplikovány na původní řešení a je provedena simulace metodou konečných prvků, jejíž výsledky jsou následně zhodnoceny. Na díly jsou aplikovány poznatky z rešerše a je vytvořena série topologických optimalizací, ze kterých jsou vytvořeny jednotlivé návrhy a které jsou následně výpočetně ověřeny. Návrhy jsou porovnány a je vybrána finální varianta, která je následně vyrobena, zakomponována do navíjecího zařízení a otestována.

2 Navíjecí zařízení

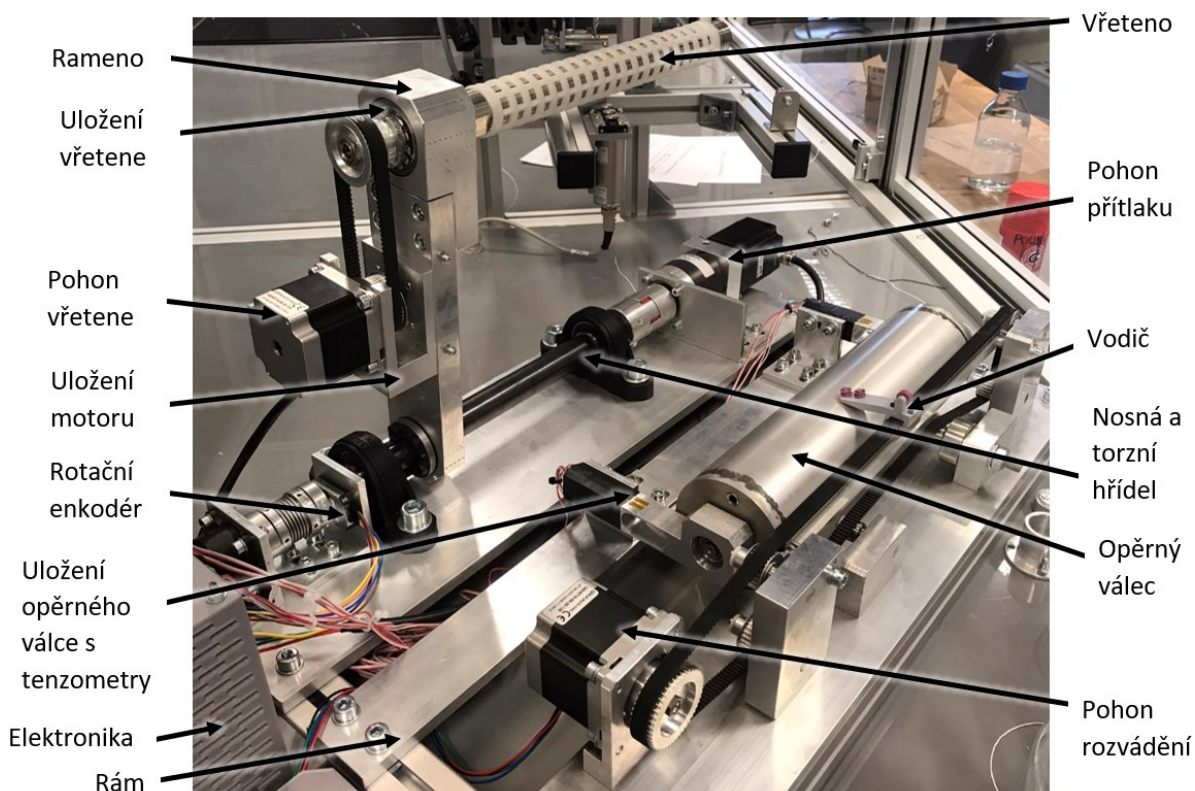
Zařízení slouží k navíjení cívek. Ta je navíjena na plastové dutinky, které jsou uchycené na vřetenu. Běžně navíjené cívky jsou o průměru 60 mm, avšak zařízení je schopné navíjet cívky do průměru 300 mm.

Navíjecí zařízení je rozčleněno do čtyř základních sestav [1] (detailní popis viz Obrázek 2):

- Rám
- Sestava opěry
- Sestava vřetene a přitlaku
- Sestava rozvádění

Na rám jsou uchycené jednotlivé sestavy, které jsou samostatně vyměnitelné. Zároveň je možné je vzájemně vyrovnat, například rovnoběžnost os vřetene a opěrného válce. Všechny výstupy snímačů a řízení elektrických pohonů jsou umístěny na řídicí desce pomocí konektorů.

Navíjecí zařízení je stále částečně ve vývoji a optimalizace, která je cílem této práce směřuje částečně do budoucnosti, kde bude docházet ke zvyšování provozních parametrů stroje, jako je například rychlost rozvádění.



Obrázek 2 Navíjecí zařízení

2.1 Sestava rozvádění

Rozvádění příze je realizováno pomocí hmotného vodiče. Plastový vodič s keramickými kladkami vedený na lineárním ložisku je unášen ozubeným řemenem. Pro pohon je použitý krokový motor.

Základem stávajícího řešení je konstrukce zajišťující nízký otěr příze o její vedení. Vzhledem k náchylnosti nanovlákněné příze na poškození je vedení příze realizováno netradičně pomocí keramických kladek. Běžně by se nabízela možnost realizace pomocí keramického vodiče (Obrázek 3). Mimo to je výhodou možnost systému flexibilně měnit parametry navíjení. Obecně může být rozvádění příze provedeno více způsoby. Alternativou může být například nehmotné rozvádění ve formě válce s drážkami, nebo hmotné pomocí kyvné vidličky [2]. Všechny alternativní řešení mají svoje výhody a nevýhody, ale pro navíjecí zařízení byly při konstrukci vyhodnoceny jako nevyhovující. Například jedna z hlavních výhod nehmotného rozvádění je absence změny směru pohybu vodiče, a tedy i možnost vysokých rychlostí navíjení. Zároveň je zásadní, aby byl výstupní bod vodiče, tedy poslední bod dotyku příze s vodičem, co nejbliž bodu navíjení. Tento parametr má vliv na kvalitu okrajů cívky.

Z této sestavy byl vybrán pro topologickou optimalizaci vodič příze. Vodič byl vybrán k odlehčení z důvodu zvýšení možného zrychlení vodiče. Zrychlení v úvratích při rozvádění příze je běžně řešeným problémem, jelikož je příze cyklicky vedena z jedné strany vřetene na druhou. Aby měla navíjená cívka dobrou stavbu je dobré, aby rychlost vodiče byla mezi úvratěmi ideálně konstantní, což je v realitě nemožné. K dosažení kvalitního návínů je při obrácení směru rychlosti v úvratích zásadní co největší možné zrychlení. Zrychlení je určeno pohonem a setrvačností rozváděcí soustavy. Také tedy hmotností vodiče. Do budoucna by bylo vhodné odlehčit i ostatní pohyblivé díly, například řemenice. Z hlediska topologické optimalizace je ale vodič nejzajímavější, jelikož ostatní součásti jsou běžně kupované díly.



Obrázek 3 keramický vodič [3]

2.2 Sestava opěry

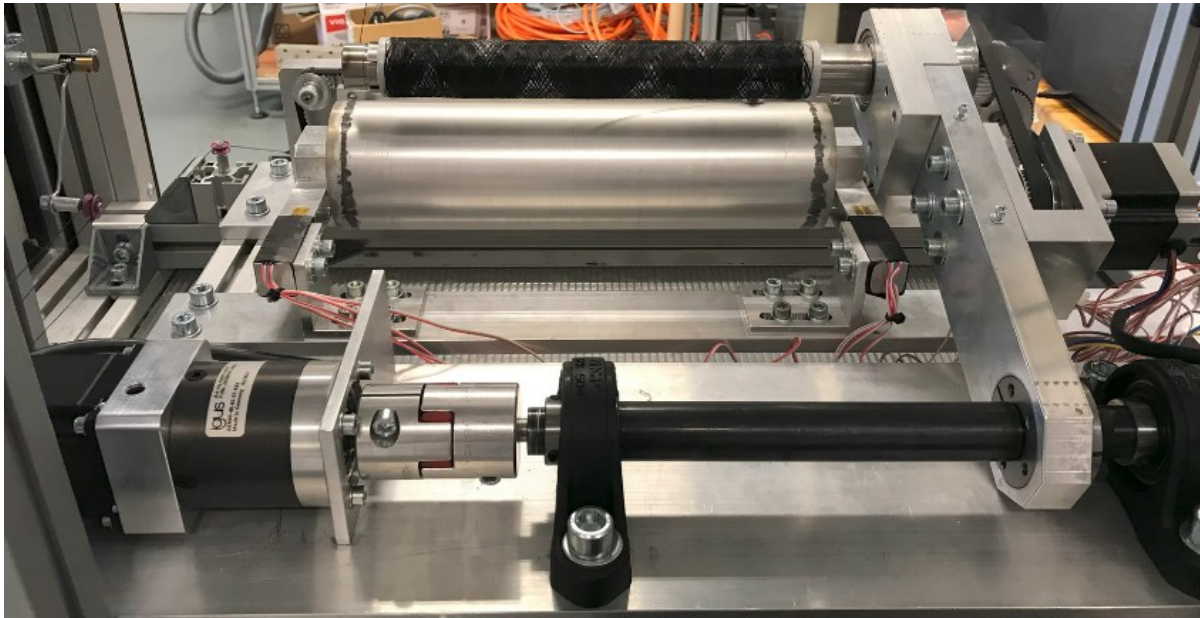
Sestava opěry slouží k podepření cívky při navíjení. Opěrný element je realizován ve formě dutého válce uloženého v kuličkových ložiscích. Zároveň je síla působící na opěrný válec snímána tenzometrickými snímači, které jsou součástí jeho uchycení k rámu. Pomocí těchto snímačů je regulován přítlak.

2.3 Sestava vřetene a přítlaku

Hlavní součástí sestavy je vřeteno, které slouží jako nosič cívky. Vřeteno je poháněno krokovým motorem skrze ozubený řemen typu HTD 3M. Uložené je letmo v rameni pomocí kuličkových ložisek.

Při navíjení je regulován přítlak mezi vřetenem a opěrným válcem, kvůli tvrdosti návinu. Tvrdost návinu má vliv na funkcionalitu filtrační vložky. Přítlak je tvořený krokovým motorem s maximálním kroutícím momentem 2 Nm [4] v kombinaci s planetovou převodovkou s převodovým poměrem $i=40$ [5]. Kvůli možnosti přítlak plynule regulovat je zakomponována torzní hřídel. Celá sestava přítlaku je odtlumená rotačním tlumičem, aby nedocházelo k nežádoucím vibracím. Hlavní nosná součást vřetene je tzv. rameno, na jehož tuhosti závisí přesnost polohy vřetene. Zároveň je u něj důležité sledovat vibrace, které mohou být způsobené i jeho vlastní frekvencí. Rameno je uchycené pomocí svěrného pouzdra k nosné hřídeli, která je přímo propojená s torzní hřídelí. Natočení ramene je měřeno rotačním enkodérem.

Z této sestavy bylo vybráno rameno pro topologickou optimalizaci.



Obrázek 4 Detail na sestavu přítlaku

3 Počítačová podpora návrhu strojních dílů

Počítačová podpora návrhu strojních dílů je komplexní téma a obsahuje tyto základní prvky:

- CAD (Computer Aided Design) – počítačová podpora návrhu
- CAE (Computer Aided Engineering) - počítačová podpora inženýrských analýz
- CAM (Computer Aided Machining) – počítačová podpora obrábění
- A další...

3.1 CAD

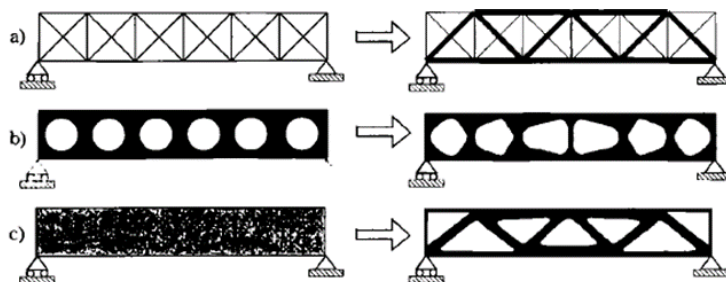
Strojní díly je možné navrhovat více způsoby ať už tradičními nebo progresivními. Jednou z tradičních a nejčastěji používaných metod je tzv. modelování v CAD softwaru s následnou tvorbou výkresové dokumentace. Tímto způsobem se konstruktér musí spolehnout na odhad nebo zkušenost. CAD je nyní už klasickým pomocníkem při návrhu dílů, sestav. Podle konstrukčního záměru a kontextu výroby a použití dílu se využívají dílčí etapy návrhu.

3.2 Computer aided engineering (CAE)

CAE je vhodné pro nejrůznější kontroly a předběžné výpočty dílu, sestav nebo fyzikálních jevů ještě před samotnou výrobou. CAE je rozdělena na 3 fáze: pre-processing, processing a post-processing. Fáze pre-processingu se zabývá tvorbou modelu řešeného problému, což zahrnuje i stanovení okrajových a počátečních podmínek. Fáze procesingu je tvořená samotným výpočtem a fáze post-processingu se zabývá vyhodnocením výsledků.

Existují tyto 3 základní typy: analýza tuhých těles, nejčastěji řešena pomocí MKP (Metoda konečných prvků, též FEM, FEA), CFD (Computational fluid dynamics) k analýze proudění tekutin a MBD (Multi-body dynamics) k práci s mechanismy. Mimo to lze provádět i další analýzy například optimalizace. [6] Pro tuto práci je přínosná kombinace MKP společně s optimalizací.

Optimalizací existuje více druhů – topologická, rozměrová, tvarová, a další (Obrázek 5). Obecně je dána kriteriální funkce, která je buď minimalizována nebo maximalizována s ohledem na okrajové a počáteční podmínky. Topologická optimalizace řeší optimální rozložení hmoty ve stanoveném objemu a na rozdíl od tvarové dokáže měnit i topologii. Rozměrová řeší nejvhodnější např. tloušťku nosníku a tvarová upravuje koncové body (nodes) sítě tak, aby díl splňoval požadovanou funkci. Dále se práce věnuje už pouze topologické optimalizaci.



Obrázek 5 Základní typy strukturálních optimalizací a) rozměrová b) tvarová c) topologická

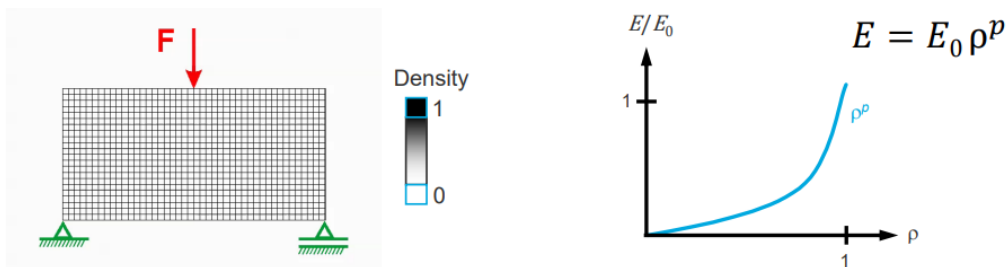
3.3 Topologická optimalizace (TO)

První článek o TO byl publikován v roce 1904, následně v roce 1972 byla teorie rozšířena a v roce 1977 byl položen první základ pro teoretické pozadí TO. Do dneška je TO zkoumána a jsou publikovány články [7]. Rozvoj metody je spojen s možnostmi výpočetního hardwaru a možnostmi výroby.

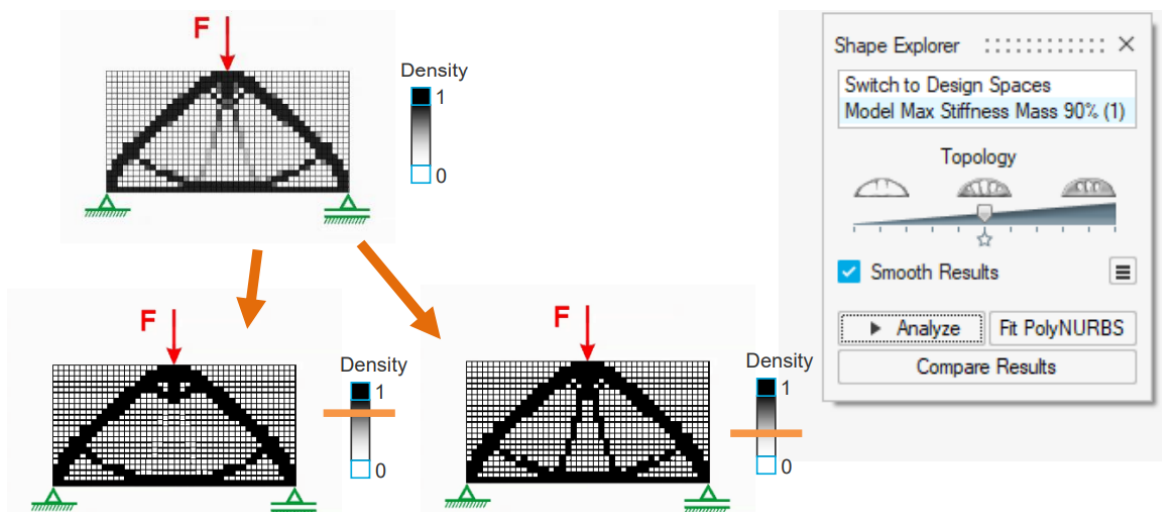
Existuje několik metod TO založených na různých matematických základech. Liší se matematickým popsáním modelu i samotnými algoritmy optimalizace. Nejznámější jsou SIMP (Solid isotropic material with penalisation), ESO (Evolutionary structural optimization) a BESO (Bi-directional evolutionary structural optimization) [7]. Jelikož jsou v použitých sw užívány algoritmy založené na metodě SIMP zaměřím se dále už pouze na ni.

3.3.1 Metoda SIMP

Metoda SIMP je přístup založený na práci s prvky (Element based approach), tedy optimalizovaná oblast je rozdělena na podoblasti (Obrázek 6). Metoda na základě MKP analýzy uděluje jednotlivým elementům hodnotu hustoty materiálu od 0 do 1, kde 0 znamená, že se v elementu materiál nevyskytuje a 1, že se v elementu materiál vyskytuje. Mezi 0 a 1 je Youngův modul pružnosti daného elementu ponížěn skrze danou funkci. Na Obrázek 7 je úroveň hustoty zobrazena ve stupních šedi. Při rekonstrukci těla na základě TO uživatel rozhoduje, jaké hladiny šedé části ponechá nebo vyřadí, tedy zda jim bude udělena hodnota 1 nebo 0 (Obrázek 7). Toto rozhodnutí lze podpořit pomocí FEA, kde je vytvořeno více variant a ty jsou následně porovnány. [8]



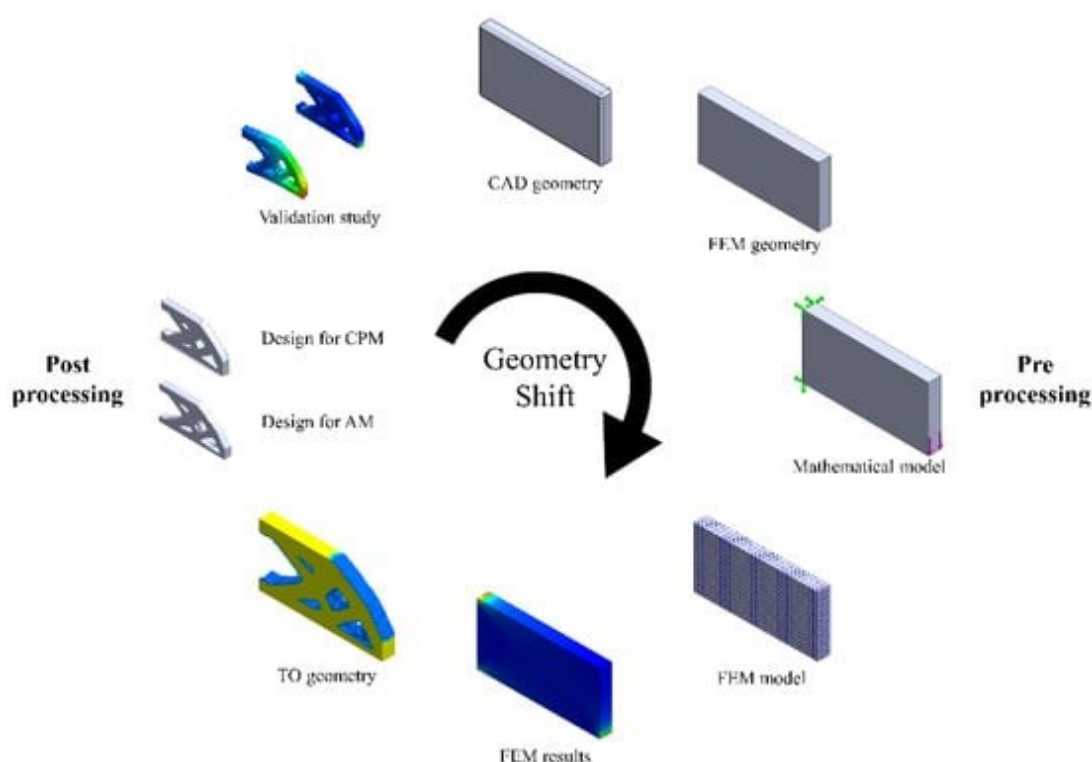
Obrázek 6 rozdělení dílu na elementy a funkce penalizace [8]



Obrázek 7 detailní vysvětlení metody SIMP [8]

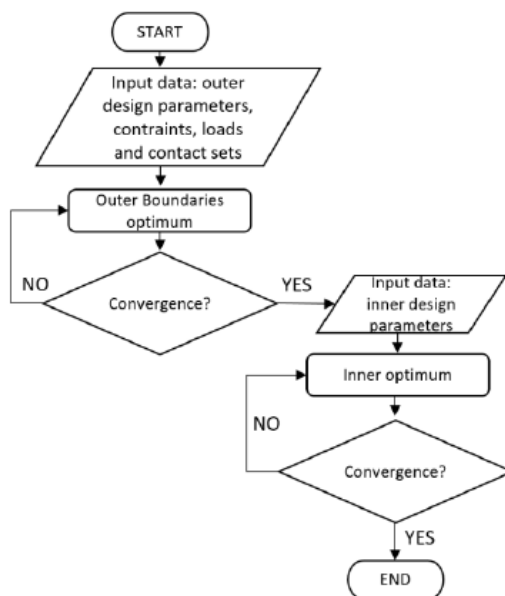
Postup TO (Obrázek 8)

TO je navázaná na CAD i na schopnosti konstruktéra, který určuje vnější konstrukční požadavky, jako je zástavbový prostor nebo uložení dílu. Tedy nejdříve je vytvořena geometrie v CAD prostředí, následně je vytvořen matematický model, ze kterého vychází model MKP. MKP analýza je vytvořena a vychází z ní optimalizovaná geometrie. U té dochází k dříve zmíněnému rozhodování, jakými částmi budou ponechány a jaké odstraněny. Tento výstup je zatím velmi hrubý a je nutné, aby byl zrekonstruován do geometrie odpovídající technologii výroby. Pro tuto rekonstrukci existují různé nástroje, ať už automatické, kde základ tvoří síť proložená obecnými plochami, potom ruční, kde je síť postupně tvořena nebo je požadovaný tvar vytvořen pomocí běžných nástrojů CAD s ohledem na optimalizovaný tvar. Na závěr je zásadní zrekonstruovaný tvar ověřit pomocí FEA.



Obrázek 8 Proces topologické optimalizace [9]

Studie „State of the art of generative design and topology optimization and potential research needs“ [7] se mimo jiné zabývá metodikou TO, kde poukazuje na to, že je mnoho proměnných pro vytvoření celkově optimálního návrhu. TO běžně pracuje na bázi najetí lokálního optima, tedy optima rozložení materiálu, tato studie poukazuje na fakt, že jestli chceme hledat globální optimum, tedy optimální řešení pro celý díl, je nutné se zaměřit i na vnější okrajové podmínky. Ve studii je navržena metoda, nebo návrh nad vylepšením TO a to tzv. dvoustupňovým přístupem (Obrázek 9). Při optimalizaci dílu, pomocí TO je nutné nejprve zvážit všechny vnější okrajové podmínky, týkající se geometrického omezení dílu, například rozmístění kladek u rozváděcího členu pro přízi, samotné uchycení a celkové omezení tvaru součásti. Tyto předpoklady nadále ovlivňují TO tak, že bez nich je její použití neefektivní. Tedy můžeme dosáhnout topologicky optimálního návrhu pro jednu možnost rozmístění kladek, zároveň by ale bylo možné dosáhnout lepšího řešení v případě, že by byly kladky přesunuty do jiné polohy.



Obrázek 9 metodika práce s dvouúrovňovou TO [7]

V další kapitole je krátce představen pojem generativní design (GD) a jeho souvislost s topologickou optimalizací.

3.4 Generativní design

Pojem generativní design se začal rozvíjet převážně s rozvojem aditivních technologií. Generativní design posouvá TO a bere si za cíl usnadnit proces návrhu. Avšak názory na to, jak správně definovat pojem Generativní design se liší [10].

Na rozdíl od TO by se měl GD zabývat počátečním návrhem součásti a být běžnou součástí konstrukce. GD společně s dostatečným výpočetním výkonem může u některých SW poskytnout silný nástroj nejen pro vygenerování samotného tvaru, ale zároveň porovná různé materiály i různé parametry TO, jako je velikost odlehčení i způsoby výroby. Často je GD spojován s využitím Umělé inteligence (AI) a strojového učení (ML) v kombinaci s evolučními algoritmy [11]. Ve fázi post-processingu je stále nutné model upravit tak, aby byl použitelný pro následnou výrobu [10].

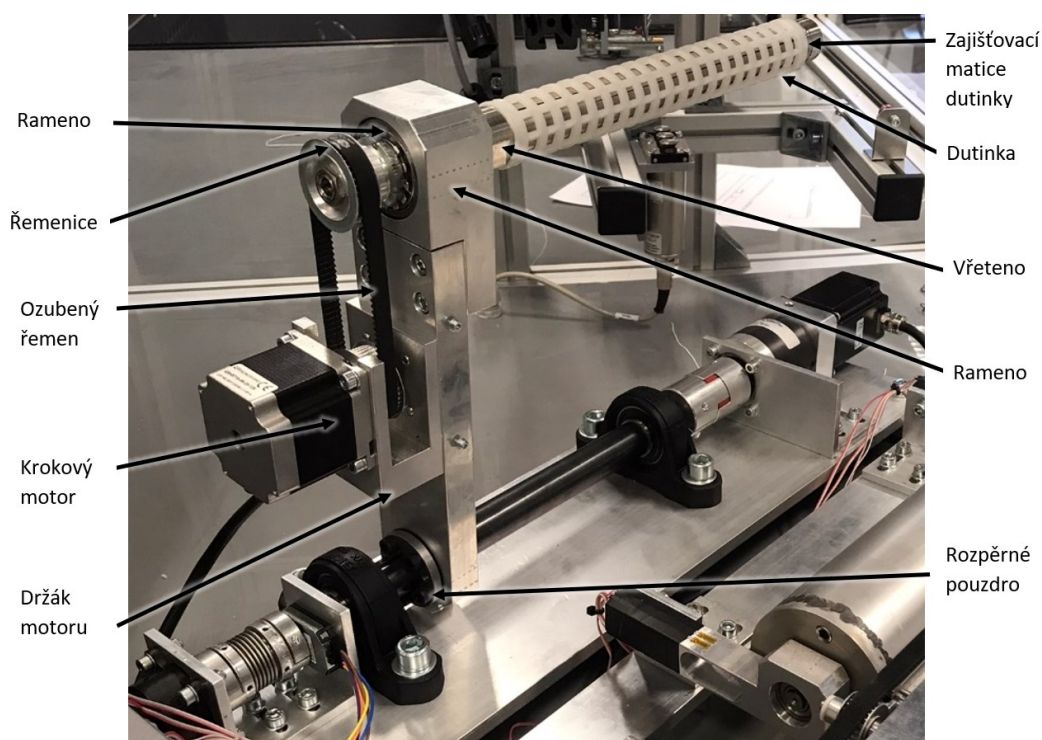
4 Vybrané části navíjecího zařízení

Nejdříve jsou popsány vybrané části navíjecího zařízení, což je vodič a rameno. Jsou určeny jednotlivé zatěžující stavy a pro ně dílčí zatížení, které působí na rameno, respektive vodič. Některé síly musely být určeny nebo ověřeny měřeními, případně MKP výpočtem. Následně jsou zhodnoceny prostory pro vylepšení a parametry pro optimalizaci a jsou provedeny série výpočtů a ověřujících výpočtů. Po zhodnocení variant, které vyplynuli z TO je vybrána varianta, která je následně vyrobená a otestována v reálném provozu.

Rameno

U ramene bylo několik podnětů ke zlepšení vlastností. Zvýšení vlastní frekvence sestavy přítlaku, a vyšší tuhost ramene. Dostatečná tuhost ramene je důležitá pro kvalitu návinu, jelikož při velké deformaci dochází k nerovnoměrnosti přítlaku po délce cívky.

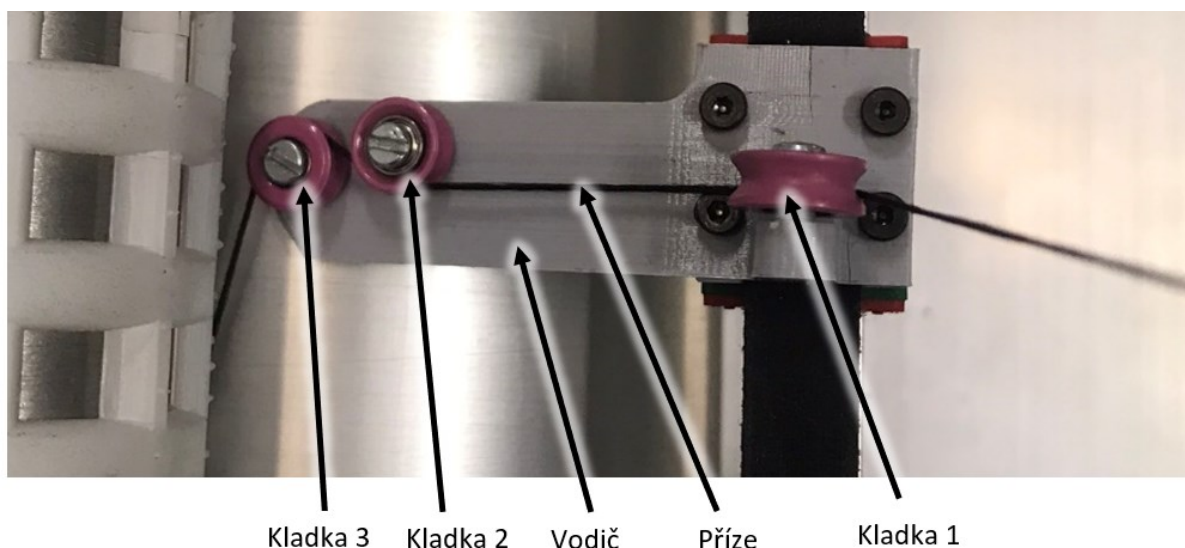
Problém s vlastní frekvencí soustavy je popsán v předešlé práci [2]. Je zde popsána situace, kdy může docházet ke kmitání soustavy a při velkém návinu k nadskakování cívky na opěrném válci. Jako řešení byl použit rotační tlumič na utlumení rezonancí. Vlastní frekvence vychází ze vztahu $\Omega_t = \sqrt{\frac{k}{J_s}}$, kde „ k “ je v tomto případě tuhost torzního hřídele a „ J_s “ je moment setrvačnosti soustavy na něm upevněné. Z tohoto vztahu je patrné, že s vyšším momentem setrvačnosti je snižována i vlastní frekvence soustavy. Tento jev je nežádoucí. Proto je vhodné buď zvýšit tuhost torzní hřídele, nebo snížit moment setrvačnosti soustavy. K odlehčení ramene tedy bylo přistoupeno z důvodu zlepšení tohoto parametru. Zároveň snížením momentu setrvačnosti dojde i k odlehčení zátěže pro motor přítlaku. Zároveň ale není možné odlehčovat neomezeně. Jak bylo zmíněno dříve pro kvalitu návinu je důležitý rovnoměrný přítlak po celé délce a je tedy nutné zachovat dostatečnou tuhost ramene. Topologická optimalizace najde vhodné rozložení hmoty, při které bude tuhost nejlépe zvýšena.



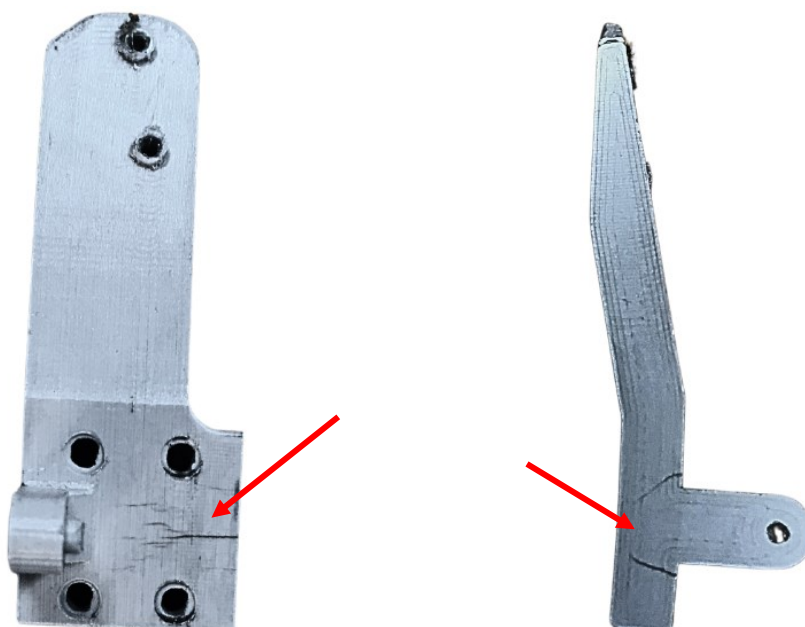
Obrázek 10 Detailní popis ramene

Vodič

U vodiče bylo cílem získat co nejnižší hmotnost a zároveň dostatečnou tuhost, aby nedocházelo ke kolizi s cívkou nebo opěrným válcem. K tomu může přispět i rozložení kladek. Vodič je osazen dvěma kladkami CBR1V Ascotex a jednou CBR2V Ascotex. Ty jsou upěněné šroubem v těle vodiče. Vodič je ke kolejnici připevněn čtyřmi šrouby a svírá zároveň ozubený řemen. Původní vodič váží 4,2 g. Zároveň je vhodné vodič nahradit jiným, jelikož byly na dosavadním vodiči nalezeny praskliny v místech uchycení vodiče a u výstupku k uchycení kladky 1 (Obrázek 12)



Obrázek 11 Původní vodič se zavedenou přízí



Obrázek 12 Viditelné trhliny na původním vodiči ze shora a z boku

5 Zatěžující stavy a zatížení

Zatížení jsou jednotlivé síly nebo momenty působící na danou součást, kdežto zatěžující stav je kombinace různých zatížení, které jsou pro daný stav charakteristické.

Pro TO zásadní určit všechna zatížení, i ta která nejsou na první pohled zřejmá nebo významná. Je vhodné zvážit různé manipulační a montážní stavy, a třeba i nevhodné zacházení obsluhou. Jelikož TO, stejně jako jiné simulace, bere v potaz pouze zatížení, které byla zadána, tudíž může v některých stavech díl bez problému obstát, ale zároveň může v jednom opomenutém prasknout, jelikož se TO odebral potřebný nosný materiál. Z důvodu ověření správně zadaných zatížení je vhodné provést nakonec experiment neboli test v provozu k ověření správnosti simulace. Řešeny jsou jak stavy běžné provozní, tak kritické. Je důležité, aby součást vydržela všechny stavy z hlediska napětí, a zároveň definice běžných stavů slouží ke kontrole, a porovnání chování v běžném provozu.

V následujících kapitolách budou popsány jednotlivé stavy zatížení.

5.1 Rameno

V tabulce níže (Tabulka 1) jsou vypsány jednotlivé zatížení a zatěžující stavy a jejich propojení. Pro rameno bylo určeno 15 zatížení přiřazených 9 zatěžujícím stavům.

Zatížení/Zatěžující stavy	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	svislá poloha s plnou cívkou	běžný provoz	rozběh s plnou cívkou	zásek příze	vypnutí zdroje el. Energie	tlak svěrné pouzdro	tlačení do válce	prudký zdvih	násun dutinky	výsun cívky
1 tlak v náboji od ložisek										
2 tlak vytvořený svěrným pouzdem										
3 síla od předepnutí řemenu										
4 Váha motoru										
5 váha vřetene										
6 váha cívky										
7 Moment způsobený motorem										
8 Moment při zastavení motoru a setrvačnosti cívky										
9 síla mezi vřetenem a opěrným válcem										
10 tahová síla v přízi										
11 kritická síla mezi vřetenem a válcem										
12 síla od zvednutí ramene										
13 Síla od prudkého nasazení cívky										
14 Síla od prudkého sundání cívky										
15 Gravitační zrychlení										

Tabulka 1 Přiřazení zatížení zatěžujícím stavům – rameno

5.1.1 Zatěžující stavy

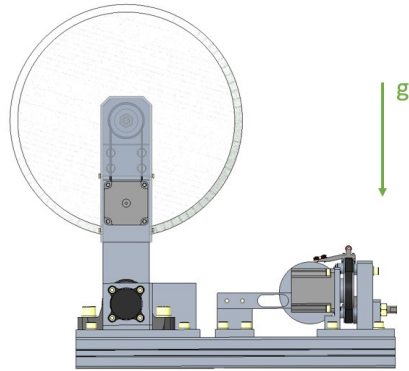
V této kapitole jsou definovány jednotlivé zatěžující stavy včetně přiřazení zatížení. Některá zatížení jsou shodná pro všechny stavy. Tato zatížení jsou níže vypsána. Jelikož se při navíjení mění poloměr cívky, nebo nezávisle na něm natočení ramene, tak je popsáno několik souhrnných poloh, které jsou přiřazené jednotlivým stavům. V některých případech je pro jeden stav stanoveno více poloh. Při započítání různých poloh je tedy určeno 13 zatěžujících stavů.

Ve všech stavech se vyskytuje: předepnutí řemene, tlak od ložisek a gravitace

Polohy:

- 1) Svislá poloha ramene

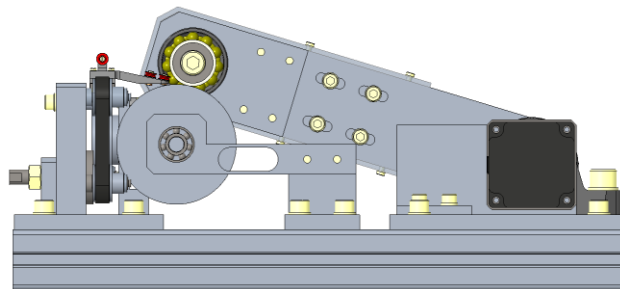
Rameno svírá s horizontální konstrukcí 90° .



Obrázek 13 Svislá poloha ramene

- 2) Kontaktní poloha vřetene a opěrného válce

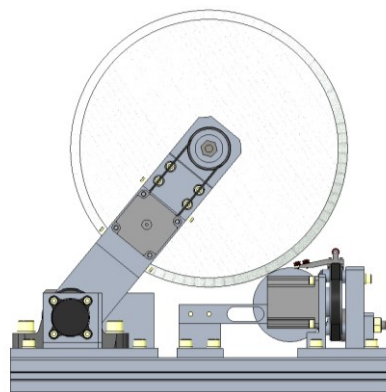
Rameno svírá s horizontální konstrukcí $16,5^\circ$.



Obrázek 14 Kontaktní poloha

- 3) Navinutá cívka – kontakt cívky s opěrným válcem

Rameno svírá s horizontální konstrukcí $50,5^\circ$.



Obrázek 15 Navinutá cívka

0 Svislá poloha s plnou cívkou

Počet poloh: 1 (1)

Tento stav se vyskytuje, když je cívka plně navinutá a zároveň je rameno ve svislé poloze připravené k vyjmutí cívky. Cívka je v klidové poloze. Stav viz Obrázek 13.

1 Běžný provoz

Počet poloh: 2 (2; 3)

Tento stav simuluje běžný provoz zařízení. Tedy vřeteno s dutinkou, respektive cívkou, je přitlačeno k opěrnému válci a probíhá navíjení. Motor je v běhu nebo rozběhu. Tento stav je určen ve dvou polohách. V poloze s prázdnou cívkou a s cívkou plnou.

2 Rozběh s plnou cívkou

Počet poloh: 1 (3)

Tento stav popisuje rozběh motoru s plnou cívkou. Tedy moment setrvačnosti cívky a dalších součástí kladou odpor při rozběhu cívky. Tento stav je vytvořený kvůli kombinaci krutu působícího na uchycení motoru a působení tíhových sil na vřeteno.

3 Zaseknutí příze

Počet poloh: 2 (2;3)

Tento stav zobrazuje zvýšený tah v přízi vlivem jejího zaseknutí. Zároveň cívka bude mít setrvačnost a bude se snažit přetočit motor, což povede k působení krutu na uložení motoru.

4 setrvačnost cívky

Počet poloh: 1 (3)

Navíjení je v pohybu, ale nějakou okolností dojde k náhlému zastavení motorů. Převážně cívka, ale i další součásti mají hybnost, kterou zachytí pohon vřetene, respektive jeho uložení.

5 tlak od svěrného pouzdra

Počet poloh: 1

Rameno je uchycené v rozpěrném pouzdra, které vytváří kontaktní tlak. Tento stav slouží ke kontrole pevnosti objímky v místě uložení. Tento stav je popsán zvlášť, jelikož je při simulacích ostatních stavů použita fixní vazba v místě svěrného pouzdra. Tím je vytvořena absolutně tuhá plocha, na kterou nelze zadat tlak a očekávat kvalitní výsledky. Proto je v tomto stavu vytvořena vazba v uložení ložisek a aplikován tlak od svěrného pouzdra.

6 tlačení do válce

Počet poloh: 1 (2)

V případě, že nastane chyba v řízení navíjecího zařízení a vřeteno bude tlačit nekontrolovatelně do válce. Včetně spolupůsobení běžných sil.

7 prudké zvednutí

Počet poloh: 2 (2; 3)

Obsluha zvedne prudce rameno za konec vřetene. Působí běžně statické síly

8 nasazení dutinky

Počet poloh: 1 (1)

Tento stav nastane při obsluze při prudkém nasazení prázdné dutinky. Spolupůsobení běžných sil.

9 vysunutí cívky

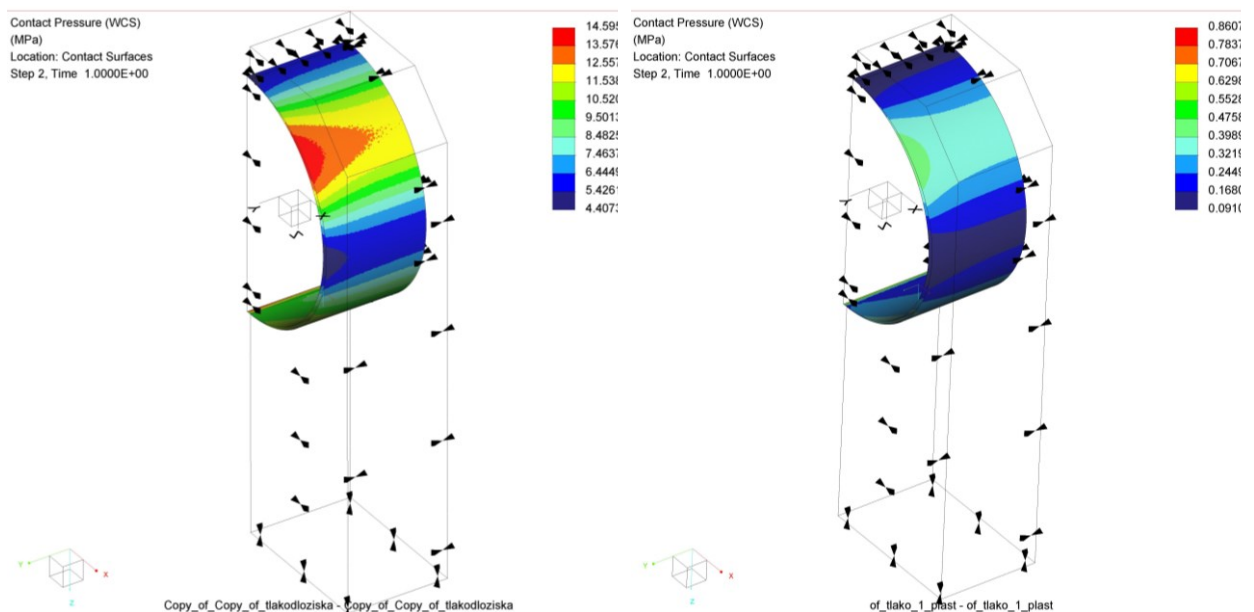
Počet poloh: 1 (1)

V tomto stavu je sundávána plná cívka. Dutinky nejde snadno sundat, kvůli špatnému uvolnění rozpěrného kužele. Obsluha cuká s cívkou. Včetně běžných sil.

5.1.2 Zatížení

Tlak v náboji od ložisek

Ložiska, ve kterých je upevněno vřeteno jsou uložena s přesahem. Toto uložení, ze své podstaty způsobuje napětí. Vzhledem k tomu, že je toto napětí obtížně měřitelné, bylo k určení modelové hodnoty použita metoda konečných prvků. Vzhledem k symetrii úlohy, byla simulace zjednodušena na poloviční model. Simulace byla provedena ve formě kontaktní úlohy. Na stávajícím rameni byl předepsán přesah s hodnotou $0,25 \mu\text{m}$. Úloha byla provedena pro dva různé materiály – slitina hliníku (dále Al) a PA12. Výpočet byl proveden v SW CREO simulate. Kontaktní napětí pro Al bylo stanoveno na 14,6 MPa a pro PA12 0,44 MPa (Na Obrázek 16 je max napětí 0,86 MPa, to je však v singularitě.).



Obrázek 16 simulace tlaku v náboji od ložisek – zleva: Slitina hliníku, PA12

Tlak vytvořený svěrným pouzdrem

Tlak je vytvořený svěrným pouzdrem BK13 22x47 [12]. Opět vzhledem k jiným vlastnostem PA12 a slitině hliníku bude tlak počítán pro oba materiály.

Tlak nutný pro přenesení požadovaného momentu je dán vztahem [13]:

$$p_{min} = \frac{2 k_w M_k}{\pi f l d_p^2}, \text{ kde} \quad (1)$$

k_w ... bezpečnost $\Rightarrow k_w = 2$

M_k ... maximální přenášený kroutící moment $\Rightarrow M_k = 80 \text{ Nm}$

f ... součinitel smykového tření \Rightarrow pro ocel – hliník/PA $f = 0,61 / 0,3$

l ... délka kontaktu $\Rightarrow l = 17 \text{ mm}$

d_p ... průměr náboje $\Rightarrow d_p = 47 \text{ mm}$

Po dosazení:

$$p_{minAL} \cong 4,5 \text{ MPa}$$

$$p_{minPA12} \cong 9 \text{ MPa}$$

Síla od předeprnutí řemenu

Síla od předeprnutí řemenu působí jak na uchycení motoru pro pohon vřetene, tak na uložení vřetene v ložiscích. Napínací síla řemene je předeprnána jako 2 N. Tato hodnota byla použita pro výpočet.

Váha pohonu vřetene

Motor z datasheetu od výrobce váží:

$$m_{mot} = 0,7 \text{ kg}$$

Toto zatížení působí ve všech provozních stavech. Avšak působí v různých směrech vzhledem k natočení ramene. Hmotnost motoru je nahrazena blokem o odpovídající hmotnosti vzhledem k tomu, že v realitě funguje motor částečně i jako vyztužující prvek, tudíž nahradit motor pouze hmotným bodem by bylo nedostačující.

Váha vřetene

Váhu sestavy vřetene byla odečtena z CREO parametric:

$$m_{vř} = 1,24 \text{ kg}$$

Toto zatížení působí ve stavech, kde není vřeteno nijak podeprné. Hmotnost vřetene je nahrazena silou v jeho těžišti a spojena fixní vazbou s uložení v rameni. Směr působení závisí na natočení ramene.

Váha návínu

Maximální váha cívky byla převzata z konstrukční práce [1]

$$m_{náv} = 5 \text{ kg}$$

Toto zatížení působí ve stavech, kde není vřeteno nijak podeprné. Hmotnost cívky je nahrazena silou působící v jejím těžišti. Směr působení závisí na natočení ramene.

Moment způsobený motorem pro pohon vřetene

Toto zatížení je vyvinuté při rozběhu motoru nebo při kritickém zastavení cívky. Na otáčení vřetene je použitý krokový motor QSH5718-56-28-126. Tento krokový motor má maximální kroutící moment

$$M_{kr} = 1,26 \text{ Nm. [14]}$$

Krátkodobě může být motor přetížen o koeficient $k_p = 50\%$, tedy na hodnotu:

$$M_{krp} = M_{kr} \cdot k_p = 1,26 \cdot 1,5 = 1,89 \text{ Nm} \quad (2)$$

Moment z rovnice (2) bude použit pro výpočet, jelikož je to maximální moment, který motor může vyvinout, nebo může být vyvinut na motor. Tato síla působí na uchycení motoru.

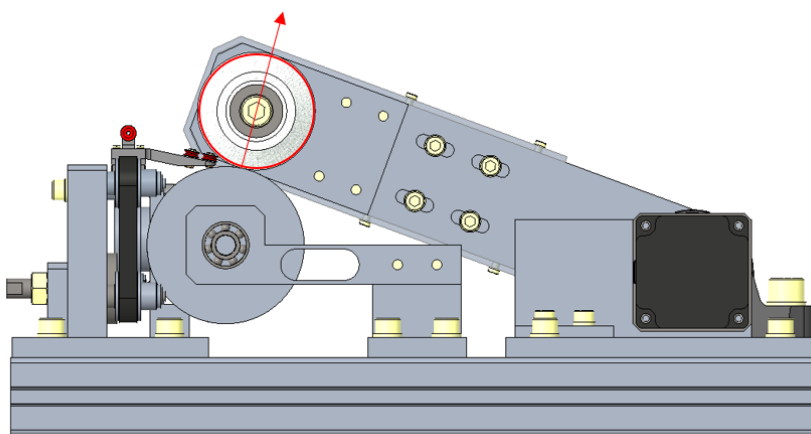
Moment při zastavení motoru a setrvačnosti cívky

V případě setrvačnosti cívky a prudce zastaveném motoru bude na uložení motoru působit síla stejné velikosti jako v předchozím případě ale opačného smyslu.

Přítlačná síla při běžném provozu

Síla je stanovena nastavením obsluhy/programátora. Na požadovanou hodnotu je síla regulována během provozu pomocí motoru přítlaku. Když je cívka s malým průměrem návinu je přítlak vyvozován pomocí motoru přítlaku, naopak od určité hodnoty je cívka motorem nadlehčována. Síla působí normálově v bodu dotyku cívky a opěrného válce (viz Obrázek 17). Sílu a její možné výkyvy bylo nutné experimentálně ověřit. To je možné provést více způsoby. Opěrný válec je uchycen na blocích opatřených tenzometrickými snímači. Tato metoda je použita pro regulaci. Další metoda je pomocí měření zkroucení torzní hřídele. Poslední metoda, která slouží pouze pro verifikaci, případně úpravu modelů, jednotlivých metod v neprovozním stavu je pomocí snímače tlaku. Více k měření je popsáno v kapitole 5.3.1.

Závěr z měření je, že síla působící na rameno je stanovena na $F_{bp} = 30 \text{ N}$



Obrázek 17 Směr působení přítlačné síly

Kritická přítlačná síla

Vzhledem k tomu, že je navijecí zařízení stále ve fázi vývoje tak byl identifikován stav, který může nastat při chybě v řízení a nekontrolovatelném tlačení vřetena k válci. Tato síla byla určena z maximálního kroutícího momentu motoru MOT-AN-S-060-020-056-M-A-A [4].

Maximální kroutící moment motoru je $M_{maxpř} = 2 \text{ Nm}$ a je osazen převodovkou s převodovým poměrem $i = 40$ [5]. Pro výpočet maximálního momentu, kterým je působeno byl použitý zjednodušený výpočet se zanedbáním účinnosti, tedy:

$$M_{maxcelk} = M_{maxpř} \cdot i = 80 \text{ Nm} \quad (3)$$

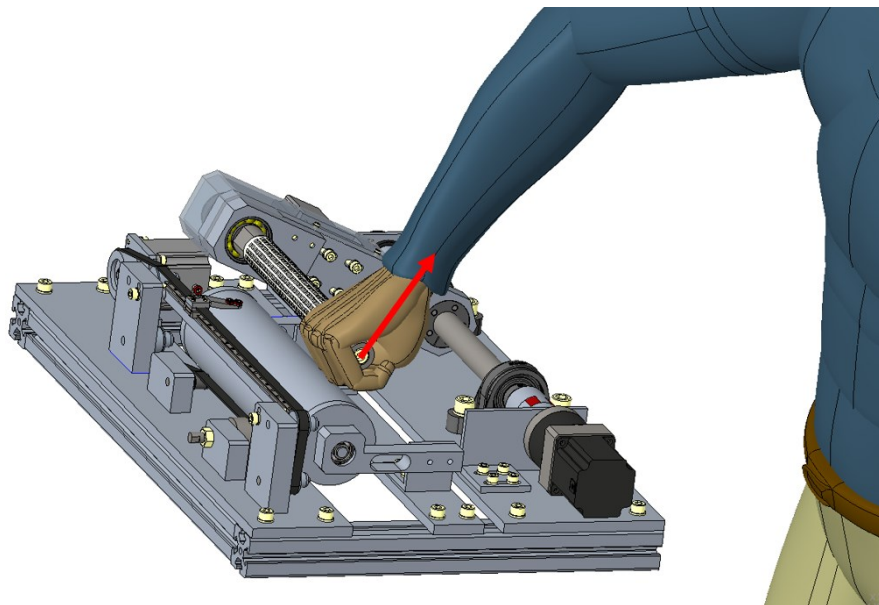
Na rameni s délkou $l = 263,5 \text{ mm}$ je síla v místě působení:

$$F_{pzo} = \frac{M_{maxcelk}}{l} = 340 \text{ N} \quad (4)$$

Síla F_{pzo} působí normálově v bodu dotyku cívky a opěrného válce.

Síla při prudkém zvednutí obsluhou

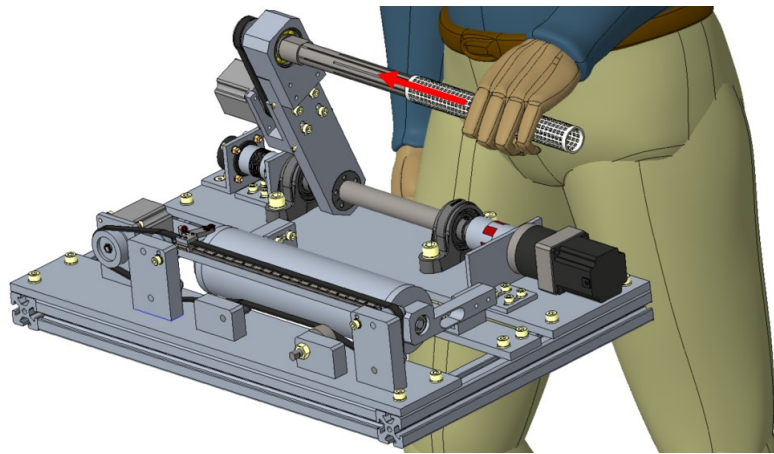
Tato síla vzniká při hrubé manipulaci obsluhy s navijecím zařízením. Nejhorší místo k úchytu je na konci vřetene, jelikož tím zároveň dochází k jeho kroucení. Modelová situace je vidět na Obrázek 18. Při ručním zvedání ramene cívky dochází k přetlačování motoru přítlaku a překonávání momentu $M_{maxcelk}$ a tedy na rameno působí síla F_{pzo} viz rovnice (4).



Obrázek 18 Prudké zvednutí cívky

Síla od prudkého nasazení cívky obsluhou

V tomto stavu je popsáno prudké nasazení prázdné dutinky. Pohyb je uskutečněn viz Obrázek 19.



Obrázek 19 Prudké nasazení dutinky

Pro odhadnutí síly byl použit zjednodušený výpočet. Síla je vypočítána ze změny hybnosti dutinky v čase.

$$F_{pnco} = \frac{p_1 - p_2}{t}, kde \quad (5)$$

$$p_1 = m \cdot v_1; p_2 = m \cdot v_2 \quad (6)$$

$$t = \frac{d}{v_1} = \frac{0,2}{4} = 0,05 s \quad (7)$$

$$F_{pnco} = \frac{m v_1 - m v_2}{t} = \frac{m v_1}{t} = 4 N \quad (8)$$

F_{pnco} ... síla od prudkého nasazení dutinky

$p_1; p_2$... hybnost v čase 1; 2

m ... hmotnost dutinky $\Rightarrow m = 50 g$

$v_1; v_2$... rychlost dutinky v čase 1; 2 $\Rightarrow v_1 = 4 m \cdot s^{-1}; v_2 = 0 m \cdot s^{-1}$

t ... čas zastavení

d ... vzdálenost na které dutinka zastaví $\Rightarrow d = 0,2 m$

Síla od prudkého sundání cívky obsluhou

Při nedostatečném povolení zajišťovacího šroubu, který zajišťuje cívku a zároveň prudkém sundávání cívky může dojít k zaseknutí dutinky na vřetení. Zaseknutí způsobí náraz a prudkou změnu rychlosti cívky. Výpočet je vedený analogicky jako v předchozím případě.

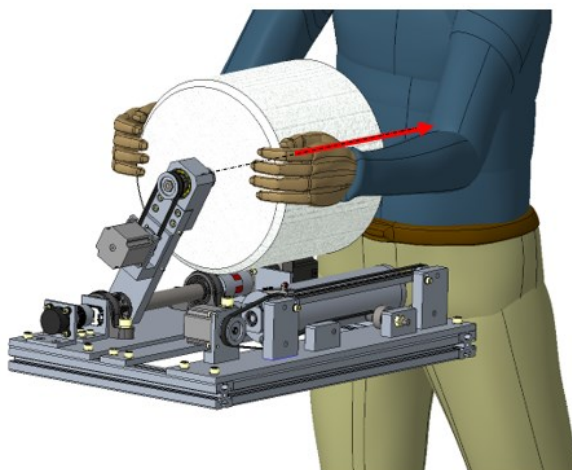
F_{psco} ... síla od prudkého sundání cívky

$p_1; p_2$... hybnost v čase 1; 2

m ... hmotnost cívky $\Rightarrow m = 5 kg$

$v_1; v_2$... rychlost dutinky v čase 1; 2 $\Rightarrow v_1 = 4 m \cdot s^{-1}; v_2 = 0 m \cdot s^{-1}$

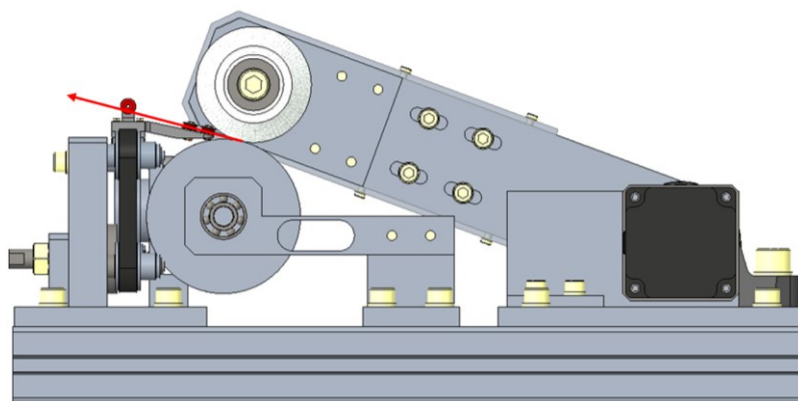
$$F_{psco} = 100 N$$



Obrázek 20 Prudké sundání cívky

Tah v přízi při jejím zaseknutí

Příze se zasekne při navíjení a vytvoří sílu působící na vřeteno ve směru vedení příze. Zároveň má vřeteno tendenci se stále točit. V systému navíjecího zařízení je zakomponována bezpečnostní pojistka formou snímače tahu v přízi. Ta přeruší navíjení při hodnotě tahu v přízi rovné 100 cN. Celá soustava má setrvačnost, která může mít nezanedbatelný vliv na tah v přízi. Proto bylo vhodné provést experiment (kapitola 5.2.1), kde bylo simulováno zaseknutí příze a naměření průběhu tahu v přízi snímačem tahu s vyšším rozsahem. Síla v nejhorším případě bude působit na konci vřetene. Toto zatížení je podstatnější pro zatížení vodiče. Síla byla s bezpečností stanovena na $F_{tmax} = 1000 \text{ cN}$



Obrázek 21 směr působení síly od zaseknuté příze

Gravitační zrychlení

Navíjecí zařízení je umístěné horizontálně, gravitace tedy působí ve směru kolmém k rovině rámu (viz Obrázek 13).

5.2 Vodič

Zatížení/Zatěžující stavy		1	2	3	4
		Havarijní zrychlení vlevo	Havarijní zrychlení vpravo	Běžný provoz vlevo	Běžný provoz vpravo
1	Zrychlení vlevo				
2	Zrychlení vpravo				
3	působení běžných tahových sil v přízi na kladky vlevo				
4	působení běžných tahových sil v přízi na kladky vpravo				
5	působení havarijních tahových sil v přízi na kladky vlevo				
6	působení havarijních tahových sil v přízi na kladky vpravo				
7	Gravitační zrychlení				

Tabulka 2 Přiřazení zatížení zatěžujícím stavům – vodič

5.2.1 Zatěžující stavy

V této kapitole jsou seskupeny zatěžující stavy a jsou k nim přiřazeny jednotlivá zatížení (viz Tabulka 2)

Běžné zrychlení vlevo/vpravo

Působení běžných tahových sil společně se zrychlením a tíhou vodiče.

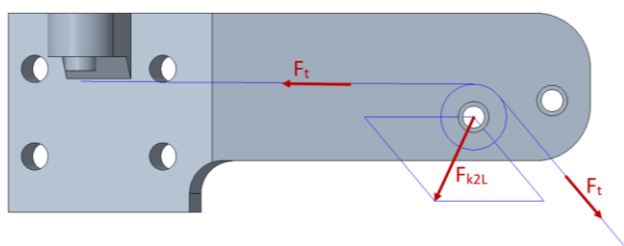
Havarijní zrychlení vlevo/vpravo

Působení havarijních tahových sil společně se zrychlením a tíhou vodiče.

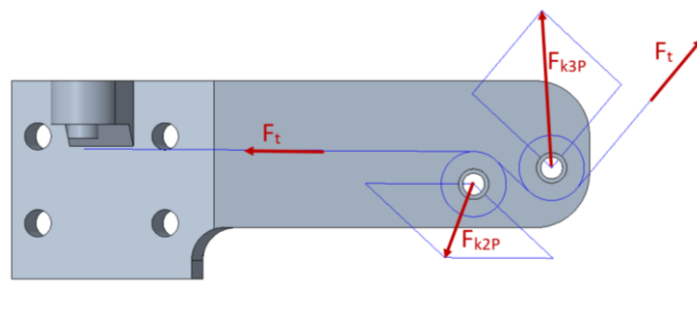
5.2.2 Zatížení

Působení běžných tahových sil na kladky vlevo/vpravo

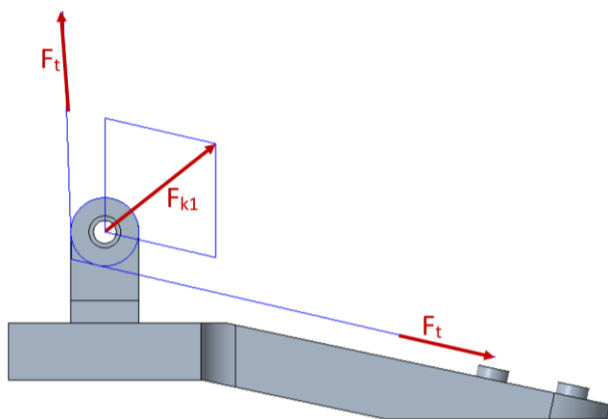
Dominantní jsou u vodiče síly na kladky vypůsobené tahem v přízi. Silové působení se mění podle pohybu příze vlevo nebo vpravo (Obrázek 22;23;24). Běžná tahová síla v přízi je do 100 cN, po dosažení této hodnoty je navíjení zastaveno. Tahová síla o velikosti $F_t = 100 \text{ cN}$ bude použita pro hodnocení běžného provozu. Pro nové uspořádání kladek byly síly odvozeny analogicky.



Obrázek 22 Rozklad sil – pohyb vodiče vlevo



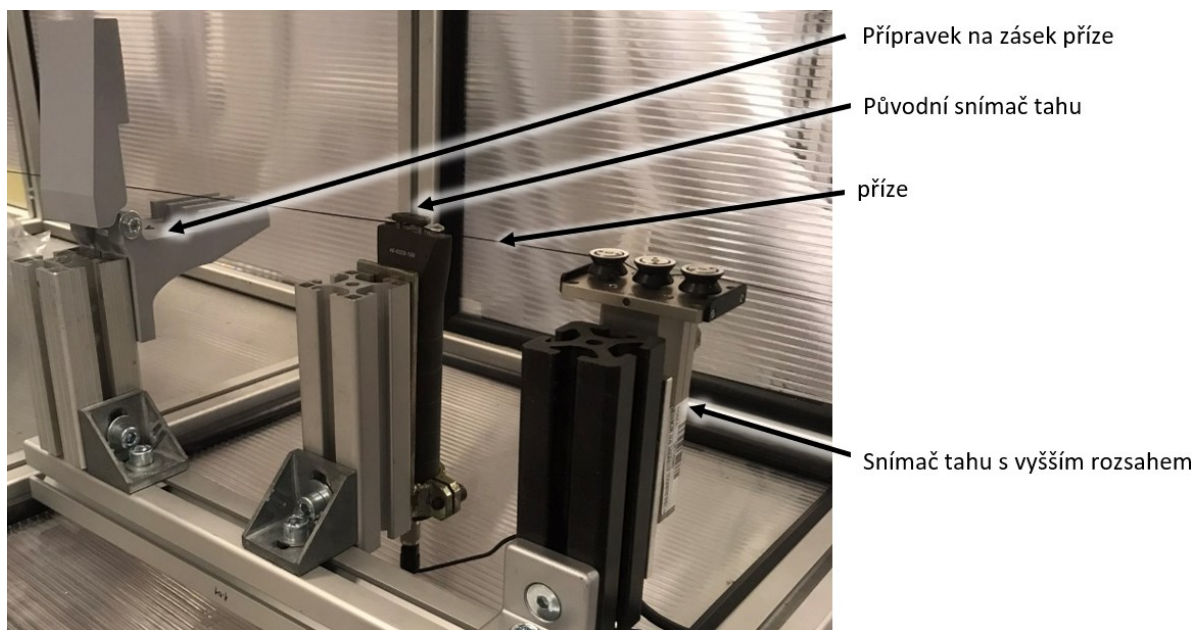
Obrázek 23 Rozklad sil – pohyb vodiče vpravo



Obrázek 24 Rozklad sil kladka 1

Působení havarijních tahových sil na kladky vlevo/vpravo

Při prudkém zaseknutí příze dojde k prudkému nárůstu tahové síly v přízi. Ke zjištění velikosti tahové síly byl vytvořen experiment (Obrázek 25), kterým byl zjištěný vývoj nárůstu kritické tahové síly společně s rychlostí navíjení.



Obrázek 25 Sestava pro měření tahu v přízi při záseku

Měření nejdříve probíhalo pomocí integrovaného snímače tahu. Pro simulaci zaseknutí byla vytvořena pomůcka formou 3D tisku. Konstruována byla tak, aby bylo možné prudce zastavit přízi. To bylo vytvořeno zubovým charakterem, který při sevření příze vyvolá dostatečné tření, které by nebylo možné bezpečně vytvořit ručně. Z Graf 1 byl vyvozen závěr, že jelikož je integrovaný snímač tahu v přízi použitelný do 100 cN a při záseku se snímání zastaví na hodnotě 121,2354 cN, nebude ona hodnota maximální hodnotou tahu v přízi, ale pouze limitní hodnotou, kterou je snímač schopen změřit. Proto muselo být měření doplněno o druhý snímač tahu s vyšším rozsahem. Byl použit snímač značky VÚTS Liberec 40-0329-100 s rozsahem do 1000 cN.



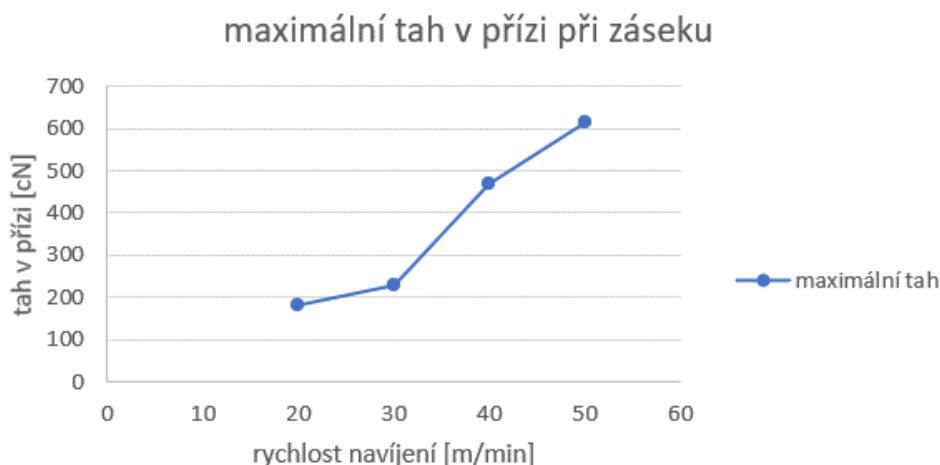
Graf 1 tah v přízi 40 m/min zásek integrovaný snímač

Byly vytvořena série měření od rychlosti navíjení 20 m/min až po 50 m/min. Z Graf 2, který ukazuje průběh tahu v přízi při maximální rychlosti navíjení, je patrné, že tahová síla v přízi dosáhne při rychlosti navíjení 50 m/min až 618 cN. S ohledem na budoucí zvyšování provozní rychlosti byla stanovena síla pro simulace na $F_{tmax} = 1000 \text{ cN}$.



Graf 2 Zásek – snímač VUTS

Při porovnání měření (Graf 3) jednotlivých rychlostí bylo zjištěno, že kritický tah v přízi narůstá úměrně s rychlostí navíjení. To ověřuje myšlenku, že soustava má s vyšší rychlostí nezanedbatelnou setrvačnost.



Graf 3 Vývoj růstu síly při zaseknutí spolu s rychlostí navíjení

Zrychlení vpravo/vlevo

V úvratích dochází ke zpomalení a následnému zrychlení vodiče. Při běžném zatížení motoru je maximální zrychlení $a = 112 \text{ m/s}^2$. Avšak při maximálním využitím momentu motoru dosahuje zrychlení $a = 335 \text{ m/s}^2$. [2] Tato hodnota bude použita pro výpočet.

Gravitační zrychlení

Působení tíhy vodiče ve směru gravitace (Obrázek 13).

5.3 Měření

V následujících kapitolách jsou popsána měření, které slouží k další analýze navíjecího zařízení a doplnění zatěžujících stavů.

5.3.1 Měření přítlaku

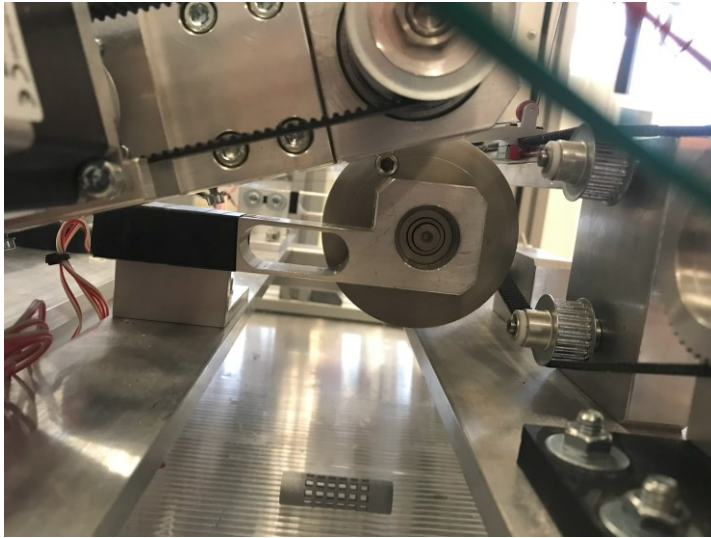
Měřicí (zaznamenávací) nástroje:

- řídicí jednotka navíjecího zařízení s ovládacím PC
- měřicí ústředna HBM QuantumX MX840B + PC

Měřidla:

- tenzometrické můstky
- Rotační enkodér AMT10E2-V
- Elektronické řízení motorů
- Snímač tahové síly HBM U9B

Přítlak byl měřen z důvodu odhalení chování ramene při provozu. Na navíjecím zařízení jsou umístěné dva tenzometrické snímače na podporách opěrného válce (Obrázek 26;27).



Obrázek 26 Uložení opěrného válce



Obrázek 27 Upevnění tenzometrů

Snímání tenzometrickými můstky bylo vhodné ověřit pomocí jiné metody. Jako první se nabízel možnost ověřit funkčnost tenzometrických můstků pomocí zkroucení torzní hřídele, na které je uchycené rameno. Tato metoda má výhodu, že je implementována v zařízení. Natočení torzní hřídele je snímáno z jedné strany pomocí motoru přítlaku a z druhé strany rotačním enkodérem. Bylo tedy možné určit zkroucení torzní hřídele a z toho při znalosti její tuhosti i moment vyvolaný onou torzní hřídelí. Moment vyvolaný torzní hřídelí vychází ze vztahu:

$$M_k = \Delta\varphi k_t = (\varphi_{mp} - \varphi_R)k_t \quad (9)$$

K porovnání momentu vyvolanému torzní hřídelí je nutné odečíst moment, který způsobuje hmotnost ramene a cívky. Hodnoty hmotnosti byly určeny odečtením z CREO Parametric. Moment byl určený ze vztahu:

$$M_{k_{hm}} = m_{r+c} \cdot g \cdot r_t \quad (10)$$

Při známé délce ramene $l_r = 236,5 \text{ mm}$ bylo možné spočítat sílu působící přítlak.

$$F_{tr} = \frac{M_k - M_{k_{hm}}}{l_R} \quad (11)$$

M_k ... kroucí moment vyvolaný torzní hřídelí
 φ_{mp} ... natočení motoru přítlaku
 φ_R ... natočení z rotačního enkodéru
 k_t ... tuhost torzní pružiny
 F_{tr} ... přítlačná síla změřená torzní pružinou
 m_{r+c} ... váha cívky a ramene
 g ... gravitační zrychlení $\Rightarrow 9,81 \text{ ms}^{-2}$
 r_t ... vzdálenost těžiště od osy rotace torzní hřídele

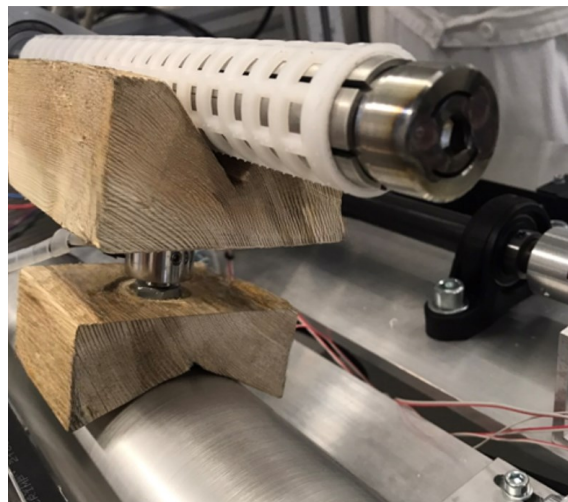
Po porovnání naměřených výsledků bylo zjištěno, že nekorrespondují. Zároveň nebylo možné určit, zda je chyba u měření pomocí tenzometrů, nebo například v tuhosti torzní hřídele. Musela být provedena verifikace ještě jiným způsobem. Proto byla provedena kalibrační měření pomocí snímače tahové, respektive tlakové síly.

Měření pomocí snímače tlaku

Měření bylo provedeno snímačem tahové síly HBM U9B. Nejprve byla u snímače ověřena kalibrace. To bylo provedeno pomocí předem zvážených kovových bloků (Obrázek 28). Následně byl snímač umístěn mezi opěrný válec a vřeteno pomocí vyrobeného přípravku, který zajišťuje kolmost axiální osy snímače s oběma válci, mezi kterými je síla měřená (Obrázek 29).



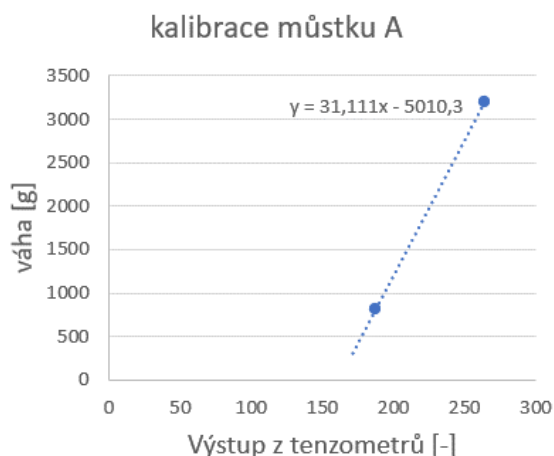
Obrázek 28 Kalibrace snímače tlaku



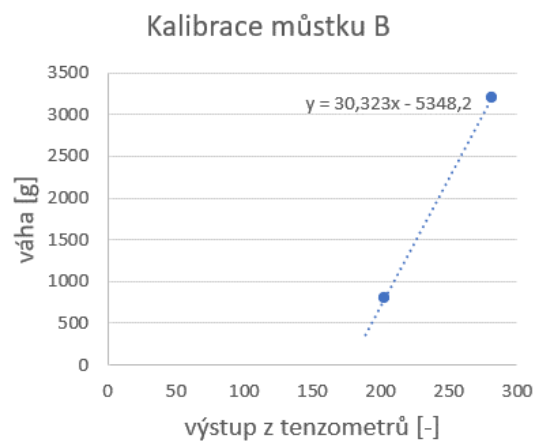
Obrázek 29 Měření přítlačné síly

Souběžně s tímto měřením byly měřeny provozní parametry. V průběhu měření byl v daném momentě vytvořen synchronizační úder, podle kterého bylo synchronizováno měření z tenzometrů, ze zkroucení torzní hřídele a zvláště ze snímače tlakové síly.

Čistým výstupem z tenzometrického měření jsou hodnoty pohybující se mezi 0-1024. Tyto hodnoty jsou následně přepočteny na gramy a využity v regulaci. Vzhledem k nekompaktnosti původního měření bylo vhodné kalibraci ověřit. Byly vybrány dva body dostatečně vzdálené od sebe, které byly následně proloženy přímkou (viz Graf 4;5). Rovnice přímky byla použita pro přepočet výstupu na přítlačnou sílu.



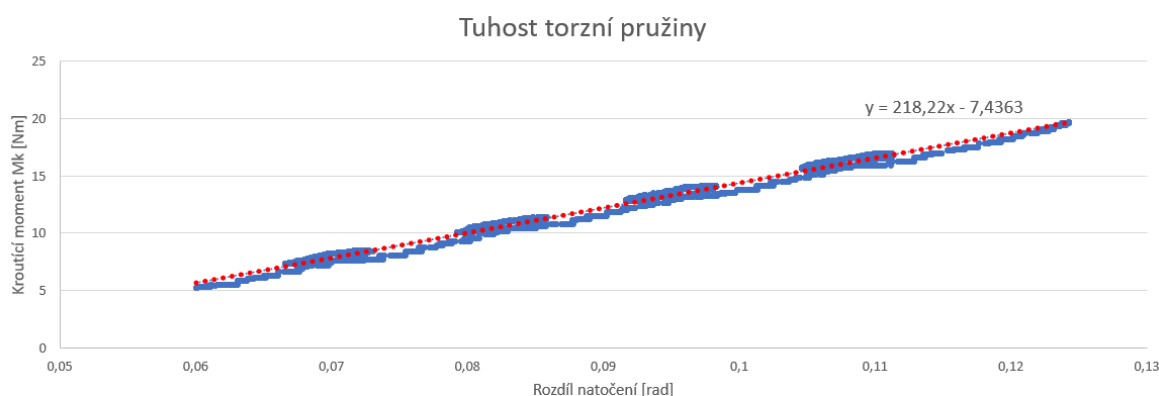
Graf 4 Kalibrace můstku A



Graf 5 Kalibrace můstku B

Pro přepočítání opěrné síly, respektive momentu na zkroucení hřídele byl vytvořený Graf 6. Výsledky byly omezeny na relevantní oblast a proloženy přímkou o rovnici $y = 218,22x - 7,4363$. Tuhost je při proložení přímkou směrnice tečny, tedy tuhost torzní hřídele, která vyšla z měření je $k_{tm} \cong 218 \text{ Nm} \cdot \text{rad}^{-1}$. Tato hodnota se hodí i pro analytický výpočet vlastních frekvencí soustavy a pro návržení vhodného tlumení sestavy přítlaku.

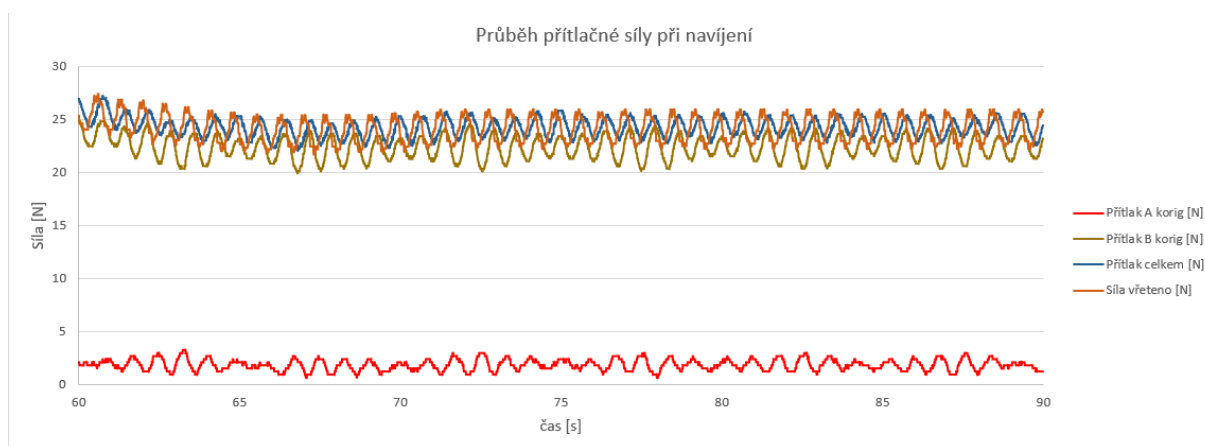
Z minulé práce byla převzata hodnota tuhosti torzní hřídele $k_t = 261,8 \text{ Nm} \cdot \text{rad}^{-1}$. Tato hodnota byla získána analytickým výpočtem. Tuhost z měření je nižší oproti tuhosti hřídele získanou výpočtem o 16,64 %. To může být způsobené nižším modulem pružnosti torzní hřídele, nebo tím, že analytický výpočet bere v potaz pouze tuhost torzní hřídele a zanedbává pružnost ostatních součástí.



Graf 6 Verifikace tuhosti torzního hřídele

Analýza provozní přítlačné síly

Z běžného provozu (Graf 7) bylo zjištěné, že přítlačná síla se pohybuje kolem 25 N. Zároveň bylo zjištěno, že výchylky při navíjení se pohybují okolo 5 N. Tyto výchylky se jeví periodického charakteru, proto byly následně analyzovány pomocí FFT. Více o FFT analýze je popsáno v další kapitole.



Graf 7 Porovnání různých průběhů sil při navíjení – korigováno

5.3.2 Měření vibrací

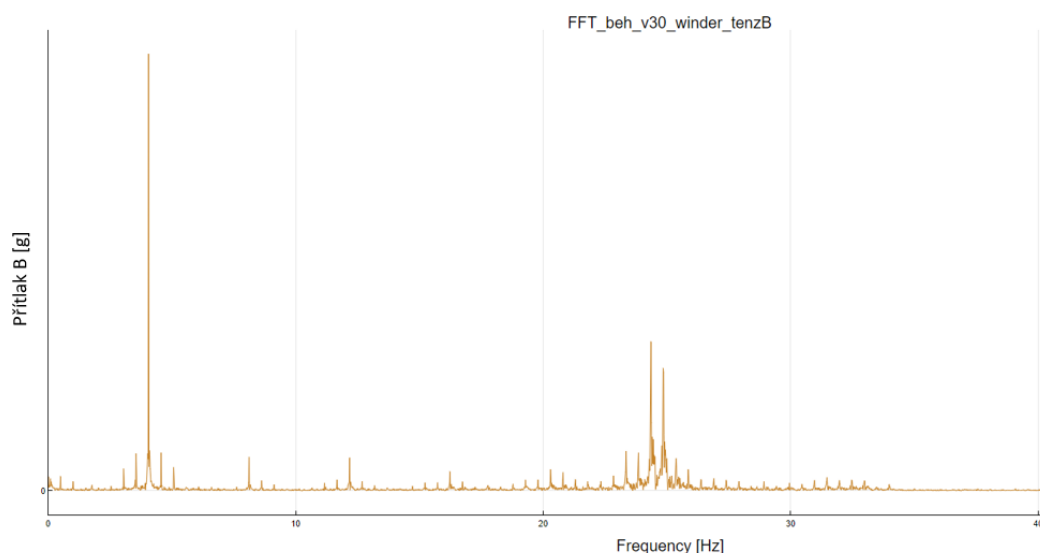
Měřicí (zaznamenávací) nástroje:

- řídicí jednotka navíjecího zařízení s ovládacím PC
- měřicí ústředna HBM QuantumX MX840B + PC

Měřidla:

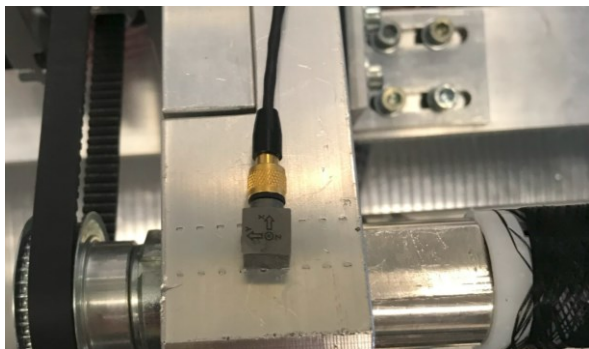
- Piezoelektrické akcelerometry - 4520 Brüel & Kjær

Z naměřených dat byly vzaty části stabilního chodu pro různé provozní parametry a byla na nich provedena rychlá Fourierova transformace (dále FFT). Z grafu níže (Graf 8) je patrné, že se v systému nacházejí špičky v poměrně nízkých frekvencích. Tyto špičky mohly nastat z více důvodů. Pro detailnější analýzu byla provedena série měření na odhalení jejich zdrojů, a tedy možných nastávajících komplikací.

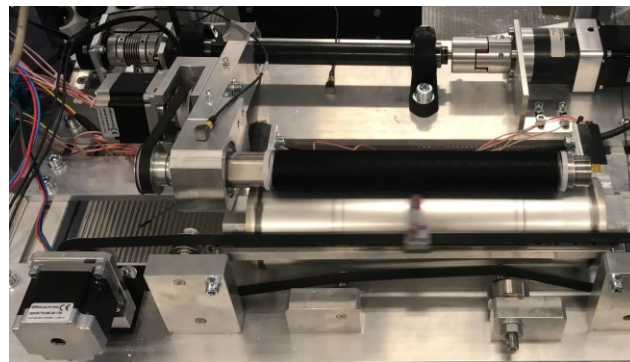


Graf 8 FFT z naměřených dat rotace ramene z rotačního enkodéru

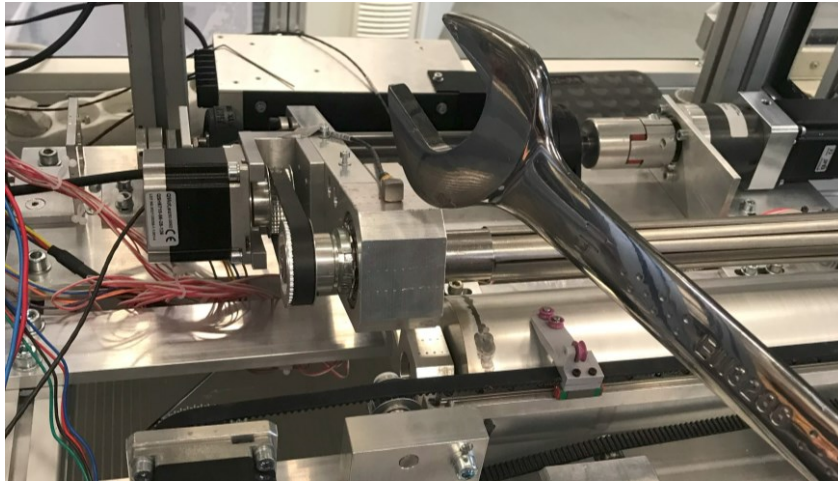
Po shlednutí těchto dat, bylo připraveno měření s 3osými akcelerometry (Typ 4520). První snímač byl upevněn pomocí speciálního vosku na rameno v oblasti ložiska (Obrázek 30,31). Tečný směr k pohybu konce ramene je měřen v ose Z a axiální směr vřetene v ose Y. Druhý snímač byl připevněn na rám kvůli odhalení vibrací nesouvisejícími s kmitáním ramene.



Obrázek 30 Uchycení akcelerometru na rameni



Obrázek 31 Navíjecí zařízení se 2 akcelerometry

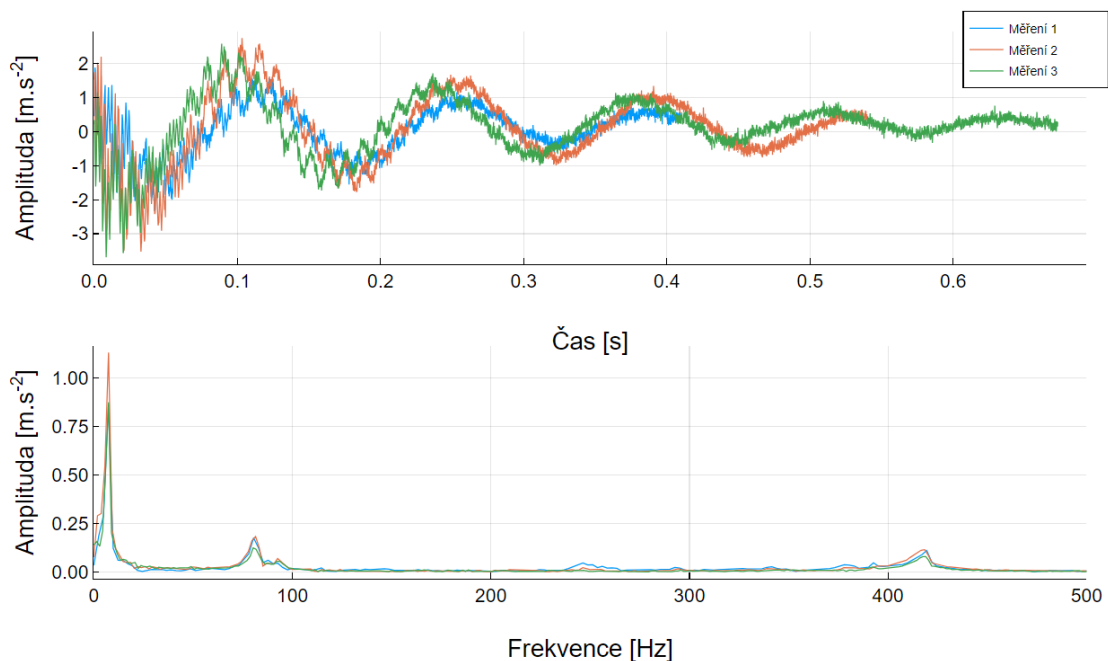


Obrázek 32 úder na vyvolání vlastních frekvencí

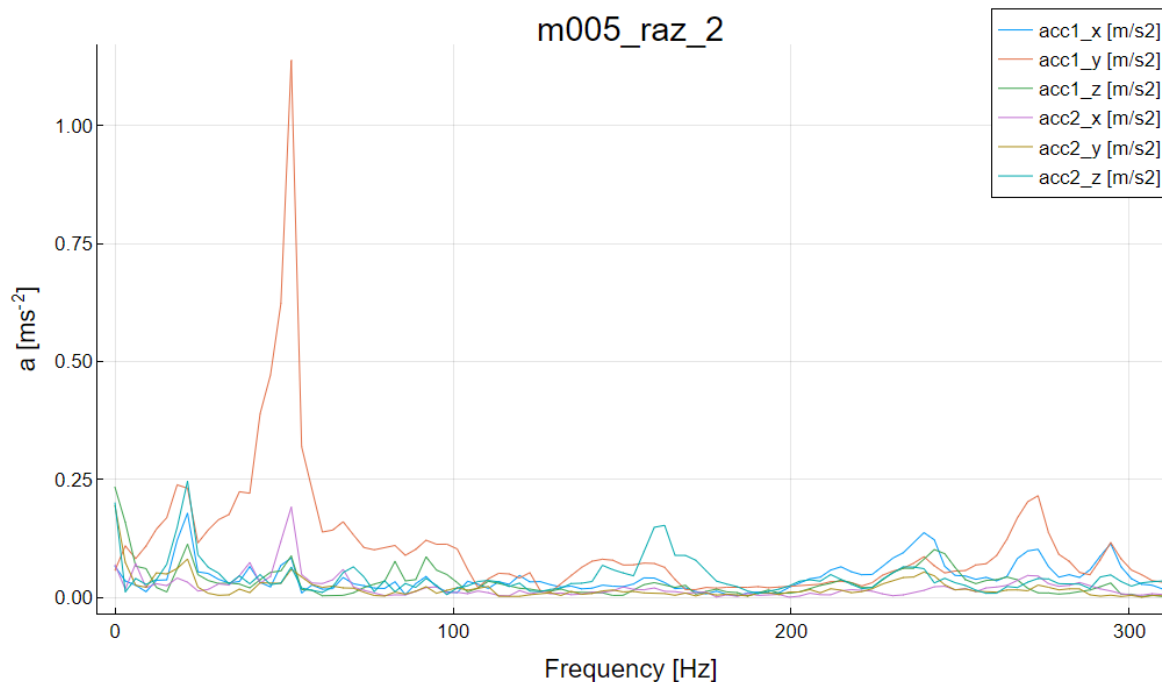
Pro odhalení vlastních frekvencí soustavy a případně samotného ramene byl vytvořen experiment. Z důvodu nižšího ztlumení, a tedy i více viditelných vlastních frekvencí byl odmontován tlumič. Poté bylo do ramene udeřeno ve směru rotace kolem osy jeho otáčení a ve směru osy vřetene pro vyvolání zakmitání (Obrázek 32). Z Graf 9 byly FFT analýzou zobrazeny frekvence změřené v ose z, tedy ve směru rotace ramene. V největší špičce se frekvence pohybuje v průměru přibližně 7,4 Hz (Tabulka 3). S frekvencí spočítanou pomocí modální analýzy se rozchází o přibližně 0,2 Hz, však víc se liší oproti analytickému výpočtu o přibližně 1,2 Hz. Z měření v ose Y, tedy v ose vřetene, vyšla nejvyšší frekvence okolo 52 Hz (viz Graf 10).

	Vlastní frekvence [Hz]
Měření 1	7,407
Měření 2	7,329
Měření 3	7,317

Tabulka 3 - 1. vlastní frekvence původní

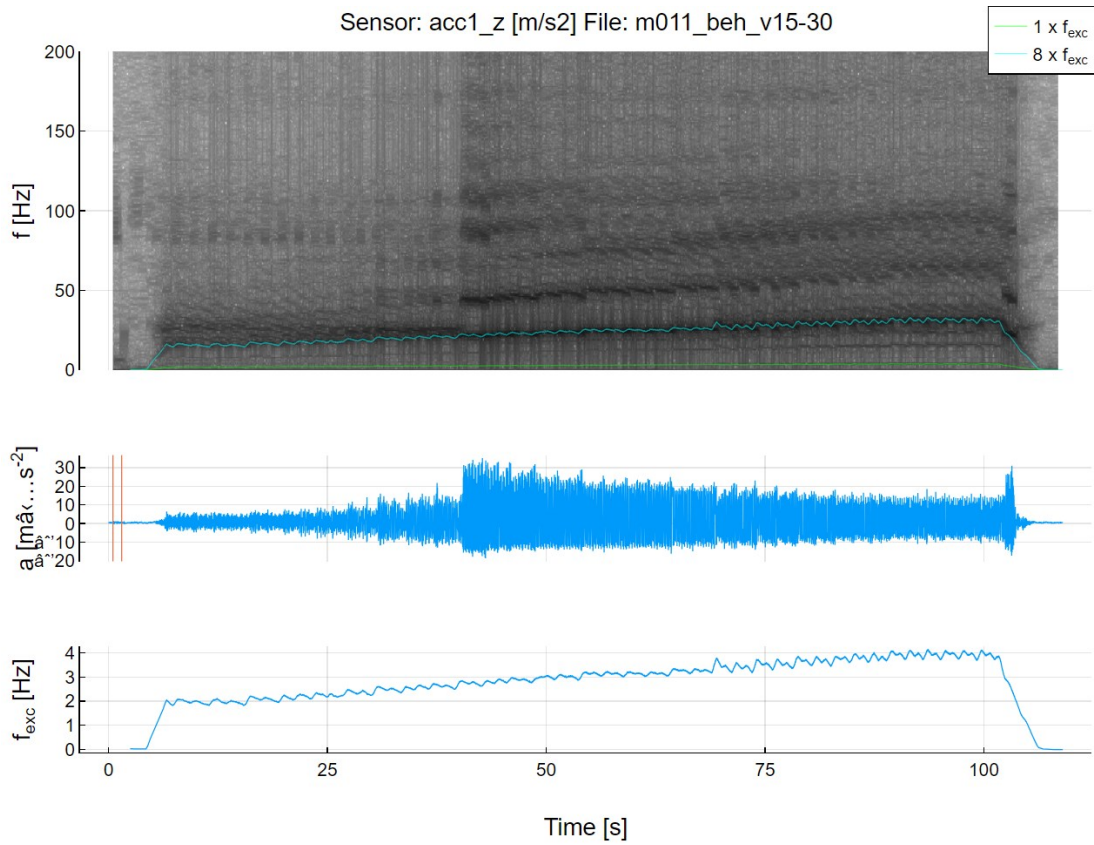


Graf 9 FFT vibrací po úderu

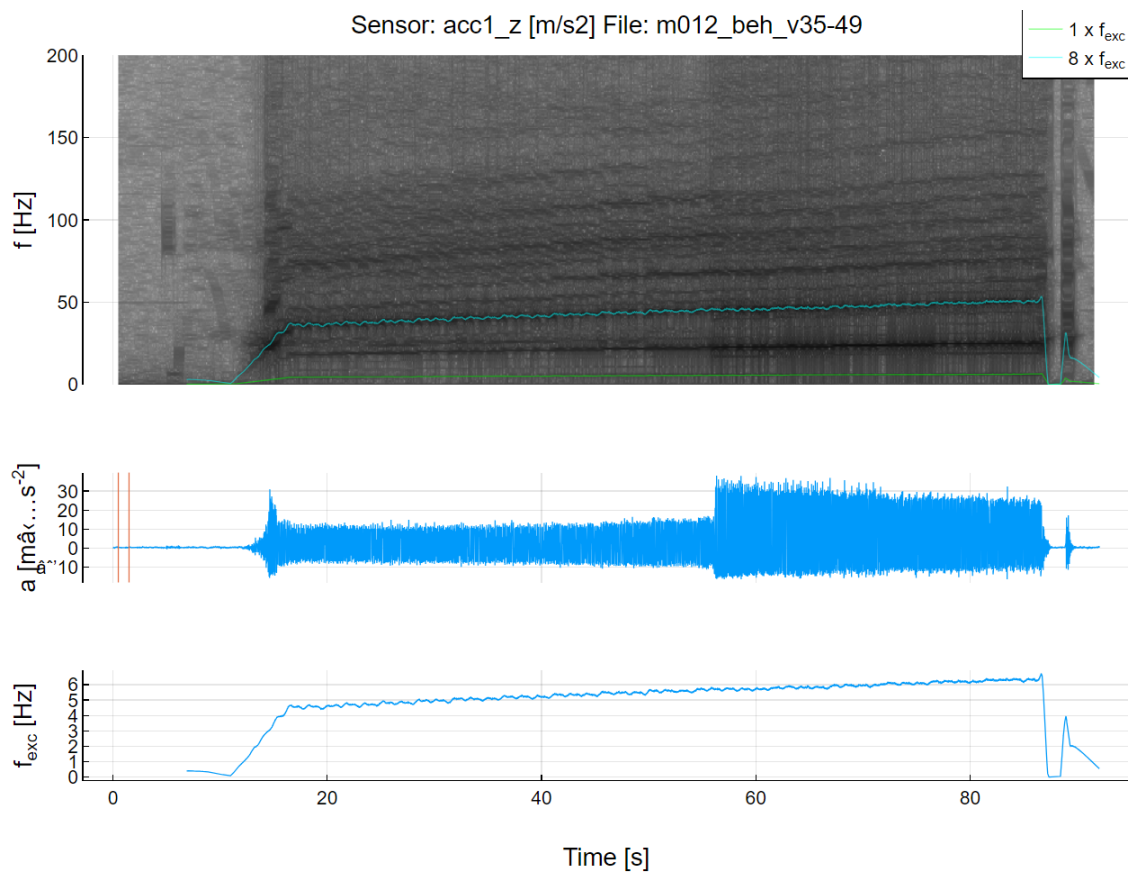


Graf 10 FFT – ráz ve směru osy vřetene

Na Graf 11 a Graf 12 jsou zobrazeny spektrogramy pro odhalení nebezpečných frekvencí. Spektrogram je vytvořen výpočtem FFT analýzy při zvyšování rychlosti navíjení v určitém rozsahu kolem vypořizovaných vibrací. Tmavší oblasti zobrazují frekvence s vyšší amplitudou. Ty jsou zobrazeny v logaritmickém měřítku. V grafech je vidět budící frekvence, která je způsobena otáčením vřetene, a její násobky. Barevně znázorněný je první a osmý násobek průběhu budící frekvence. Významné frekvence jsou pozorovány na osmi nebo čtyřnásobku budící frekvence a byly způsobeny tím, že průřez dutinky je přibližně ve tvaru osmiúhelníku, a i přes vrstvu návinu bylo možné rozpoznat hrany tvaru. Tyto významné frekvence jsou viditelné v místech, kde je velký nárůst zrychlení. Což byly hodnoty kolem 23 Hz. Další významné frekvence jsou kolem 46 Hz. Jelikož první společný násobek vlastní frekvence a budící frekvence je na oněch cca 23 Hz, není výrazná 1. vlastní frekvence soustavy přítlačku. Při měření bylo navíjecí zařízení schopné spolehlivě navíjet do rychlosti 49 *m/min* při otáčkách vřetene 6,72 *ot/s*. Při dalším zvyšování rychlosti by byl pravděpodobný přechod otáček vřetene shodných přes 1. vlastní frekvenci kmitající soustavy, což by způsobilo výrazné vibrace. Tyto poznatky budou využity při hodnocení jednotlivých variant topologické optimalizace



Graf 11 Spektrogram 15-30 m/min



Graf 12 Spektrogram 35-49 m/min

6 MKP Analýza původního řešení

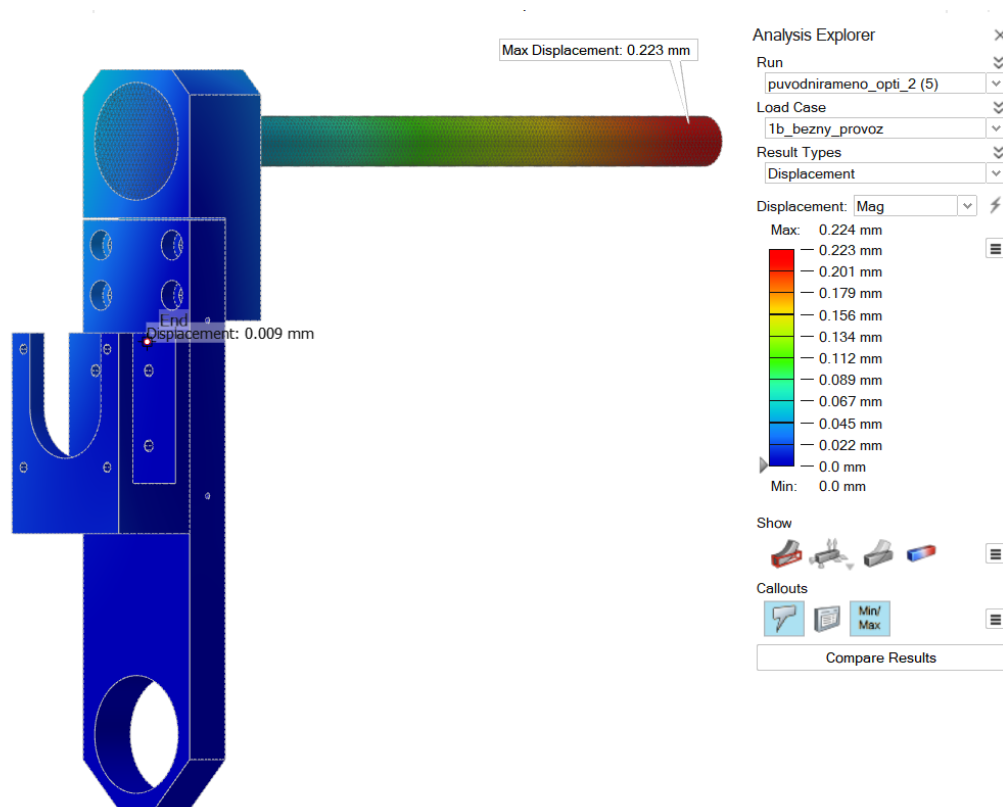
Z důvodu určení rozložení deformace a napětí pro analýzu z hlediska možných vylepšení byla provedena série výpočtů pomocí MKP. Dalším důvodem výpočtů bylo i porovnání výchozí stavu s novými optimalizovanými tvary.

6.1 Rameno

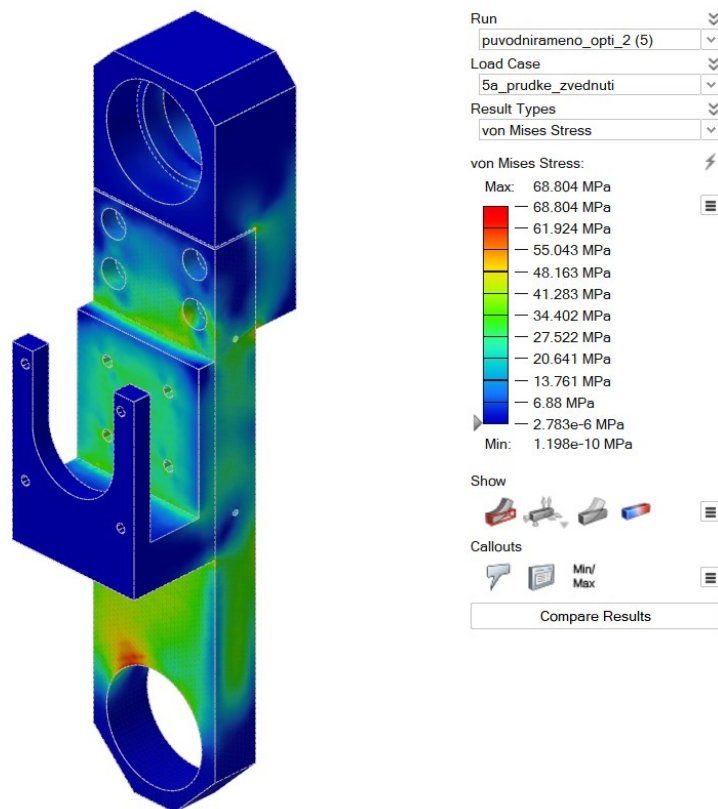
6.1.1 Statická analýza

Pro statickou analýzu bylo rameno namodelováno z dvojdílné části hlavního těla ramene a držáku motoru. Styčné plochy jsou namodelovány jako pevná vazba. Pro většinu zatěžujících stavů je model uchycen pevnou vazbou v místě svěrného pouzdra. Zvlášť je namodelováno akorát ověření objímky kolem svěrného pouzdra, kde je fixní vazba v místě uložení vřetene. Zatížení je namodelováno dle kapitoly Zatěžující stavy. Pro jednotlivé polohy byly vytvořeny souřadnicové systémy a pro dílčí zatížení body umístění. Analýza je vytvořena a spočítána v programu Altair Inspire s řešičem Optistruct.

Největší deformace při běžném provozu se nachází na konci vřetene v hodnotě 0,224 mm (Obrázek 33). Zároveň maximální hodnota napětí je ve stavu 7 s hodnotou 68,8 MPa (Obrázek 34).



Obrázek 33 Výsledky deformace běžný provoz



Obrázek 34 Výsledky MKP pro nejhorší stav z hlediska napětí

6.1.2 Modální analýza

Modální analýza byla provedena z důvodu určení vlastních frekvencí sestavy přítlaku a samotného ramene. Výsledky slouží k porovnání s naměřenými hodnotami a též k analýze, kritických míst původního řešení. Simulace byla provedena pro dva extrémy. První pro prázdnou cívku a druhá pro cívku plnou. S prázdnou cívku je rameno zatíženo hmotností v uložení ložisek cca 1,24kg (váha sestavy včetně) a při stavu, kdy je cívka plně navinutá cca 6,24 kg (váha cívky a sestavy včetně).

Na Obrázek 35 je vidět 1. vlastní frekvence o velikosti 7,632 Hz. Tato frekvence vzniká zkroucením torzní hřídele. Tato frekvence je blízká vlastní frekvenci získané z měření, jejíž hodnota je přibližně 7,4 Hz. Rozdíl je přibližně 3 %, ten může být způsobený diskretizací v kombinaci s rozdíly hmotností jednotlivých součástí mezi realitou a materiály z CREO.

Modes
Mode1(7.632Hz)
Mode2(70.3711Hz)
Mode3(143.674Hz)
Mode4(220.625Hz)

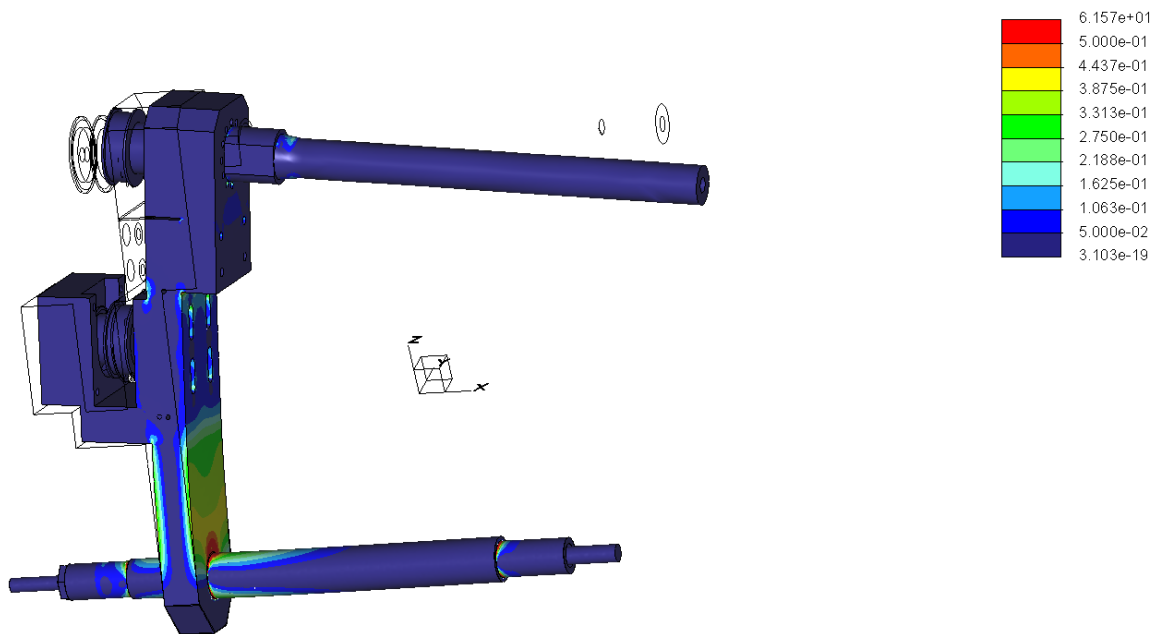
Obrázek 35 Vlastní frekvence nezatížené sestavy

Modes
Mode1(4.22904Hz)
Mode2(33.3417Hz)
Mode3(107.715Hz)
Mode4(130.828Hz)

Obrázek 36 Vlastní frekvence plně zatížené sestavy

Z hlediska konstrukce ramene jsou pro nás zároveň důležité i další vlastní frekvence. 2. vlastní frekvence je zobrazená na Obrázek 37. Její hodnota je 70,37 Hz v nezátíženém stavu a 33,34 Hz ve stavu zatíženém. Tyto hodnoty jsou poměrně nebezpečné, jelikož jsou v blízkosti frekvencí, kde může docházet k buzení a důsledkem toho i k rezonanci (kapitola 5.3.2).

Zobrazení je ve formě „Strain energy per Unit Volume“, která sice neukazuje absolutní hodnoty napětí, ale zobrazuje nejvíce namáhané/poddajné části modelu. Toto zobrazení je užitečné pro odhalení kritických míst. Je vidět, že rameno se ohýbá kolem osy Y. Kritické je tedy místo napojení ramene na nosnou hřídel a dále zúžení u ložiskového domku. Žádoucí by bylo tvar ramene vyztužit vzpěrou, například prodloužením uchycení ramene směrem k motoru přtlaku (ve směru osy X).

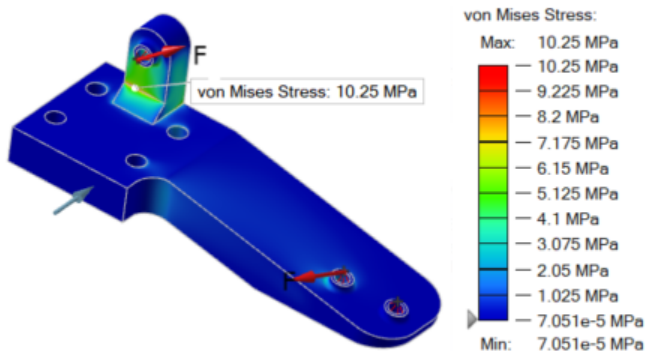


Obrázek 37 Zobrazení 2.vl. fr. ve Strain energy per Unit Volume

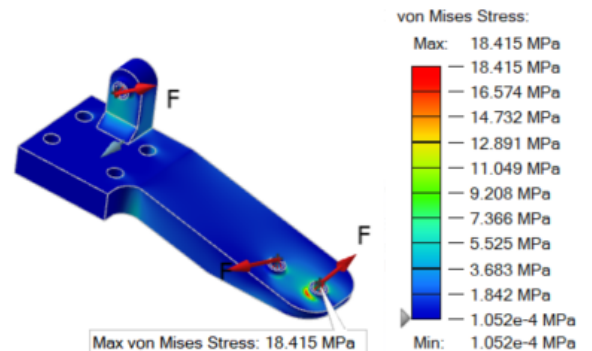
6.2 Vodič

Síly působící na kladky vodiče byly namodelovány jako síly působící v bodě ve směrech odpovídající zatížení. Body byly propojeny s geometrií v místě uchycení šroubu připevňující ložiska kladek.

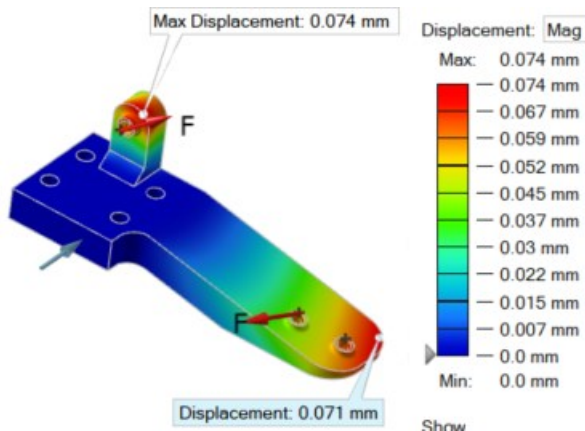
Maximální deformace v kritickém stavu je 0,19 mm. Napětí je maximálně 18,5 MPa u místa uchycení výstupní kladky. Vlastní frekvence je cca 1000 Hz, což je vyhovující. Napětí je také v rámci statické analýzy vyhovující a deformace je v přijatelných mezích. Je ale viditelné, že některé části jsou buď zbytečně velké, nebo na druhou stranu jsou zde ostré přechody, které mohou iniciovat trhliny. Díl je maximálně deformován na výstupu příže směrem nahoru v ose Z. (Obrázek 38-42)



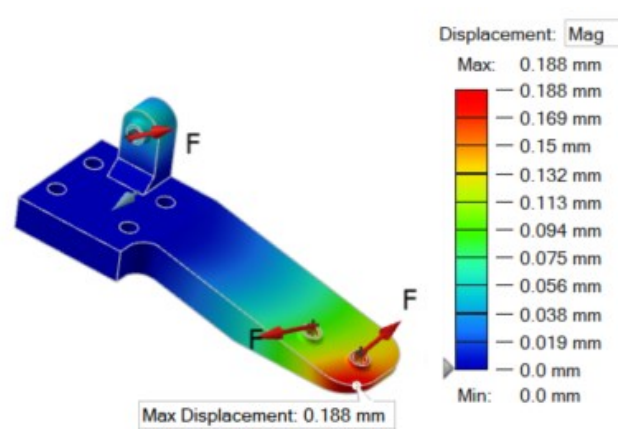
Obrázek 38 Napětí původní vodič vlevo



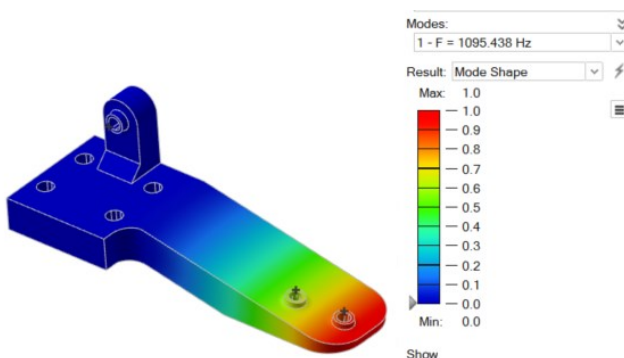
Obrázek 39 Napětí původní vodič vpravo



Obrázek 40 Deformace původní vodič vlevo



Obrázek 41 Deformace původní vodič vpravo



Obrázek 42 Vl. Fr. původní vodič

7 Příprava dílů pro topologickou optimalizaci

7.1 Vybrané materiály

Pro návrh dílů byly vybrány 3 materiály. Hodnoty viz Tabulka 4 byly použity pro výpočty.

Materiál	Technologie	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]	Modul pružnosti [GPa]	Hustota [g/cm ³]
PA12 [15]	3D tisk	42	48	1,7	1,01
AlSi10Mg [16]	3D tisk	220	340	68	2,77
EN AW 5083 [17]	obrábění	115	270	70	2,66

Tabulka 4 Použité materiály

7.2 Rameno

Cíle: zvýšit tuhost, snížit moment setrvačnosti, zvýšit poměr tuhosti ku hmotnosti

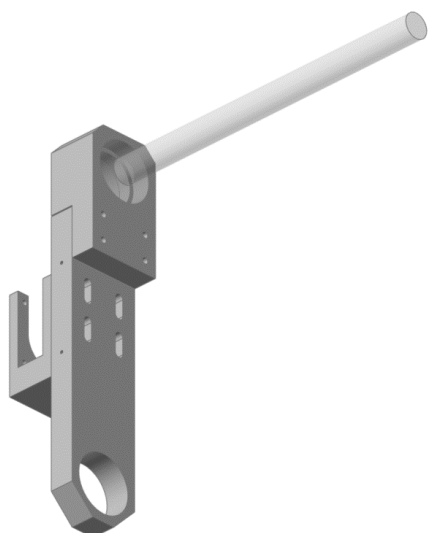
Zásadním cílem u ramene je, aby bylo dostatečně tuhé z důvodu rovnoměrného přitlaku po celé délce návínu. Zároveň je žádoucí zvýšit jeho 2. vlastní frekvenci, která je v nezátíženém stavu dle měření kolem 52 Hz a dle simulace cca 70 Hz a ponechat vlastní frekvenci kolem 7 Hz, která by měla být potlačena tlumičem umístěným na torzním hřídeli.

Prvním z řešených problémů bylo z kolika částí by se měl skládat výsledný díl, jelikož původní rameno bylo složeno ze tří kusů. Varianty byly zhodnoceny dvě. První, kde bude rameno jako celek společně s uchycením motoru a druhé, kde bude uchycení přimontováno na rameno. První varianta má výhodu v tom, že lze efektivně využít prostoru i kolem motoru a součást je počítána jako jeden optimalizovaný prvek. Zároveň nejsou nutné montážní otvory pro motor na hlavním těle ramene. Na druhou stranu je v případě obrábění dílu ramene nutný velký polotovár a víceosé obrábění.

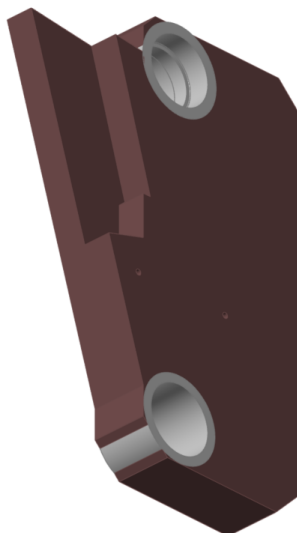
Jako další byla řešena poloha uchycení motoru pro vřeteno, kterou je z hlediska momentu setrvačnosti vzhledem k ose rotace žádoucí posunout směrem ke středu rotace. Limitem pro posunutí motoru byl zástavbový prostor. Byly vytvořeny 2 varianty posunutí motoru. Jedna s motorem orientovaným stejným směrem akorát blíže ke středu rotace. V druhé variantě je motor v kompletně jiné poloze.

Z MKP analýzy provedené v kapitole 6.1.2 vyplývá, že bude pravděpodobně vhodné díl vyztužit proti ohybu u místa uchycení k hřídeli. Byly navrženy verze s vyztužením i bez něj. Jeden z hlavních limitujících prvků vyztuhy je cívka, která při maximálním návínu dosahuje průměru až 300 mm.

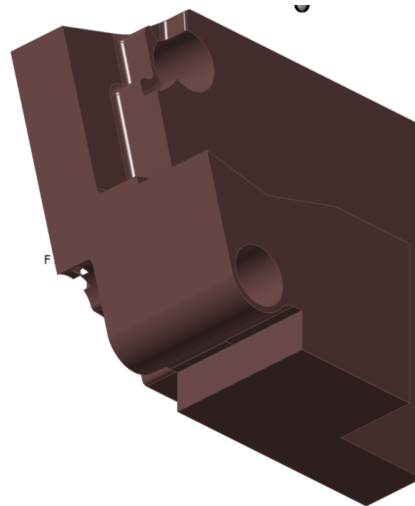
Na obrázcích níže jsou vidět jednotlivé tzv. konstrukční prostory (KP, anglicky – design space). Ty jsou maximalizovány v zástavbovém prostoru, tak aby byly zároveň v souladu s technologickými parametry, jako je například 2D obrábění.



Obrázek 43 Původní rameno



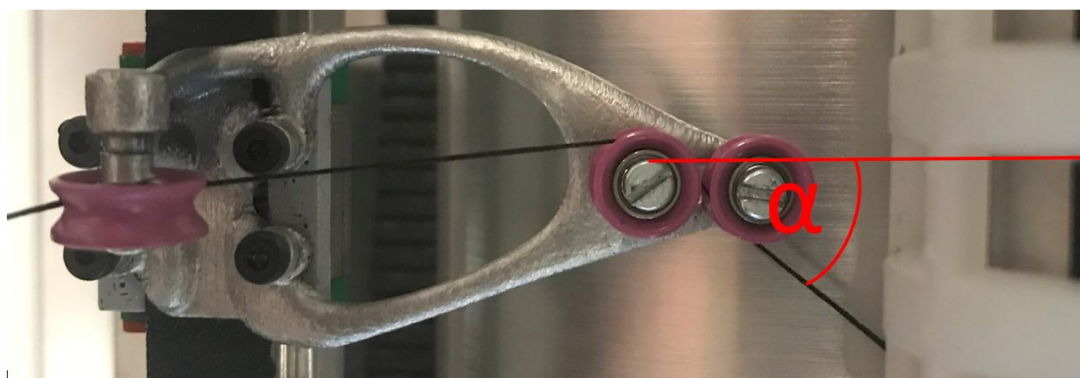
Obrázek 44 KP pro 2D obrábění



Obrázek 45 KP pro 3D tisk

7.3 Vodič

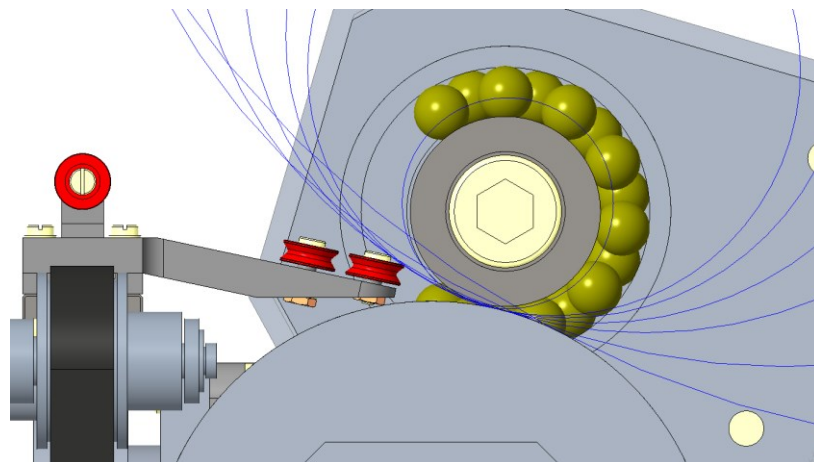
U vodiče byl kladen důraz na navržení vhodné polohy kladek, respektive jejich vzájemnou polohu. Cílem bylo redukovat síly na jednotlivé kladky s ohledem na provozní chod vodiče. Vodič táhne nit za sebou a tím se mění úhel návinu příze „ α “ (viz Obrázek 46). Tento úhel vyvolává změny v rozložení sil na kladkách a při nevhodném rozložení kladek může dojít ke střídavému odpoutání příze na výstupní kladce 1, a tedy i k rázům. Úhel, pod kterým je skloněna navíjená příze je přibližně roven úhlu stoupání návinu. Současný vodič byl konstruován pro běžný provoz s úhlem stoupání návinu 30° . Maximální hodnota je ale 45° , která bude použita pro úpravu polohy kladek. Cílem je, aby výstupní kladka (kladka 3) byla neustále zatížena, a tedy neztrácela kontakt s přízí. Poloha kladek bude nastavena tak, aby kladka zasahovala do cesty přízi o $0,5\text{mm}$. To bylo dosaženo posunutím druhé kladky.



Obrázek 46 úhel sklonu příze

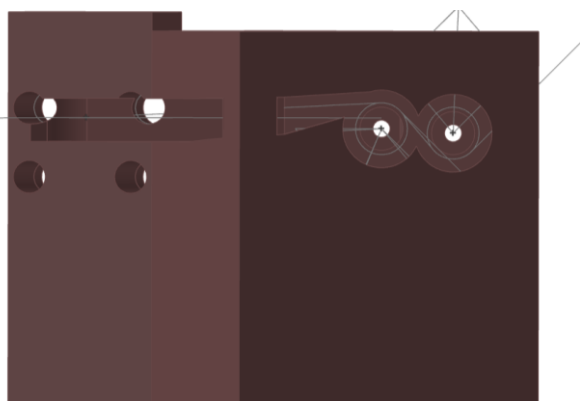
Zároveň bylo nutné posunout výstupní kladku (kladka 3) směrem od vřetene, jelikož původní návrh byl nevhodný. Pointa spočívá v tom, že původní návrh polohy výstupní kladky byl usku-
tečněn pouze z limitních hodnot průměrů cívky, a bylo opomenuto zkontrolovat průběh průměru cívky, kde by mezi průměrem $70\text{-}130\text{ mm}$ docházelo ke kolizi vodiče a cívky (Obrázek

47). Se změnou polohy kladek byly automaticky přepočítány i síly, které působí od příze na vodič. Navíc byl přidán tlak, který působí na vodič při stlačení řemene. Tento tlak byl pouze odhadnut, aby výpočetní program neignoroval toto uchycení.

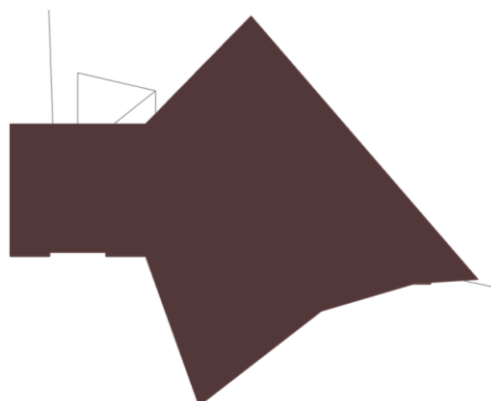


Obrázek 47 Detekce kolize cívky a vodiče – modré kružnice simulují různé průměry cívky

Konstrukční prostor, byl opět navržen, aby maximalizoval zástavbový prostor (Obrázek 48;49). Z něj byly odebrány místa pro kladky a cestu přízi. Základna, jež má být zachována byla zredukována na průměr kolem hlav šroubů a plošku sloužící k přitisknutí řemene. Dále byly zachovány průměry kolem úchytů kladek, tak aby bylo možné vytvořit závity do kterých budou kladky uchyceny pomocí šroubů.



Obrázek 48 Konstrukční prostor pohled ze zhora



Obrázek 49 Konstrukční prostor pohled z boku

8 Optimalizací, výpočty a jejich dílčí hodnocení

Pro TO bylo vyzkoušeno více softwarů. Ze začátku byl využit modul Generativní design v sw CREO parametric. Byla vytvořena série výpočtů. Bohužel při automatické rekonstrukci dílů docházelo k chybám, které nebylo jednoduché odstranit. Proto byl po konzultaci s odborníky z oblasti topologické optimalizace zvolen sw Altair Inspire s řešičem Optistruct. Tento sw byl zvolen, jelikož má zabudované prostředky k rekonstrukci optimalizovaného tvaru, které jsou zároveň z hlediska hardwaru méně náročné a sw je v tomto ohledu uživatelsky přívětivější. Navíc Inspire nabízí možnost optimalizace s ohledem na maximalizaci vlastní frekvence dílu.

Byla provedena série výpočtů pro různá nastavení optimalizace (Obrázek 50), tedy i pro různé nastavení „objective“, neboli kritériální funkce, kde je na výběr mezi minimalizací hmotnosti, kde je jako kontrolní parametr uvedena minimální bezpečnost, dále maximalizace tuhosti s kontrolním parametrem ve formě cílové hmotnosti. Některé výpočty byly provedeny s vazbou maximalizace vlastní frekvence. Thickness constraint udává minimální tloušťku, kterou v optimalizaci řešič navrhne. Platí zde pravidlo, že v nejmenší tloušťce musí být minimálně 3 elementy [8]. Snižování tohoto parametru má za následek zjemňování sítě, a vzniká možnost, že bude vytvořen díl s větším množstvím úzkých prutů, naopak zvyšováním je dosažena jednodušší struktura. Otestována byla i možnost s omezením tloušťky, čímž je vynuceno větší množství úzkých prutů v dílu. Je také možné nastavit kritérium, která omezuje TO podle technologie výroby.

Celkem bylo provedeno přibližně 140 topologických optimalizací a 220 verifikačních MKP výpočtů. Většinu z toho tvoří iterační mezistupně nebo pomocné výpočty. Nakonec byl vybrán pouze omezený počet variant, které jsou níže popsány.

Name: Model

Type: Topology

Objective: Maximize Stiffness

Mass Targets: % of Total Design Space Volume

5 10 15 20 25 30 35 40 45 50%

Frequency Constraints

None

Maximize frequencies

Minimum: 20.0 Hz Apply to lowest 10 modes

Use supports from load case: No Supports

Thickness Constraints

Minimum: 0.0 mm

Maximum: 0.0 mm

Speed/Accuracy

Contacts

The contact type is now defined using the Contacts tool.

Gravity

Obrázek 50 Různé možnosti nastavení optimalizace

Pro díly navrhnuté pro technologii 3D tisku byla pro rekonstrukci zvolená metoda ruční tvorby sítě v sw Altair Inspire funkcí PolyNurbs. Tato metoda spočívá v zjednodušování optimalizovaného tvaru pomocí bloků, které vytváří navazující obecné plochy. Pro obrábění byla optimalizovaná kontura obtažená skicou a bylo použito běžných CAD příkazů. Při rekonstrukci bylo dbáno o co nejvěrnější kopii optimalizovaného tvaru s ohledem na výrobu a následnou montáž. Zároveň ale byly použity zjednodušující oblé tvary, které jsou vhodnější z hlediska cyklického namáhání, než přímá kopie s ostřejšími přechody a vruby. Zároveň byl pro 3D tisk požadavek na minimální tloušťku 1,5 mm.

8.1 Rameno

Zpočátku byl jako primární konstrukční materiál zvolen PA12 díky své lehkosti a zároveň dle odhadu dostatečné pevnosti. Díky technologii 3D tisku může být výsledný tvar součásti z PA12 z hlediska vyrobitelnosti téměř neomezený. Což například u obrobku ze slitiny hliníku říci nelze. Další možností by mohl být 3D tisk z kovu, konkrétně ze slitiny AlSi10Mg, kde by tvarové možnosti byly rovněž téměř neomezené. Ale kvůli jeho ceně, která se může vyšplhat do řádu desítek tisíc korun [16], byl tento přístup zamítnutý už v počátku.

8.1.1 Varianty a jejich dílčí hodnocení

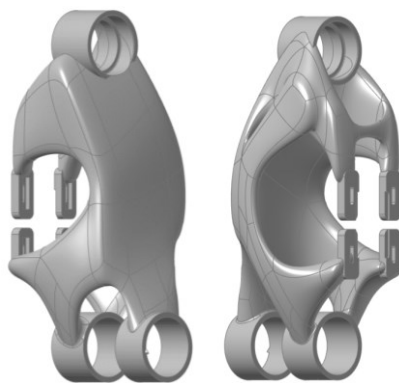
V této kapitole jsou popsány jednotlivé varianty navrhnuté topologickou optimalizací. Sledované parametry jsou vypsány viz Tabulka 5. Pod tabulkou jsou zobrazeny jednotlivé varianty (Obrázek 51-56) a následně jsou jednotlivé varianty zhodnoceny. Na Obrázek 57 je zobrazen optimalizovaný držák motoru, který je použitý pro variantu č. 6.

Varianta č.	Materiál	max provozní Deformace [mm]	Vlastní frekvence - plná cívka [Hz]	Vlastní frekvence - prázdná cívka [Hz]	Vl. Fr. Měření [Hz]	Moment setrvačnosti [kg m ²]
1	PA12	3	7	14		0,006558
2	PA12	1	13	30		0,016
3	Al	0,187	44,4	86		0,016
4	Al	0,368	62	106		0,014
5	Al	0,118	65	150		0,128
6	Al	0,072	79	169		0,254
Výchozí	Al	0,223	35	78	52	0,258

Tabulka 5 Souhrnná tabulka variant ramene a jejich vlastností



Obrázek 51 Varianta č.1



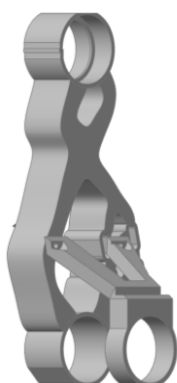
Obrázek 52 Varianta č.2



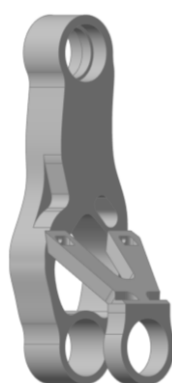
Obrázek 53 Varianta č.3



Obrázek 54 Varianta č.4



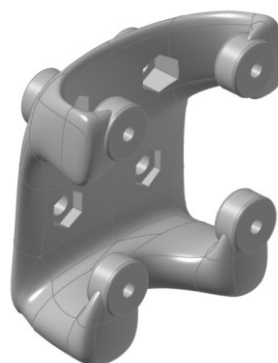
Obrázek 55 Varianta č.5



Obrázek 56 Varianta č.6



Obrázek 57 Optimalizovaný držák motoru PA12 – pro variantu č. 6



Obrázek 58 Optimalizovaný držák motoru PA12 – pro varianty č. 3-6

Varianta 1

Materiál: PA12, 3D tisk

Tato varianta byla navržena jako první a byla zaměřená na co největší odlehčení. Díl byl optimalizován na hmotnost 350 g. Tato varianta je sice lehká a má nízký moment setrvačnosti, ale vlastní frekvence má velmi nízké, zároveň je tuhost minimální a dochází k velkému posunutí na konci vřetene. Držák motoru byl posunut směrem k uchycení ramene a je jeho součástí.

Varianta 2

Materiál: PA12, 3D tisk

V této variantě bylo cílem vylepšit nastavení TO tak, aby bylo možné zhodnotit, zda má díl z PA12 význam dále zkoumat. Byla provedena optimalizace společně s maximalizací vlastní frekvence dílu

Tato varianta je tužší. Posunutí na konci vřetene je posunuto na hodnotu přibližně 1 mm, což je stále příliš mnoho. Vlastní frekvence samotného ramene jsou posunuty do vyšších hodnot 24 Hz pro plnou cívku. Vzhledem k tomu, že dle měření jsou výrazné frekvence kolem 23 Hz, je tato varianta stále nepřijatelná, jelikož je nežádoucí, aby byl díl dlouhodobě provozován v oblasti vlastní frekvence [18]. Držák motoru je stejně jako v předchozí variantě součástí ramene.

Po zhodnocení dílu z PA12 a jeho nevyhovujícím vlastním frekvencím a nízké tuhosti byla započat výzkum obráběného dílu ze slitiny hliníku.

Varianta č 3

Materiál: dural, obrábění

Tento tvar byl vytvořen bez vazby maximalizace vlastní frekvence. Ačkoliv je tvar pouze „2D“ vlastní frekvence výrazně stoupla a zároveň deformace výrazně klesly. Nevýhodou je nutnost velkého polotovaru. Dosáhnuté maximální posunutí je 0,187 mm. Držák motoru byl posunut směrem k uchycení ramene a je konstruován zvlášť (Obrázek 58).

Varianta č.4

Materiál: dural, obrábění

Tato varianta byla spuštěna s vazbou maximalizací vlastní frekvence. Z hlediska zástavbového prostoru i z hlediska vlastní frekvence byl zaznamenán posun k lepším hodnotám. Na druhou stranu bylo zvýšeno prohnutí na konci vřetene. Držák motoru byl posunut směrem k uchycení ramene. Držák motoru je uzpůsoben stejně jako ve variantě č.3.

Varianta č. 5

Materiál: dural, obrábění

U této varianty byla pro zvýšení tuhosti navržena opěrná konstrukce, která vylepšila deformaci na konci vřetene. Držák motoru byl uchycen ještě blíže středu rotace, aby to bylo možné z hlediska zástavby, byla zároveň změněna jeho orientace.

Varianta č.6

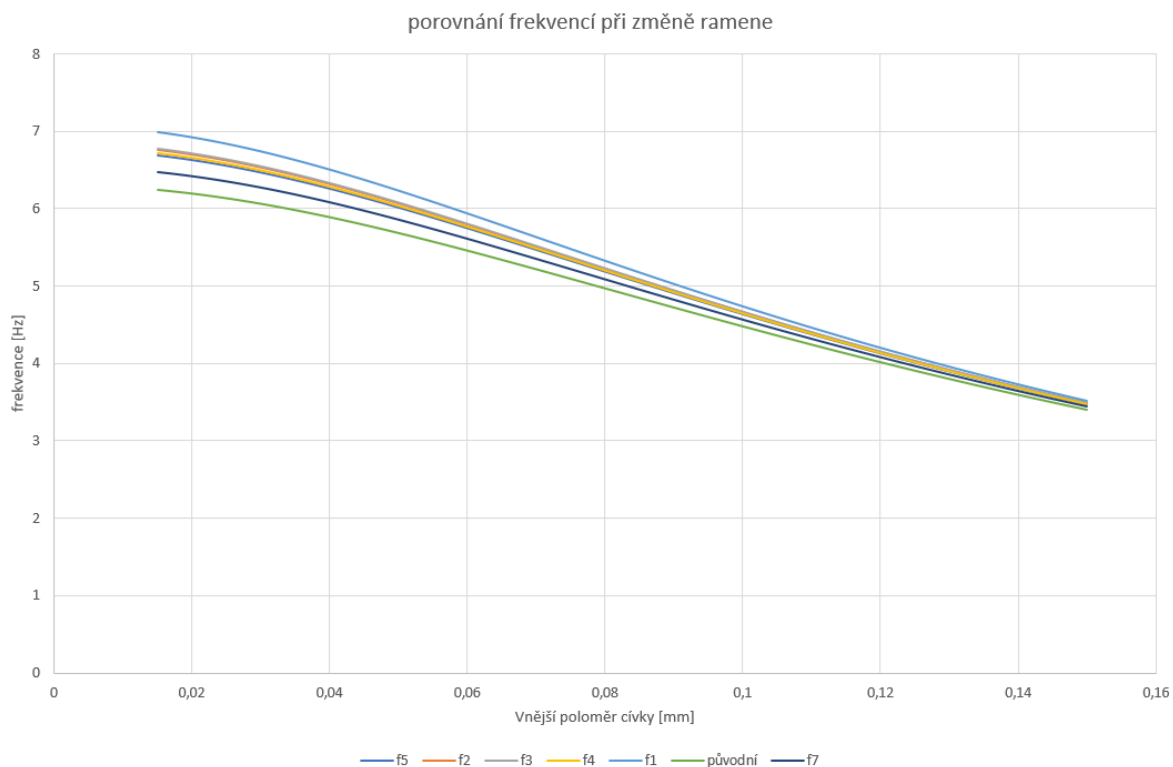
Materiál: dural, obrábění

Jako poslední z vybraných variant byla vytvořena varianta s vyšší zachovanou hmotností. Zároveň byla zapnutá vazba maximalizace vlastní frekvence. S tímto nastavením bylo dosaženo nejlepších výsledků jak z hlediska deformace o hodnotě 0,072 mm, tak i vlastní frekvence, která v plném zatížení dosáhla až na 79 Hz. U této varianty bylo řešení držáku motoru upraveno tak, že motor bude uchycen místo čtyřmi dvěma šrouby (Obrázek 57).

8.1.2 Porovnání variant a vybrání finálního dílu

Pro vybrání finální varianty byly rozhodujícími parametry deformace na konci vřetene za běžného provozu a vlastní frekvence samotného ramene. Navíc byly všechny varianty a jejich momenty setrvačnosti porovnány v Graf 13. Ten zobrazuje vliv momentů setrvačnosti jednotlivých variant na vlastní frekvenci soustavy na torzním hřídeli. Výpočet byl převzat z předchozí práce [1]. Na horizontální ose je zobrazen zvětšující se poloměr cívky (od 15 do 150 mm) a na vertikální ose je zobrazena frekvence soustavy. Z grafu je patrné, že změna momentu setrvačnosti, tak aby byl díl stále provozuschopný, má minimální vliv na celkovou změnu vlastní frekvence soustavy. Proto, byl tento parametr pro zhodnocení finální varianty považován jako druhořadý. Pro zvýšení vlastní frekvence soustavy, by bylo místo snížení momentu setrvačnosti ramene vhodné snížit hmotnost vřetene, nebo uvažovat nad změnou parametrů torzní hřídele. Zároveň je potřeba použít odpovídající tlumič.

Po zhodnocení obou rozhodujících parametrů byla vybrána jako nejvhodnější varianta č.6 (Obrázek 56). Tato varianta byla vyrobena.



Graf 13 porovnání vlastních frekvencí soustavy s jednotlivými variantami

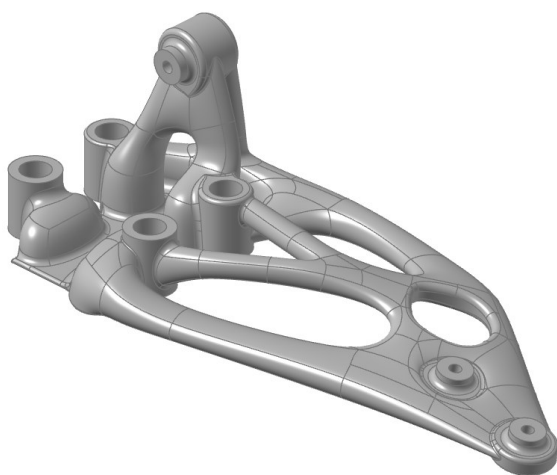
8.2 Vodič

Vzhledem k malé velikosti vodiče, a tedy i nižší ceně výrobku byly jako konstrukční materiály zvoleny PA12 a AlSi10Mg, které budou konstruovány pro technologii 3D tisku. Oproti rameni byla vybrána možnost 3D tisku z AlSi10Mg, kvůli malé velikosti vodiče, a tedy i levnějšímu tisku. Pro každý materiál byla vypracována jedna varianta.

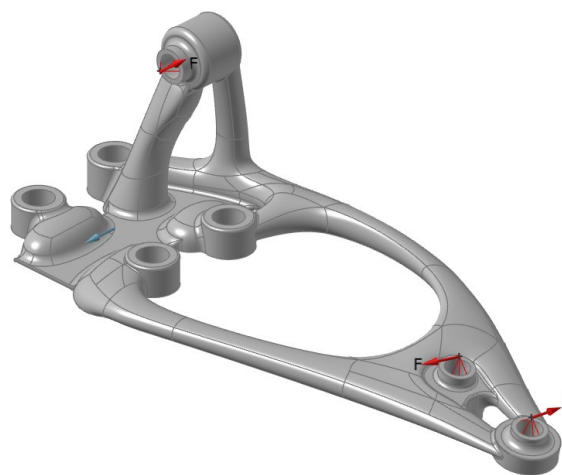
8.2.1 Varianty a jejich dílčí hodnocení

Varianta	Materiál	hmotnost [g]	maximální deformace [mm]	Maximální napětí [MPa]	bezpečnost [-]
1	PA12	1,63	0,454	20	2,1
2	AlSi10Mg	2,70	0,161	51	4,4
původní	PA12	4,22	0,188	18	2,3

Tabulka 6 Souhrnná tabulka variant vodiče a jejich vlastností



Obrázek 59 Varianta 1 vodič PA12



Obrázek 60 Varianta 2 vodič AlSi10Mg

Varianta 1

Materiál: PA12 (3D tisk)

Hmotnost vodiče byla snížena z původních 4,2 g na 1,627 g, tedy na 40 %. Byla vypočtena hodnota posunutí na výstupu vodiče při záseku přize o 0,454 mm. Limitní hodnota, kdy by došlo ke kontaktu s cívkou je 0,5 mm, vodič z PA12 se tedy pohybuje na hraně použitelnosti. Bylo dosaženo hmotnosti sice nižší o 60 %, ale zato až 3násobně větších deformací oproti původnímu řešení. Maximální napětí ve vodiči se zvýšilo z původních 18 MPa na 20 MPa.

Varianta 2

Materiál: AlSi10Mg (3D tisk)

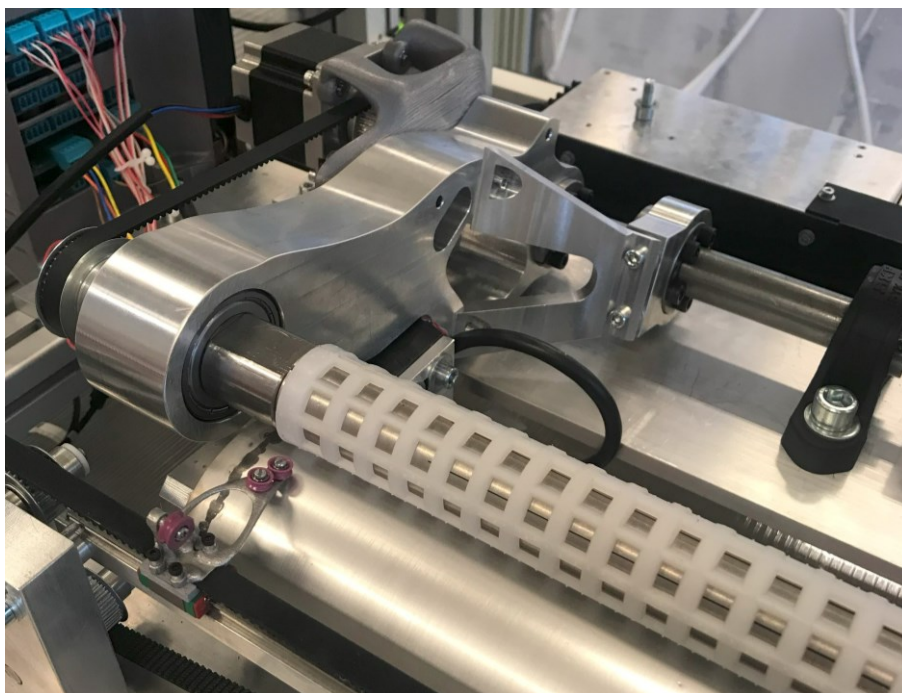
Maximální deformace je 0,161 mm pro výtisk z kovu. V porovnání s předchozím neoptimalizovaným řešením je tedy deformace u kovového vodiče mírně nižší, ale zato je vodič o přibližně 30% lehčí. Ačkoliv má vodič z kovu o 60 % nižší objem než vodič z PA12, je těžší o 1,072 g. Zároveň se zde vyskytuje maximální napětí o hodnotě 51 MPa, stále však disponuje bezpečností nejméně $k = 4,4$, kdežto vodič z PA12 má bezpečnost $k = 2,1$.

8.2.2 Porovnání variant a vybrání finálního dílu

Z měření tahu v přízi a jeho srovnání pro různé rychlosti (Graf 3) je patrné, že s vyššími rychlostmi je pravděpodobný nárůst sil při zaseknutí příze. Bude tedy vhodnější vyrobit díl kovový, vzhledem k předpokladu zvyšování provozních rychlostí navíjení a zároveň s ohledem na trhliny viz Obrázek 12 bude zvolen materiál s vyšší pevností, a dle porovnání (Tabulka 6) i bezpečností, aby vodič vydržel cyklické namáhání. Bude žádoucí průběžně sledovat kritická místa na vodiči, aby byly odhaleny případné iniciované trhliny.

9 Výroba, montáž a ověření optimalizovaných dílů

V této kapitole je popsána výroba obou dílů, jejich montáž do funkčního zařízení a ověření jejich funkčnosti za chodu stroje. U ramene byla ověřena tuhost měřením vlastních frekvencí. Funkčnost vodiče byla ověřena při chodu stroje, zároveň došlo k záseku při rychlosti 50 m/min a tím byla ověřena i dostatečná pevnost vodiče.



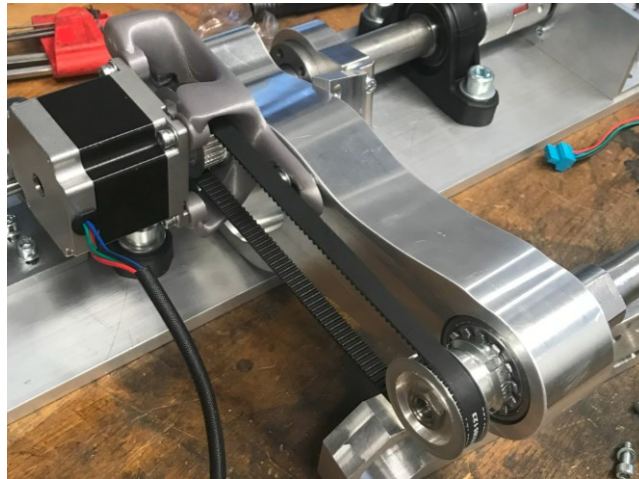
Obrázek 61 Navíjecí zařízení s optimalizovanými součástmi

9.1 Rameno

Rameno a jeho výztuha byly obráběny pomocí CNC. Nosná hřídel byla upravena, aby na ní mohla být upevněna navíc dvě svěrná pouzdra pomocí kterých je uchyceno rameno a jeho výztuha. Držák motoru byl vyroben 3D tiskem z materiálu PET-G (Obrázek 63). Ložiska byla nalisována na vřeteno a byla upevněna do ramene (Obrázek 62). Následně byly namontovány další části a jako celek upevněny v navíjecím zařízení.

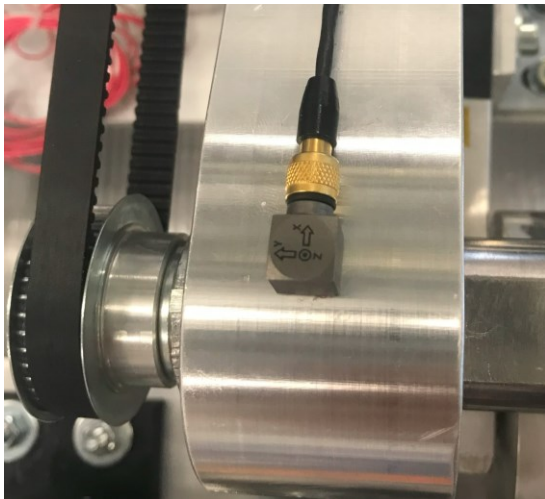


Obrázek 62 Samotný tvar ramene bez výztuh

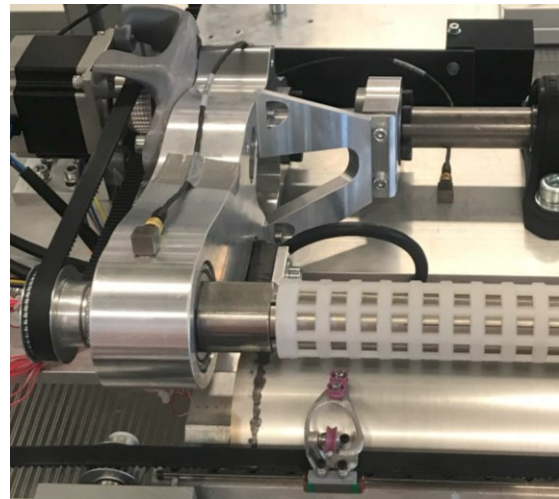


Obrázek 63 Detail ramene s držákem pohonu vřetene

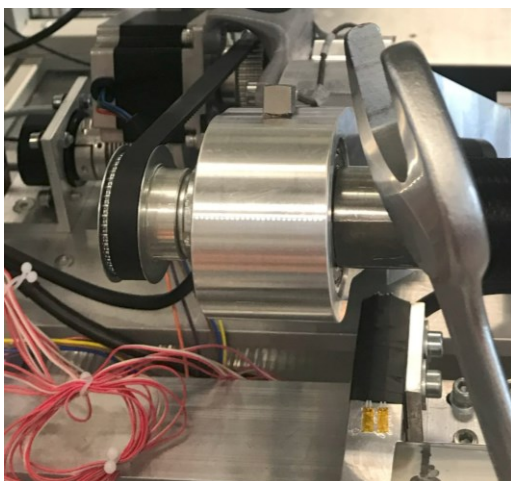
Pro analýzu ramene byl proveden experiment analogický tomu z kapitoly 5.3.2. Sestava experimentu je vidět na Obrázek 64;65;66. Bylo provedeno měření úderem do ramene ve směru tečném k otáčení ramene a ve směru osy vřetene. Následně bylo provedeno měření frekvencí společně se zvyšováním rychlosti navíjení.



Obrázek 64 Upevnění akcelerometru



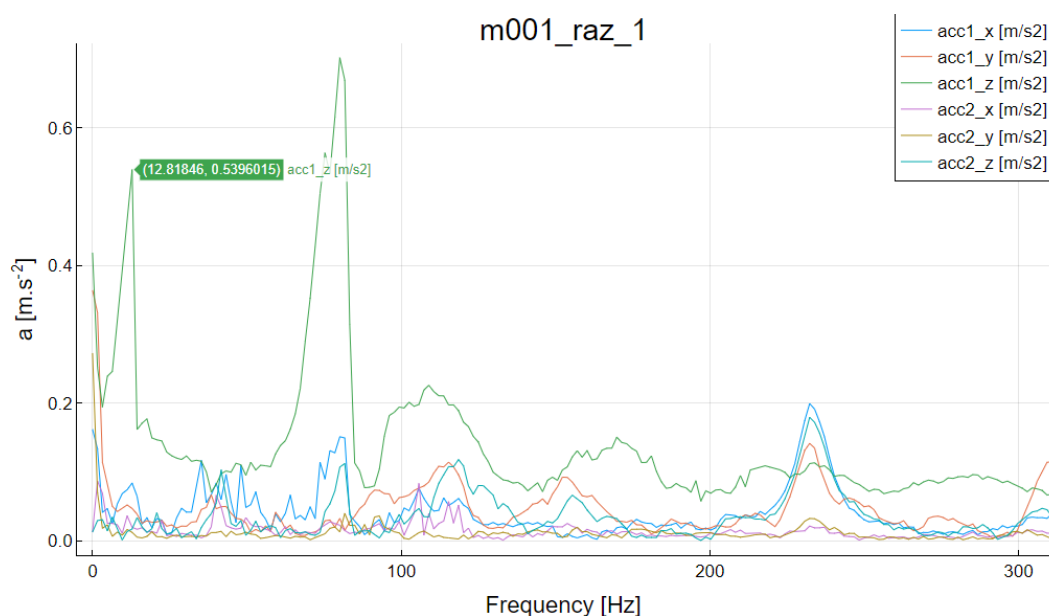
Obrázek 65 Sestava s akcelerometry



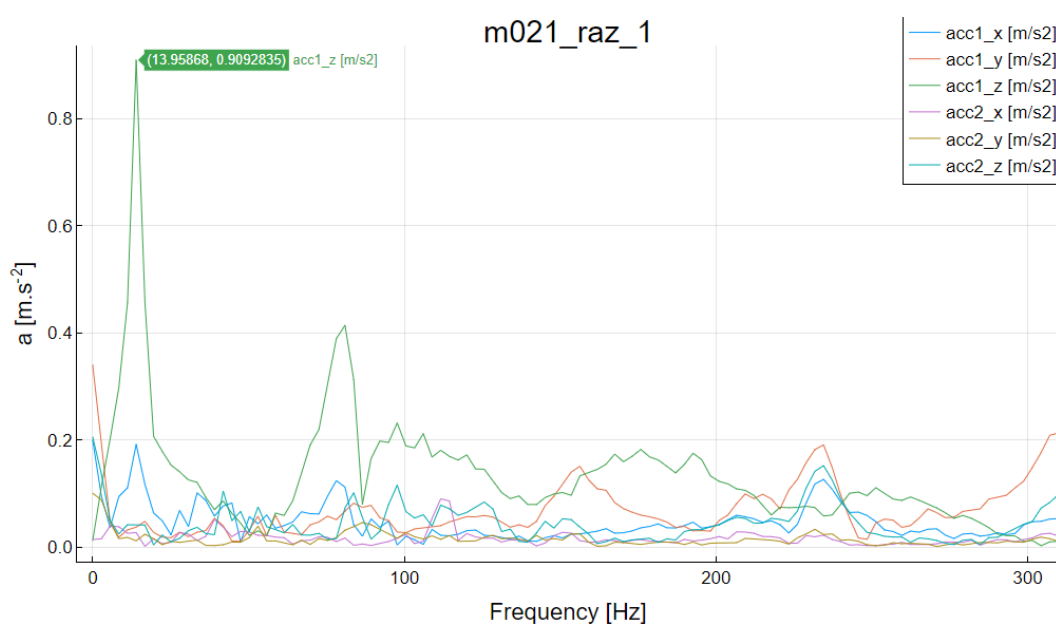
Obrázek 66 Úder pro vyvolání vlastních frekvencí

Po zpracování dat z akcelerometrů pomocí FFT byla zjištěna 1. vlastní frekvence sestavy kmitající na torzní hřídeli o velikosti mezi 13-15 Hz (Graf 14; 15). Druhá výrazná frekvence, na některých grafech nejvyšší, se pohybuje na pětinašobku nebo šestinašobku 1. vlastní frekvence kolem 80 Hz. Tedy 1. vlastní frekvence sestavy byla zvýšena navzdory vyššímu momentu setrvačnosti nového řešení. To může být způsobené montáží nebo některými součástmi, které zůstaly modelově stejné, ale byly vyměněny za jiný kus. Zároveň jsou na spektrogramech výrazné frekvence na osmi nebo šestnácti násobku budící frekvence (Graf 14). Maximální frekvence s výraznou amplitudou byly pozorována kolem 90 Hz.

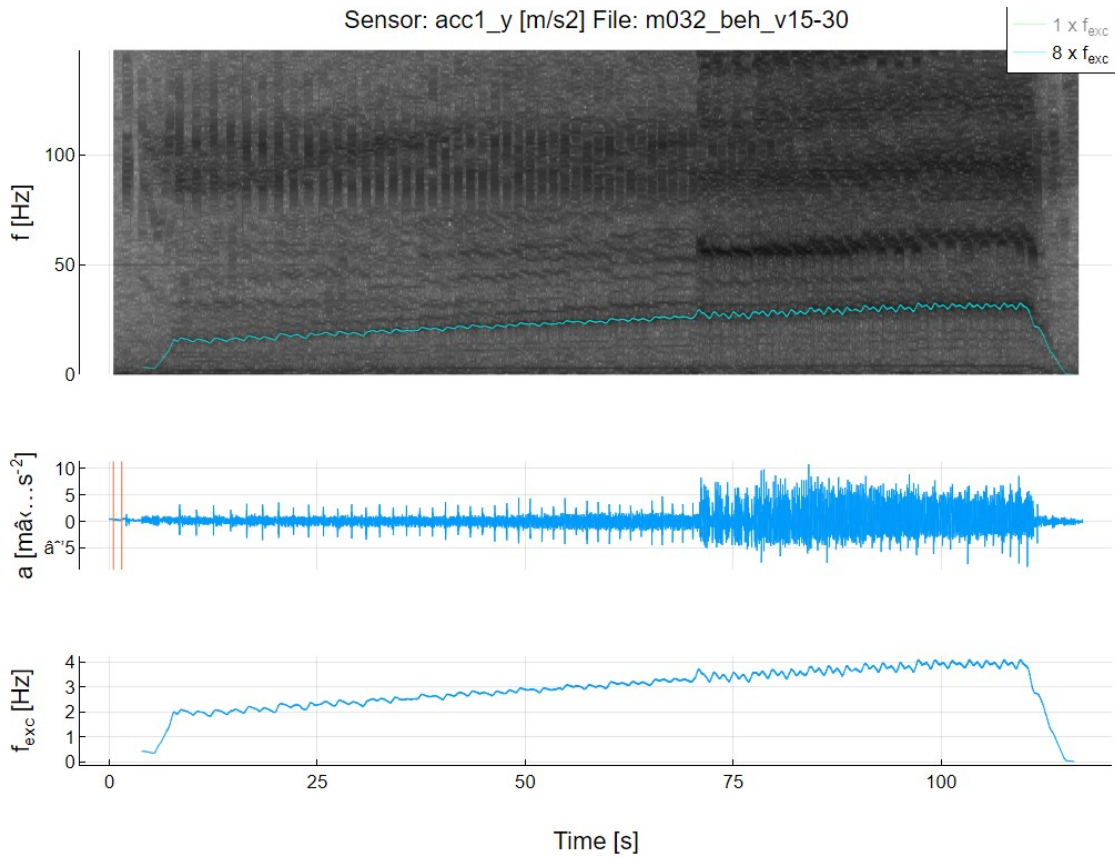
Ve směru ohybového kmitání ramene, tedy ve směru osy vřetene, byly vibrace hodně zatlumené oproti původnímu řešení. Pravidelně se ale objevují špičky kolem 118 Hz, potom kolem 150 Hz, a dále až kolem 230 Hz. Z toho bylo usouzeno, že některé z nich by mohly být vlastní frekvence ramene. Tyto frekvence pohybují nad hranici frekvence 90 Hz, která vyšla ze spektrogramu jako nebezpečná.



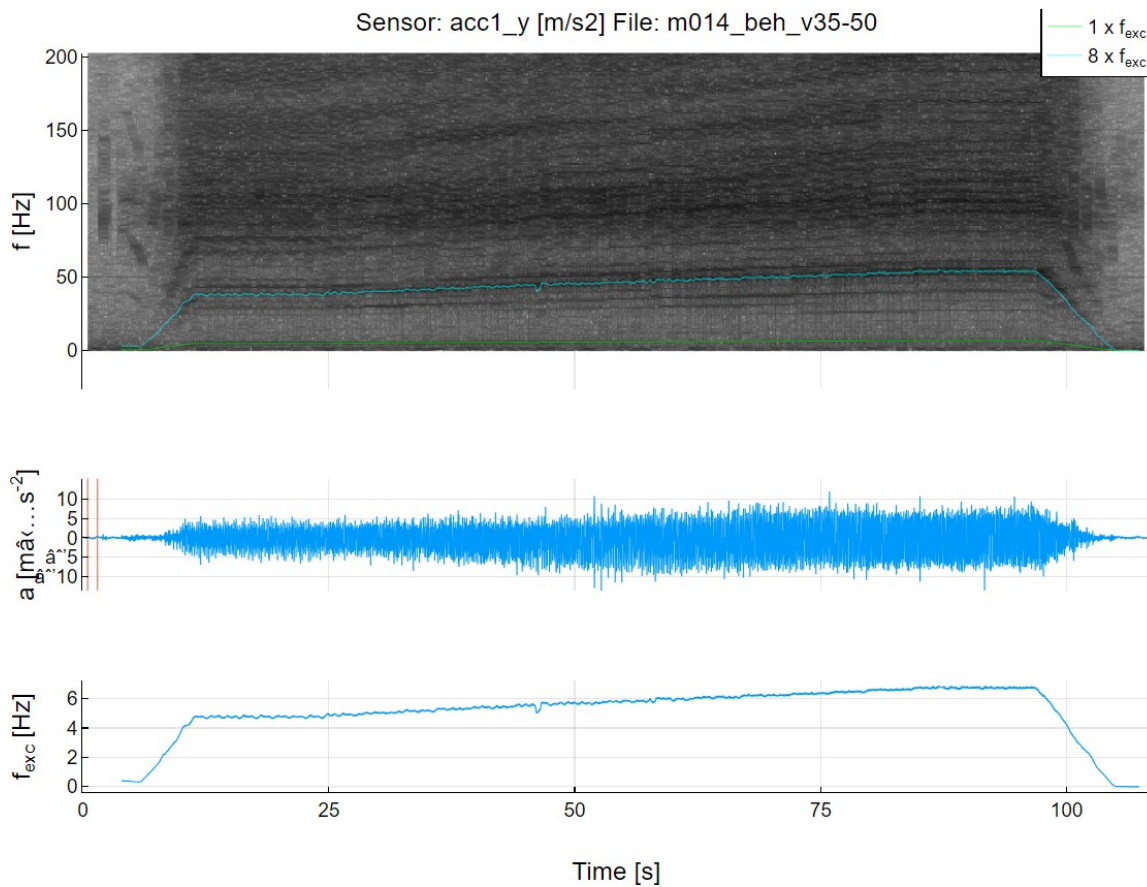
Graf 14 FFT – ráz ze shora – bez tlumiče



Graf 15 FFT – ráz ze shora – s tlumičem



Graf 16 Spektrogram 15-30 m/min



Graf 17 Spektrogram 35-50 m/min

9.2 Vodič

Díl byl vyroben na přístroji SLM 280HL, metodou SLM (Selective Laser Melting). Tato metoda spočívá ve spékání kovového prášku pomocí laseru. Pro snadnější odstranění podpurných struktur, které jsou nutné z technologických důvodů, byl vodič tištěn na výšku (Obrázek 67). Díl musel být dále zbaven podpor brusnými nástroji a zbaven povrchových výstupků, o které by se mohla zasekávat příze (Obrázek 68). Při odstraňování podpor muselo být dbáno, aby nebyly porušeny jednotlivé části. Hrubé díry předvyrobené 3D tiskem byly převrtány na správný rozměr a byly vytvořeny závity pro upevnění vodících kladek. Vodič byl vyměněn za původní. Na Obrázek 69 jsou porovnány původní a současná varianta, kde je vidět mimo jiné i rozdílné umístění kladek.

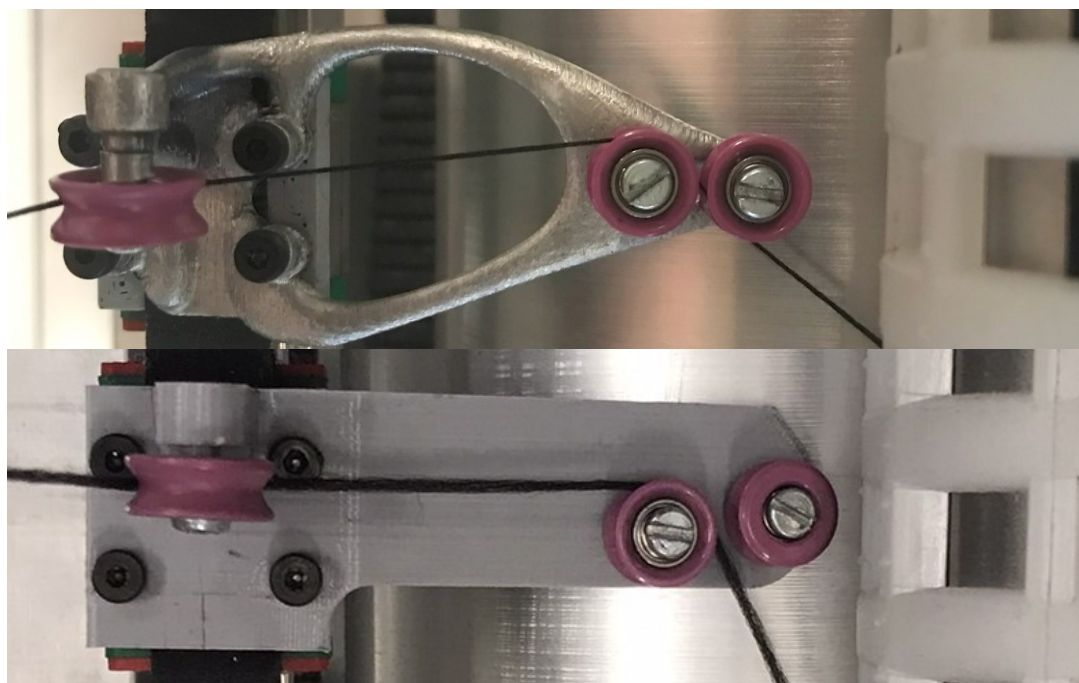


Obrázek 67 Vytisknutý díl s podporami



Obrázek 68 Očištěný díl

Jak bylo zmíněné dříve vodič byl vyzkoušen v reálném provozu při navíjení příze v rychlostech od 5 m/min do 50 m/min. Následně byl vodič vyzkoušen při zaseknutí příze, obdobně jako v experimentu z kapitoly 5.2.2, akorát tentokrát nebyl zapojen sekundární snímač tahu příze s vyšším rozsahem. Vodič byl zásekem příze vyzkoušen při rychlosti navíjení 50 m/min a v průběhu dalších měření ramene i při jiných rychlostech, kdy došlo k samovolnému zaseknutí.



Obrázek 69 Porovnání optimalizované a původní verze (nahore a dole)

Závěr

Cílem diplomové práce bylo topologicky optimalizovat vybrané části speciálního navíjecího zařízení, které slouží k navíjení filtračních svíček. Filtrační cívky jsou vyráběny z kompozitní nanovláknenné příze, kvůli které musí být přizpůsobená konstrukce některých součástí.

V úvodní části práce je popsáno navíjecí zařízení a jsou rozebrány jednotlivé části, jejich funkce a důvod jejich využití. Navíjecí zařízení je rozděleno na 4 podsestavy, ze kterých jsou vybrány dvě součásti, které jsou vhodné pro úpravu pomocí topologické optimalizace. Je to rameno a vodič. Rameno je součástí sestavy přítlaku a je hlavním nosným prvkem vřetene a zároveň je skrze něj realizován přítlak vřetene k opěrnému válci. Pro rameno je důležité, aby bylo co nejtěžší ale zároveň je nežádoucí zvýšit jeho moment setrvačnosti kvůli vlastním frekvencím. Vodič je součástí soustavy rozvádění. U vodiče je zásadní, aby byl co nejlehčí kvůli periodickým změnám ve smyslu pohybu. Zároveň musí být vodič opatřen vedením příze, které nebude při navíjení poškozovat nanovláknennou přízi, což je realizováno pomocí keramických kladek.

V další části byla provedena rešerše z hlediska využití počítačové podpory návrhu strojních dílů. Převážně je popsána topologická optimalizace, jež je předmětem práce. Z rešerše vyplynulo, že je pro nastavení jejích parametrů důležité porozumění jejího pozadí. Před nastavením TO je vhodné najít optimum vnějších problémů, jako je rozložení kladek u vodiče, nebo poloha motoru u ramene a teprve potom je na řadě definování parametrů TO.

V další části jsou popsány a podrobně rozebrány zatěžující stavy a jednotlivé kombinace zatížení. Jsou popsány jak stavy běžné provozní, tak stavy havarijní nebo různé manipulační. Pro rameno bylo určeno 13 zatěžujících stavů s kombinacemi 15 zatížení. Nejdůležitější z hlediska tuhosti byla analýza běžného provozního chodu, která má přímý dopad na kvalitu cívky. Ostatní stavy slouží převážně k nadimenzování ramene tak, aby nedošlo k jeho destrukci. Pro vodič byly určeny 4 zatěžující stavy a pro ně kombinace 7 zatížení. U vodiče jsou zásadní převážně stavy havarijní, kde je zakázáno překonání určité hodnoty deformace ať už se jedná o běžný provoz, nebo havárii. Hlavní zatížení vodiče je způsobené tahem v přízi, který působí na jeho kladky. Byl proveden experiment na určení tahu v přízi při jejím zaseknutí. Z experimentu vyplynulo, že vývoj nárůstu síly v závislosti na rychlosti navíjení je nezanedbatelný, a proto byla maximální hodnota tahu v přízi stanovena na $F_{tmax} = 1000 \text{ cN}$.

Pro další analýzu ramene bylo provedeno měření, které mělo za cíl odhalit chování přítlačné síly vřetene. Nejprve bylo srovnáno měření z tenzometrických můstků a zkřutu torzní hřídele, kde byly zjištěny rozdíly. Proto byla provedena korekce obou metod pomocí kalibrovaného snímače tlakové síly. Měření bylo opakováno a byla zjištěna přítlačná síla kolem 25 N s rozptylem okolo 5 N. Zároveň byly v naměřených hodnotách pozorovány periodické jevy. Proto byla provedena FFT analýza naměřených dat, ze kterých byla domněnka potvrzena a bylo přistoupeno k analýze sestavy přítlaku pomocí akcelerometrů. Z měření pomocí akcelerometrů a následné FFT analýze byly objeveny nebezpečné frekvence na čtyř nebo osminásobku budící frekvence, což jsou otáčky pohonu vřetene. Za tyto násobky může dutinka, která je přibližně ve tvaru osmiúhelníku. Tyto frekvence jsou zároveň na násobku vlastní frekvence sestavy.

Po určení provozních stavů bylo přistoupeno k MKP analýze původního řešení, kde byla provedena statická a modální analýza, která sloužila k odhalení slabých míst a pro následné porovnání s optimalizovanými návrhy.

Jako další byly vytvořeny konstrukční objemy, ze kterých je při TO odebírán materiál, následně byly aplikovány zatěžující stavy a byly zvoleny použité materiály pro oba díly. Pro rameno byly hodnoceny varianty z PA12 (3D tisk) a EN AW 5083 (obrábění). Pro vodič byly zvoleny PA12 (3D tisk) a AlSi10Mg (3D tisk). Byla provedena série topologických optimalizací, které byly průběžně hodnoceny a upravovány. Pro hodnocení ramene je v práci popsáno 6 variant, z nichž převážně díky nejvyšší tuhosti byla zvolena varianta z materiálu EN AW 5083 s vyztužující konstrukcí. Vodič byl hodnocen ve dvou variantách z nichž, kvůli vyšší bezpečnosti a tuhosti byla zvolena varianta z AlSi10Mg.

Zvolené varianty byly vyrobeny a namontovány do navijecího zařízení. Vodič byl otestován jak za běžného chodu, tak i při havarijním stavu, tedy při zaseknutí příze a obstál. Z dlouhodobého hlediska bude vhodné vodič sledovat z hlediska cyklického namáhání. Rozložení kladek na vodiči bylo upraveno a materiálové parametry jsou také lepší, ale na druhou stranu je vodič vyrobený metodou 3D tisku a jeho povrch obsahuje drobné výstupky, které mohou být při cyklickém namáhání zdrojem trhlin.

Rameno bylo otestováno v provozu a zkontrolováno měřením vlastních frekvencí, kde došlo k posunutí 1. vlastní frekvence ramene z původních 52 Hz na 118 Hz.

Použitá literatura

- [1] MILUČKÝ, Ján. *Návrh univerzálního navijecího zařízení*. Bakalářská práce. Liberec: Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, 2021.
- [2] MILUČKÝ, Ján. *Zařízení pro navijení filtračních vložek*. diplomová práce. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2022.
- [3] Ascotex Limited. *E12 – Traverse Guide*. online. In: Ascotex Limited. 2024. Dostupné z: <https://www.ascotex.com/product-category/ceramic-parts/ceramic-yarn-guides/traverse-guides/solid-traverse-guides/traverse-guide-e12/>. [cit. 2024-05-09].
- [4] Igus, inc. *Drylin® E stepper motor with connector, NEMA 23*. online. In: Igus®. 2024. Dostupné z: <https://www.igus.cz/product/MOT-AN-S-060-020-056-M-A-AAAA?artnr=MOT-AN-S-060-020-056-M-A-AAAA>. [cit. 2024-05-10].
- [5] Igus, inc. *Drylin® E motor gearbox flange 60mm*. online. In: Igus®. 2024. Dostupné z: https://www.igus.com/product/drylin_E_B_24_010?artnr=GEA-60-40-60-ST-063. [cit. 2024-05-10].
- [6] ŽABKA, Petr. *1 Úvod do numerických simulací: Doprovodný text k prezentacím*. 12.10.2021. 2021.
- [7] TYFLOPOULOS, Evangelos; FLEM, David; STEINERT, Martin a OLSEN, Anna. State of the art of generative design and topology optimization and potential research needs. *NordDesign*. 2018.
- [8] RULC, Vojtěch a ČURDA, Tomáš. *NÁVRH DÍLŮ PRO 3D TISK, TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE*. online. In: *Advanced Engineering s.r.o.* 2024. Dostupné z: https://advanced-eng.cz/wp-content/uploads/2021/08/CVUT-FS_AAT_Prednaska-4-Topologicka-optimalizace-Advanced-Engineering_2020-10-19.pdf. [cit. 2024-03-15].
- [9] TYFLOPOULOS, Evangelos; HASKINS, Cecilia a STEINERT, Martin. Topology-Optimization-Based Learning: A Powerful Teaching and Learning Framework under the Prism of the CDIO Approach. online. *Education Sciences*. 2021, roč. 11, č. 7. ISSN 2227-7102. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/educsci11070348>. [cit. 2024-05-08].
- [10] *Special Report: Generative Design and Topology Optimization by Altair*. online. In: Altair. 2024. Dostupné z: <https://altair.com/resource/generative-design-and-topology-optimization-report?lang=en>. [cit. 2024-03-15].
- [11] SRIVASTAVA, Jagriti a KAWAKAMI, Hiroshi. Systematic Review of Difference Between Topology Optimization and Generative Design. online. *IFAC-PapersOnLine*. 2023, roč. 56, č. 2, s. 6561-6568. ISSN 24058963. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2023.10.307>. [cit. 2024-05-09].

- [12] Haberkorn. *Svěrné upínací pouzdro BK 13*. online. In: Haberkorn. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/sverne-upinaci-pouzdro-bk-13-sverne-upinaci-pouzdro-bk-13-1-30.html>. [cit. 2024-05-06].
- [13] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. 1. díl. Vyd. 3., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008. ISBN 978-80-7372-319-4.
- [14] Mouser Electronics s.r.o.. *QSH5718-56-28-126*. online. In: Mouser Electronics. 2023. Dostupné z: <https://cz.mouser.com/ProductDetail/ADI-Trinamic/QSH5718-56-28-126?qs=TiOZkKH1s2TO%2Fpwn%2F8LEVA%3D%3D>. [cit. 2024-05-10].
- [15] *Pollen AM*. online. In: PA-12. 2024. Dostupné z: https://www.pollen.am/performance_thermoplastics_pa_12/. [cit. 2024-05-18].
- [16] VÉLE, Filip. *Konstrukce dílů s ohledem na aditivní výrobu a ověření jejich funkčnosti*. Diplomová práce. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2020.
- [17] GLEICH ALUMINIUM, s.r.o. *EN AW 5083*. online. In: Nenalezený vydavatel. 2021. Dostupné z: https://gleich.de/wp-content/uploads/2021/04/cz_en_aw_5083.pdf. [cit. 2024-05-21].
- [18] TOMEH, Elias. *Technická diagnostika: vibrační diagnostika strojů a zařízení*. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN isbn978-807-4941-740.

Seznam příloh

Příloha 1: Spektrogramy z měření vibrací u původního ramene

- a) Spektrogram z 15-30 m/min – původní rameno – logaritmické zobrazení
- b) Spektrogram z 35-49 m/min – původní rameno – logaritmické zobrazení
- c) Spektrogram z 15-30 m/min – původní rameno
- d) Spektrogram z 35-49 m/min – původní rameno

Příloha 2: Grafy z měření vibrací u optimalizovaného ramene

- a) Spektrogram z 15-30 m/min – optimalizované rameno – logaritmické zobrazení
- b) Spektrogram z 35-50 m/min – optimalizované rameno – logaritmické zobrazení
- c) Spektrogram z 15-30 m/min – optimalizované rameno
- d) Spektrogram z 35-50 m/min – optimalizované rameno

Příloha 3: Výrobní výkresy ramene

- a) Výkres rameno
- b) Výkres podpora
- c) Výkres úchyt