

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
FAKULTA STROJNÍ



Diplomová práce

Uzavřený zkušební stav pro zkoušky planetových soukolí

Lukáš Kazda

Anotační list

Autor:	Bc. Lukáš Kazda
Číslo diplomové práce:	
Název diplomové práce:	Uzavřený zkušební stav pro zkoušky planetových soukolí
Rozsah:	Počet stran: 74 Počet obrázků: 93 Počet příloh: 3
Akademický rok:	2016/2017
Ústav:	U12120, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Obor studia:	Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí diplomové práce:	doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová
Zadavatel:	Fakulta strojní ČVUT v Praze
Anotace	Cílem této práce je postavit zkušební stav pro zkoušky planetových soukolí. V laboratořích ČVUT v Roztokách u Prahy se nachází základní rám zkušebního stavu pro zkoušky hřídelových převodů, na který bude zbytek zkušebního stavu nainstalován. Součástí práce je také návrh a zapojení snímačů, a také program pro vyhodnocení naměřených dat.
Klíčová slova	Uzavřený zkušební stav, planetová převodovka, napínací zařízení, senzory, LabVIEW

Annotation

Author:	Bc. Lukáš Kazda
Number of thesis	
Topic	Closed-loop test bed for testing of planetary gear sets
Summary:	Pages: 74 Pictures: 93 Attachments: 3
Academic year:	2016/2017
Department:	U12120, Department of automobiles, internal combustion engines and railway vehicles
Field of study:	Transportation, Aerospace and Handling Technology
Vedoucí diplomové práce:	doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová
Zadavatel:	Faculty of Mechanical Engineering CTU in Prague
Anotace	The main goal of this thesis is to build a test stand for planetary gearboxes. There is a main frame for gearbox testing in CTU laboratories in Roztoky u Prahy on which will be the rest of the test stand placed. This thesis also contains draft of sensors and their connection. It also contains a program for evaluation of measured data.
Klíčová slova	Closed-loop test bed, planetary gearbox, tensioning device, sensors, LabVIEW

Prohlášení o autorství:

Prohlašuji, že jsem svoji diplomovou práci vytvořil samostatně, s použitím literatury uvedené v seznamu na konci práce.

Lukáš Kazda

V Praze dne _____

Obsah

Obsah.....	8
Použité symboly a značky.....	11
Úvod.....	13
Teorie.....	13
1 Převodovky	13
1.1 Planetové převodovky	13
1.2 Použití planetových převodovek	15
2 Zkoušení převodovek.....	16
2.1 Otevřený zkušební stav	16
2.2 Uzavřený zkušební stav.....	17
2.3 Uzavřený zkušební stav pro planetové převodovky.....	18
2.4 Simulace zatížení.....	18
Praktická část	20
3 Výchozí stav pro návrh.....	20
3.1 Rám zkušebního stavu.....	20
3.2 Zkoušená převodovka.....	22
4 Zástavba převodovek do skříní.....	23
4.1 Návrh zkušebního stavu	23
4.2 První koncepce	23
4.3 Předběžný konstrukční návrh	25
4.4 Finální návrh.....	26
5. Jednotlivé součástky zástavby převodovek.....	30
5.1 Skříň převodovek.....	30
5.2 Spojovací trubka.....	31
5.3 Napínací příruba	32
5.4 Ložiskové domky	32
5.5 Víčka skříní	33
5.6 Úchyt snímačů síly	34
5.7 Vstupní hřídel.....	34
5.8 Ostatní součástky.....	34
6. Výpočty	35
6.1 Kontrola drážkování napínací příruby.....	35

6.2	Kontrola šroubů příruby.....	36
6.3	Kontrola drážkování skříně.....	36
6.4	Kontrola spojovací trubky	37
6.5	Kontrola čepu.....	38
7.	Montáž převodovek na rám.....	39
7.1	Síly přenášené na kuličkové vedení.....	40
8	Úprava rámu elektromotoru	41
8.1	Předpoklady pro konstrukci zvedáku.....	42
8.2	Konstrukce zvedáku elektromotoru	42
8.3	Dynamické vlastnosti konstrukce	44
8.3.1	Analytická metoda	44
8.3.2	Analýza pomocí metody konečných prvků.....	47
8.4	Seřízení polohy elektromotoru.....	49
8.5	Shrnutí konstrukce zvedáku a návrh úprav	50
9	Olejšové hospodářství.....	51
10	Napínací zařízení	53
10.1	Návrh páky.....	53
10.2	Držák závaží	54
10.3	Závaží.....	55
10.4	Nedostatky páky	55
10.5	Upravená konstrukce páky.....	56
10.6	Jiná koncepce napínacího zařízení.....	57
10.7	Výsledný konstrukční návrh zkušebního stavu.....	58
11.	Měřicí zařízení	59
11.1	Snímače pro měření reakčních momentů na korunách.....	59
11.2	Snímače vibrací.....	60
11.3	Návrh na měření otáček	60
11.4	Návrh na měření teploty oleje.....	62
12	Sběr a úprava naměřených hodnot.....	62
12.1	CompactDAQ	63
12.2	Moduly.....	63
12.3	Zapojení snímačů síly	64
13	Vzhled kompletního zkušebního stavu	65

14 Program pro vyhodnocení naměřených dat	67
14.1 Funkce programu.....	67
14.2 Čelní panel.....	67
14.3 Blokový diagram	69
Závěr	70
Poděkování.....	71
Seznam použité literatury	72
Seznam příloh.....	74

Použité symboly a značky

w	Počet stupňů volnosti	[-]
$n_{pč}$	Počet pohyblivých členů	[-]
o	Počet záběrů ozubených kol	[-]
i_{p-k}^r	Základní převodový poměr	[-]
z_k	Počet zubů koruny	[-]
z_p	Počet zubů planety	[-]
j	Počet vnějších převodů	[-]
ω_p	Úhlová rychlost planety	[rad/s]
ω_r	Úhlová rychlost unašeče	[rad/s]
ω_k	Úhlová rychlost koruny	[rad/s]
i_{p-r}^k	Převodový poměr se zastavenou korunou	[-]
n_i	Počet zátěžných cyklů	[-]
$n_{t,i}$	Časová četnost výskytů na hladině	[-]
n	Otáčky	[ot/min]
Δt	Perioda odečítání	[s]
τ	Napětí ve stříhu	[MPa]
M_k	Krouticí moment	[Nm]
i	Počet drážek příruby	[-]
L	Délka drážek	[mm]
t	Šířka zubu	[mm]
p	Tlak	[MPa]
h	Výška zubu	[mm]
$F_{\bar{s}}$	Síla ve šroubu	[N]
$i_{\bar{s}}$	Počet šroubů	[-]
d_s	Roztečný průměr šroubů	[mm]
μ	Součinitel tření	[-]
σ	Napětí v tahu	[MPa]
i_d	Počet drážek skříně	[-]
L_d	Délka drážkování	[mm]
t_d	Šířka zubů skříně	[mm]
D_s	Střední průměr drážkování	[mm]
R_e	Vnější poloměr drážkování	[mm]
R_i	Vnitřní poloměr drážkování	[mm]
M_r	Krouticí moment unašeče	[Nm]
i_z	Počet zubů	[-]
H_z	Hloubka zubu	[mm]
D_e	Vnější průměr trubky	[mm]
D_i	Vnitřní průměr trubky	[mm]
τ_k	Napětí v krutu	[MPa]
W_k	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
$d_{\check{c}}$	Průměr čepu	[mm]
$R_{\check{c}}$	Rameno reakční síly	[mm]
L_1	Délka čepu 1	[mm]
L_2	Délka čepu 2	[mm]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
F_a	Axiální síla	[N]

d_k	Roztečný průměr zubů	[mm]
β	Sklon zubů	[°]
k	Tuhost	[N/mm]
E	Modul pružnosti	[MPa]
J	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
L	Délka tyče	[mm]
d	Průměr jádra závitové tyče	[mm]
f_0	Vlastní frekvence	[Hz]
m	Hmotnost elektromotoru	[kg]
M_z	Zátěžný moment	[Nm]
M_p	Vlastní moment páky	[Nm]
m_z	Hmotnost závaží	[kg]
R_z	Poloměr zavěšení závaží	[m]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
m_p	Hmotnost páky	[kg]
x	x souřadnice těžiště páky	[m]

Úvod

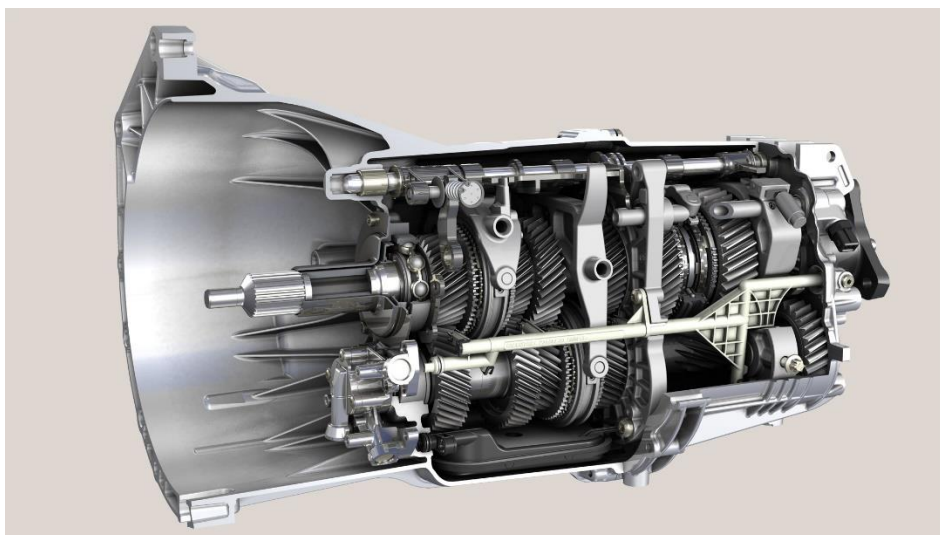
Účelem této práce je realizace uzavřeného zkušebního stavu pro zkoušení planetových převodovek. V laboratořích Centra vozidel udržitelné mobility ČVUT v Roztokách u Prahy se nachází zkušební stav pro hřídelové převody. Mým úkolem je modifikovat ho pro zkoušení planetových převodovek. V první části této práce se budu věnovat teorii zkoušení převodovek. V další části pak samotnému popisu konstrukce zkušebního stavu a měření na něm.

Koncepcí zkušebních stavů pro planetové převodovky se už v minulosti zabývali Bc. Lukáš Herink a Bc. Jakub Rok. Jejich návrhy nebyly realizovány, mohou však sloužit jako užitečné vodítko při mém návrhu nového zkušebního stavu.

Teorie

1 Převodovky

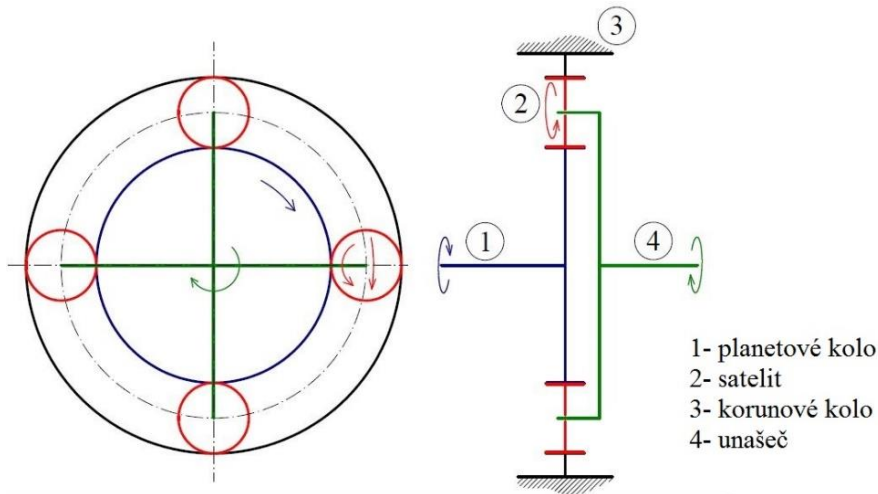
Jsou to zařízení sloužící k přenosu výkonu, ke změně hodnoty a smyslu otáček, a tím pádem i točivého momentu. Tvoří je jedno či více ozubených soukolí. Lze je dělit z mnoha hledisek. Jedním z nich je dělení na převodovky s pevnými osami a převodovky planetové. Převodovky s pevnými osami mohou být čelní, kuželové, kuželočelní či šnekové. Dále je lze dělit podle toho, zda mají stálý či proměnný převodový poměr. ^[1]



Obr 1: Šestistupňová převodovka ZF pro BMW [2]

1.1 Planetové převodovky

Tak jako u klasických převodovek s pevnými osami se jedná o zařízení sloužící k přenosu výkonu a ke změně jeho parametrů (točivého momentu a otáček). Planetová převodovka je tvořena jedním nebo více planetovými soukolími. Ty se skládají z planetového kola, satelitů, korunového kola a z unašeče (viz obr. 2). V anglickém jazyce je názvosloví odlišné. Planetové kolo odpovídá termínu „sun“ a satelit termínu „planet“. Specifikum planetové převodovky je sousost vstupních a výstupních hřídelí. ^[3]



Obr 2: Schéma planetové převodovky

Z obrázku 2 je patrný princip planetové převodovky. Při zastaveném korunovém kole koná planeta rotační pohyb kolem své osy a satelity konají složený pohyb. Ten se skládá z rotace kolem vlastní osy a z rotace okolo centrální osy. Rotační pohyb satelitu okolo centrální osy je pomocí unašeče vyveden na výstup. V tomto případě se jedná o jednoduché planetové soukolí. Při spojení více jednoduchých soukolí vzniká planetové soukolí složené.

Jeden ze základních parametrů planetového soukolí je počet stupňů volnosti. Je dán vztahem:

$$w = 3n_{p\check{c}} - o \quad (1.1)$$

kde n je počet pohyblivých členů a o je počet záběrů ozubených kol. Má-li soukolí jeden stupeň volnosti, jedná se o převod, má-li dva stupně volnosti, jedná se o diferenciál. [4]

Dalším ze základních parametrů je převod z planety na korunu při zastaveném unašeči (i_{p-k}^r), jedná se o tzv. základní převod. Při této konfiguraci konají všechna ozubená kola pouze rotaci kolem svých os a převod je dán vztahem:

$$i_{p-k}^r = \frac{z_k}{z_p} (-1)^j \quad (1.2)$$

kde z_k je počet zubů koruny, z_p je počet zubů planety a j je počet vnějších převodů [4]

Jelikož satelity mohou konat složený pohyb, nelze jednoduše (např. pomocí počtu zubů) vyjádřit převodový poměr jakékoliv konfigurace planetového soukolí. Při výpočtu těchto převodových poměrů se vychází ze základního převodového poměru (i_{p-k}^r). Je-li znám základní převodový poměr, lze pomocí tzv. Willisovy formule (vztah 1.4) zbývající převodové poměry spočítat. [4]

$$i_{p-r}^k = \frac{\omega_p}{\omega_r} = \frac{\omega_p - \omega_k}{\omega_r - \omega_k} = \frac{\omega_p - \omega_k + (\omega_r - \omega_r)}{\omega_r - \omega_k} = \frac{\omega_p - \omega_r}{\omega_r - \omega_k} + \frac{\omega_r - \omega_k}{\omega_r - \omega_k} = 1 - \frac{\omega_p - \omega_r}{\omega_k - \omega_r} \quad (1.3)$$

$$i_{p-r}^k = 1 - i_{p-k}^r \quad (1.4)$$

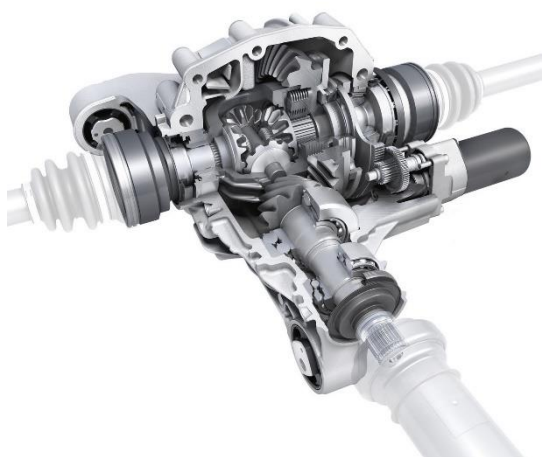
1.2 Použití planetových převodovek

Planetové převodovky lze použít tam, kde je zapotřebí souosost vstupních a výstupních hřídelí. To může být například u nápravové převodovky (obr. 3). Dále je lze použít v případech, kdy je potřeba velkého převodového poměru a malého zástavbového prostoru, popřípadě nízké hmotnosti. Převodovky s vyšším počtem satelitů dokáží také přenést vysoké výkony v porovnání s převodovkami s pevnými osami. Těchto výhod je dosaženo především za cenu vysoké přesnosti výroby a montáže.



Obr. 3: Nápravová převodovka od firmy STEYR [5]

Planetové převodovky s více stupni volnosti se používají například v rozvodkách automobilů (obr. 4). Dále také jako děliče či slučovače výkonu v automobilech s hybridním pohonem, které mají více zdrojů výkonu. V neposlední řadě jsou používány u diferenciálních variátorů (obr. 5) nebo mezinápravových diferenciálů. U těchto příkladů se jedná o soukolí se dvěma stupni volnosti. ^[6]



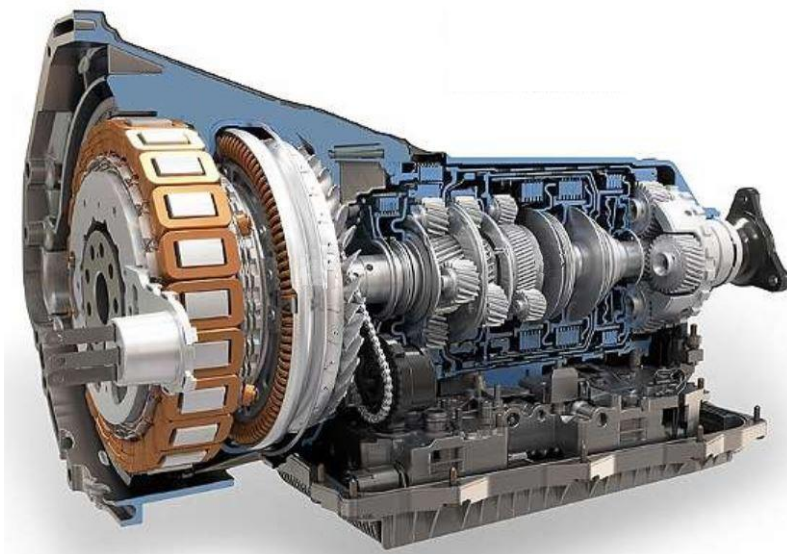
Obr. 4: Rozvodovka zadní nápravy Porsche Cayenne [7]



Obr. 5: Diferenciální variátor Kappa od Hyundai [8]

Samostatnou kapitolou je pak použití planetových soukolí s více stupni volnosti v automatických převodkách. Ty mají obecně více než dva stupně volnosti. Požadovaných převodových stupňů je dosaženo pomocí soustavy automaticky ovládaných spojek a brzd, které

při sepnutí odebírají soukolí přebytečné stupně volnosti. Návrh těchto převodovek je značně komplikovanější než u klasických manuálních převodovek, jelikož jednotlivé převodové stupně jsou na sobě závislé.^[9]



Obr. 4: Osmistupňová automatická převodovka ZF 8HP pro BMW [10]

2 Zkoušení převodovek

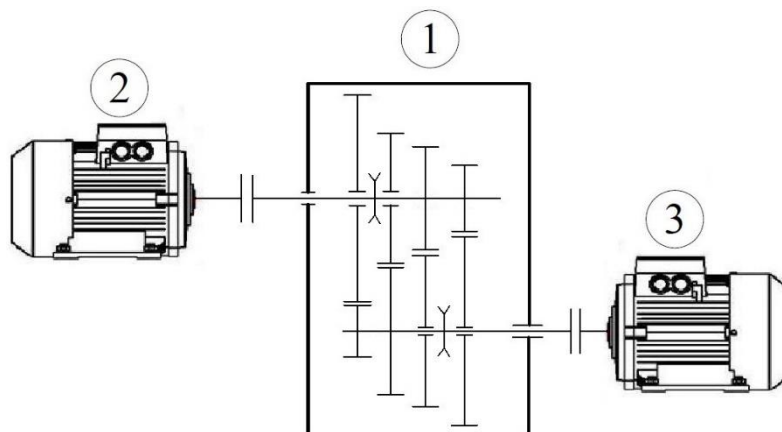
I přes stále lepší výpočtové modely nelze uspokojivě simulovat potřebné veličiny a stavy, které nastávají v reálném provozu převodovky. I při samotném výpočtu a návrhu převodovky je třeba znát parametry, které lze určit většinou jen experimentálně. K takovýmto parametrům patří například účinnost převodů, respektive ztrátový součinitel. Ten mívá u čelních soukolí hodnoty od 0,005 do 0,025 v závislosti na typu soukolí (vnitřní/vnější ozubení, šikmé/přímé zuby atd.).^[4] Pořád se ale jedná o odhad a reálnou hodnotu lze zjistit jen experimentem. Další parametr, který lze ze zkoušek zjistit, je nerovnoměrnost zatížení satelitů. Ta může být způsobena například nepřesnostmi ve výrobě či montáži a tento vliv nelze do výpočtového modelu zahrnout. Tato nerovnoměrnost může mít za následek kratší životnost u více namáhaných satelitů, než na jakou byly navrženy. Experimentálně lze zjišťovat také životnost, oteplení nebo hlučnost převodovek.^[11]

K dostatečně přesnému zjištění požadovaných parametrů je zapotřebí, aby experiment pokud možno co nejvěrněji simuloval reálný provoz převodovky. To znamená zejména rozsah otáček a zatížení točivým momentem. Zkoušky převodovek lze realizovat buď na otevřených, nebo uzavřených zkušebních stavech.

2.1 Otevřený zkušební stav

Jak lze vidět na obrázku 7, otevřený zkušební stav se skládá z motoru, zkoušené převodovky a z dynamometru. Takovéto uspořádání umožňuje za provozu regulovat zatížení a otáčky jak pro planetové převodovky, tak pro převodovky s pevnými osami. Další výhodou je, že pro takovou zkoušku je na rozdíl od uzavřeného stavu potřeba jen jedna převodovka. Nevýhoda spočívá především v nutnosti použít motor takového výkonu, jakým má být převodovka zkoušena.^[12] U automobilových převodovek se tak může potřebný výkon pohybovat v desítkách až stovkách kilowatt. Tento výkon je většinou pomocí generátoru

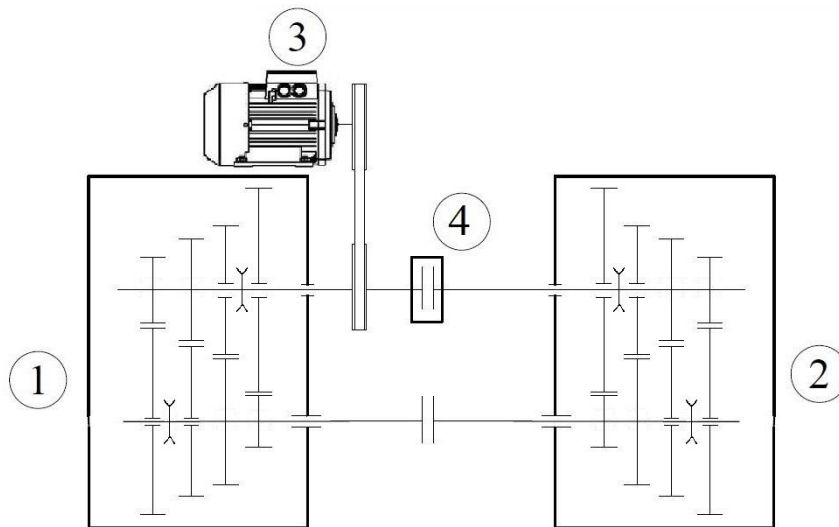
odváděn zpět do elektrické sítě. Toto vše vyžaduje větší nároky na elektroinstalaci. Další nevýhodou je složitější řízení zátěže pomocí zpětnovazebné regulace.^[13]



Obr. 7: Otevřený zkušební stav. 1- Zkoušená převodovka, 2- Motor, 3- Generátor

2.2 Uzavřený zkušební stav

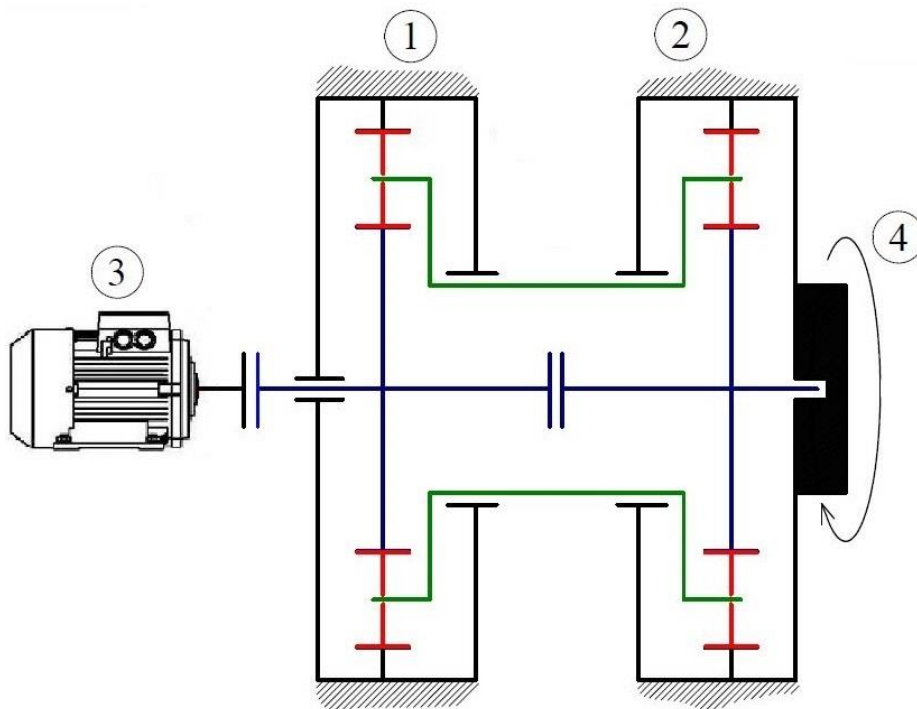
Uzavřený zkušební stav se skládá ze dvou stejných převodovek (resp. se stejným převodovým poměrem), motoru a napínacího zařízení. Převodovky jsou propojeny do uzavřeného okruhu, proto je potřeba mít dvě převodovky se stejným převodovým poměrem. Pracuje se s principem takzvaného cirkulujícího výkonu, který cirkuluje ve zkušebním stavu a motor dodává pouze výkon pokrývající ztráty v převodovkách. Toho je docíleno vyvoláním předpětí v uzavřeném okruhu (typicky nakroucením jedné části vůči druhé) a následným roztočením převodovek.^[12] Výhodou oproti otevřenému zkušebnímu stavu je možnost použít motor s řádově nižším výkonem. V kombinaci s absencí generátoru z toho vyplývají i nižší požadavky na elektroinstalaci. Nevýhodou může být nutnost zkoušet dvě stejné převodovky, popřípadě místo toho použít uzavírací převod zpět na vstup zkoušené převodovky. Není také vždy snadné měnit za chodu zatížení, což komplikuje provádění tzv. vícehladinových zkoušek. Platí to zejména u převodovek s pevnými osami. Jak je vidět na schématu na obrázku 8, předpětí je vyvoláno vzájemným nakroucením hřídelí a následnou aretací (pozice č. 4). To lze ovšem provádět pouze za klidu. Toto omezení může být odstraněno náhradou aretačního členu planetovou převodovkou. V tomto případě by bylo předpětí vyvozeno natočením planetové převodovky.^[14]



Obr. 8: Uzavřený zkušební stav pro převodovky s pevnými osami
1,2- Zkoušené převodovky, 3- Motor, 4- Předepínací zařízení

2.3 Uzavřený zkušební stav pro planetové převodovky

V principu se neliší od jakéhokoliv uzavřeného stavu. Díky sousosti vstupních a výstupních hřídelí lze však snáz za chodu měnit zatížení natočením zastaveného členu (většinou koruny). Lze ale vyvolat zatížení i vzájemným natočením a aretací hřídelí, jako tomu je u převodovek s pevnými osami.



Obr. 9: Uzavřený zkušební stav pro planetové převodovky
1,2- Zkoušené převodovky, 3- Motor, 4- Napínací zařízení

2.4 Simulace zatížení

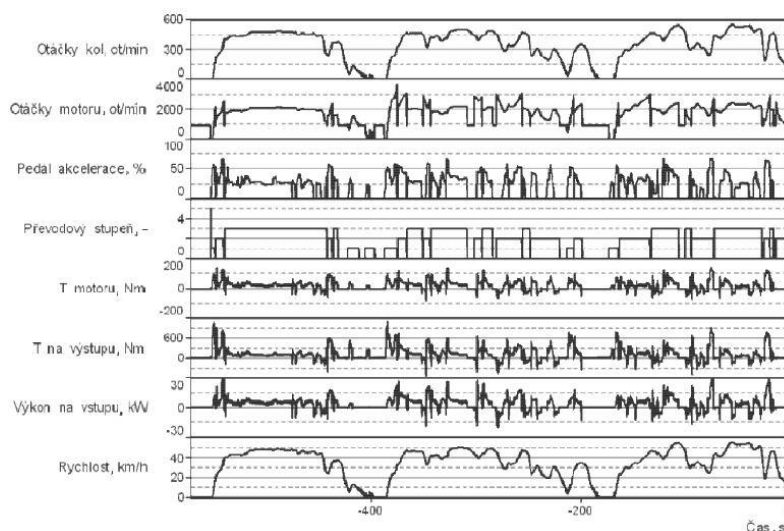
Aby zkouška co nejvíce odpovídala realitě, je třeba co nejvěrněji simulovat zatížení převodovek. Z hlediska zátěže se zkoušky dělí na jednohladinové a vícehadinové.^[15] Jak

už název napovídá, u jednohladinových zkoušek je zatížení po celou dobu konstantní, mění se pouze otáčky. Takovýto druh zkoušky není nejvhodnější pro získání přesných údajů, ale je konstrukčně jednodušší.

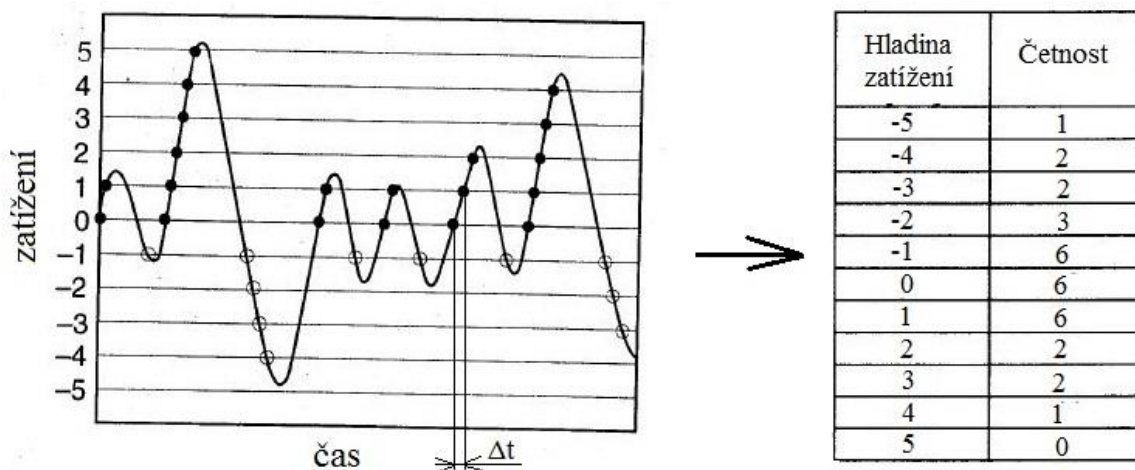
U vícehladinových zkoušek jsou otáčky i zatížení proměnné. Tak jako v reálném provozu nejsou všechny hodnoty zatížení zastoupeny rovnoměrně, stejně tomu musí být i u vícehladinové zkoušky. K tomu je třeba znát tzv. zátěžné spektrum. To lze získat z tabulek a katalogů nebo například z měření průběhu krouticího momentu při jízdě (viz obr. 10). Z této naměřené závislosti je poté možno zjistit četnost výskytu zatížení na jednotlivých hladinách (obr. 11), popřípadě také kumulovaný počet cyklů. Tato metoda se nazývá jednoparametrická schematizace. Lze ji použít při zatěžování s konstantními otáčkami. Počet zatěžovacích cyklů na hladině je pak určen vztahem (2.1).

$$n_i = n_{t,i} \frac{n \Delta t}{60} \quad (2.1)$$

Kde $n_{t,i}$ je časová četnost výskytů na hladině, n jsou otáčky a Δt perioda odečítání.

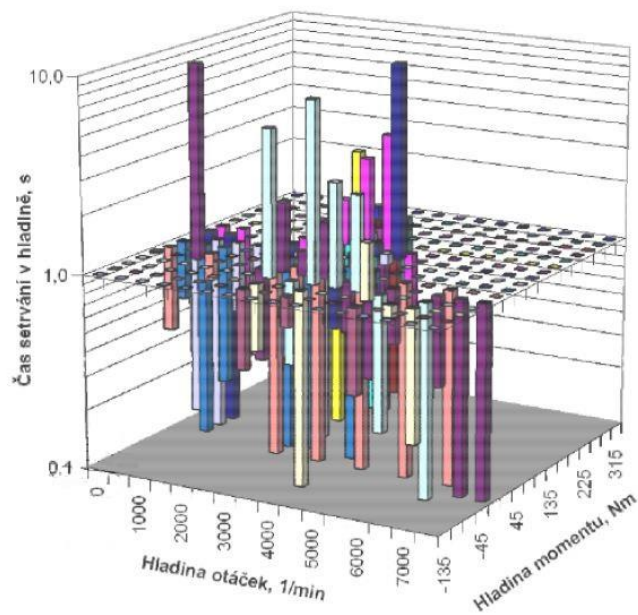


Obr. 10: Příklad naměřených hodnot při jízdě [15]



Obr. 11: Jednoparametrická schematizace [16]

Přesnější schematizace, kterou lze z naměřených dat z jízdy získat se nazývá dvoupametrická schematizace. Jeden její parametr je hladina zatížení (stejně jako u jednopametrické) a druhý parametr jsou otáčky. Tímto vznikne matice, jejíž prvky jsou doby strávené na jednotlivých hladinách zatížení při různých otáčkách (obr. 12). Z dvoupametrické schematizace lze také získat počet zatěžovacích cyklů na hladině. Nejprve je třeba vynásobit všechny prvky na stejné hladině otáček jejich hodnotou. Počet zatěžovacích cyklů na hladině se pak rovná sumě všech prvků na příslušné zátěžné hladině. S touto znalostí a se znalostí Wöhlerovy křivky lze pak určit životnost.



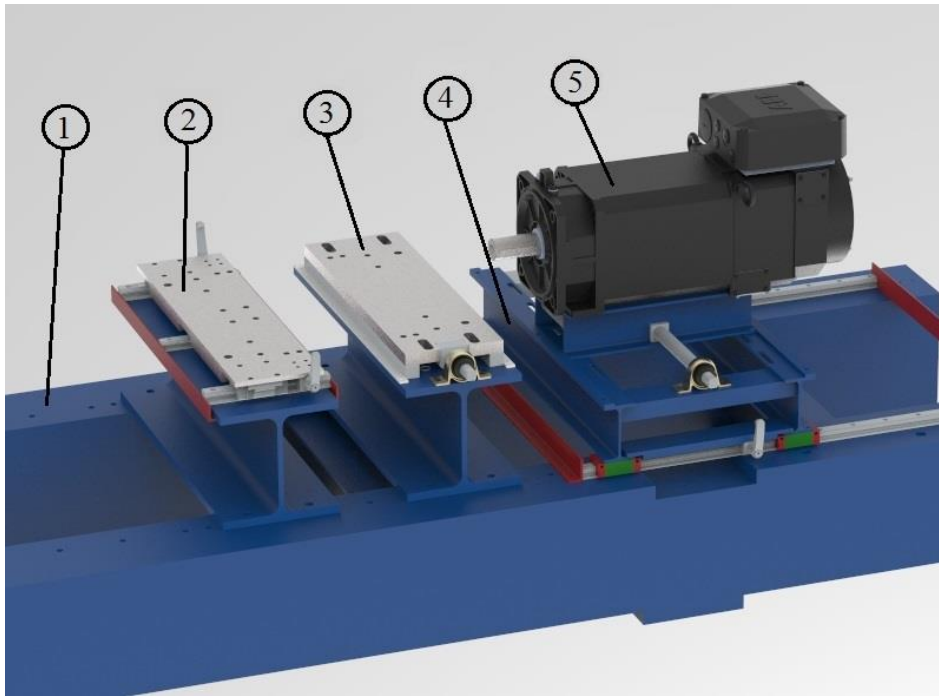
Obr. 12: Dvoupametrická schematizace zatížení [15]

Praktická část

3 Výchozí stav pro návrh

3.1 Rám zkušebního stavu

Jak již bylo zmíněno v úvodu, v laboratořích ČVUT v Roztokách u Prahy se nachází rám zkušebního stavu, na jehož základě je třeba navrhnout zkušební stav pro planetové převodovky. Jeho konstrukce je vidět na obrázku 13.



Obr. 13 Rám zkušebního stavu před instalací převodovek

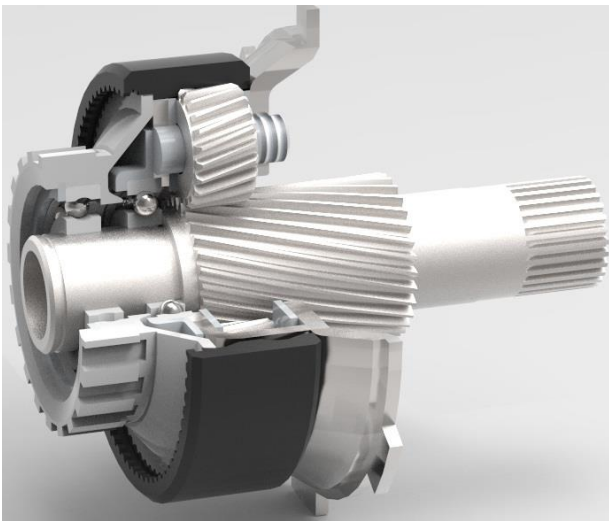
V základním rámu jsou vyvrtány díry, jejichž pomocí k němu lze nastavitelně připevnit dílčí rámy pro jednotlivé převodovky. Oba tyto rámy mají jeden stupeň volnosti umožňující nastavení vzájemné polohy. Rám číslo 2 umožňuje podélný posuv a rám číslo 3 umožňuje příčný posuv. Dále je součástí této konstrukce elektromotor. Jedná se o asynchronní elektromotor společnosti ABB typ M3EB 100E 6 s výkonem 18 kW, který je řízen frekvenčním měničem ACS800-01. Na obrázku 14 štítek tohoto elektromotoru. Elektromotor je upevněn k rámu číslo 4, jenž je veden v podélném vedení a obsahuje rovněž šroubový mechanismus umožňující pohyb v podélném směru. Elektromotor má tudíž na rozdíl od převodovek dva stupně volnosti.



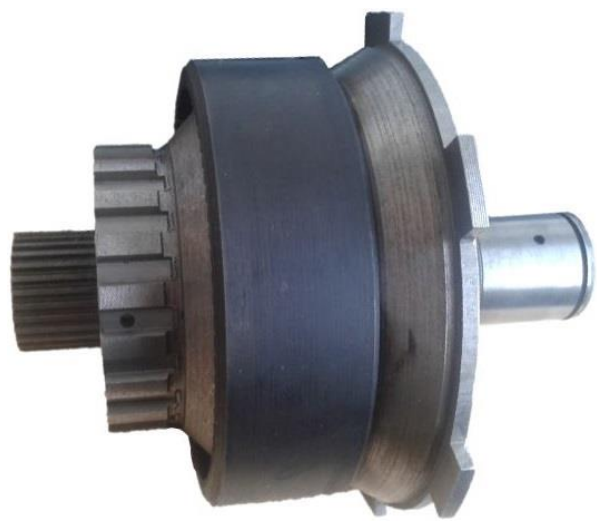
Obr. 14: Charakteristika elektromotoru[17]

3.2 Zkoušená převodovka

Jedná se o planetovou převodovku s jednoduchým planetovým soukolím typu $2k+r$, tedy se dvěma centrálními koly a jedním unašečem. Tato převodovka se nacházela v laboratořích ČVUT na Julisce a její původní účel mi není známý. Stejně tak mi nejsou známy parametry ozubení, jakými jsou modul, korekce nebo úhel záběru. Důvodů pro volbu této převodovky ke zkoušce je více. Jedním z nich je, že k této převodovce je dostupná druhá, identická převodovka, tudíž se přímo nabízí na základě tohoto páru vytvořit uzavřený zkušební stav. Další variantou by bylo koupit nové převodovky nebo zkonstruovat vlastní. Obojí by však bylo spojeno s dalšími finančními výdaji. Zkonstruování vlastní převodovky nebo jen nového ozubení by bylo méně finančně nákladné než koupě nové, ale komplikuje to fakt, že v Česku není výrobce, který by vyráběl vnitřní ozubená kola se šikmými zuby. Na obrázcích 15 a 16 je zkoušená převodovka.



Obr. 15: Zkoušená převodovka- řez



Obr. 16: Zkoušená převodovka

Jediný parametr soukolí, který se dá s jistotou určit je počet zubů a s tím odpovídající převodové poměry. Planetové kolo má 31 zubů, korunové kolo 74 zubů a satelity mají zubů 22. Základní převodový poměr, tedy převodový poměr se zastaveným unašečem je určen rovnicí 3.1.

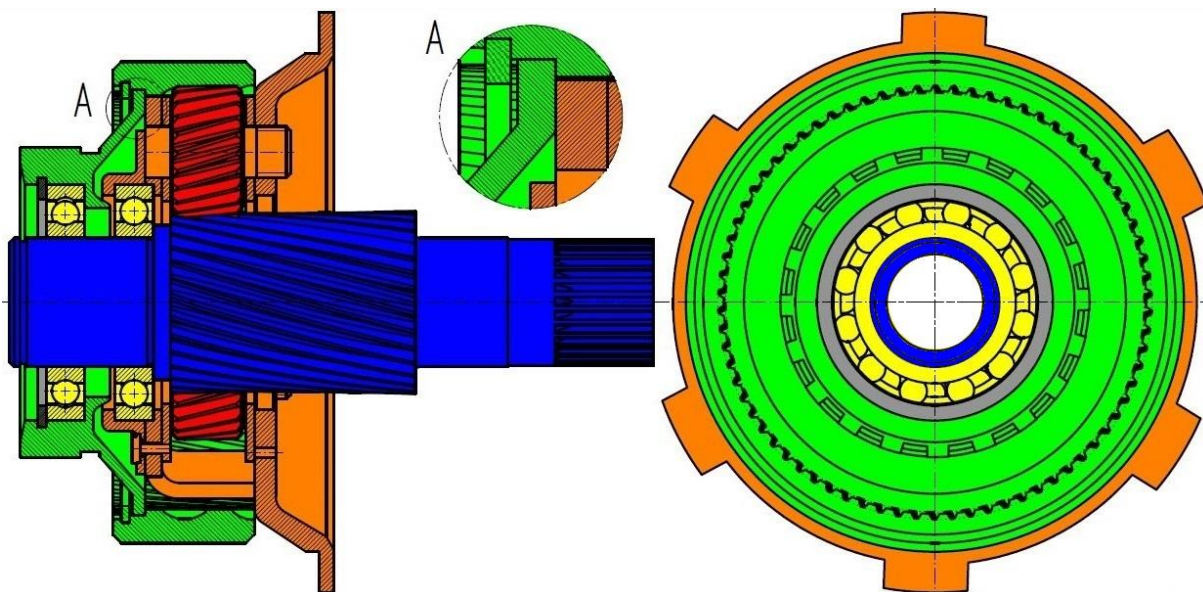
$$i_{p-k}^r = \frac{z_k}{z_p} (-1)^j = \frac{74}{31} (-1)^1 = -2,3871 \quad (3.1)$$

Převodovka mohla být navržena jak pro variantu se zastaveným unašečem tak pro variantu se zastavenou korunou. Na obrázcích 15, 16 i 17 je patrné, že koruna i unašeč obsahují drážky, díky nimž mohly být obě tyto komponenty zastaveny. Pro účely zkoušky bude převodovka pracovat se zastavenou korunou, což je nejtypičtější způsob pro provoz planetových převodovek. Výpočet převodového poměru pro tuto konfiguraci je v rovnici 3.2.

$$i_{p-r}^k = 1 - i_{p-k}^r = 1 - (-2,3871) = 3,3871 \quad (3.2)$$

Jak už jsem zmínil výše, s jistotou bylo možné určit prakticky jen počty zubů. Další parametry a rozměry jsem odměřil posuvným měřítkem. Jednalo se orientačně o průměr hlavových kružnic, výšku zubů a šířku ozubení. Pokud by bylo nutné znát přesněji tyto a další parametry (modul, korekce, úhel záběru, průměr patní kružnice), bylo by třeba složitějších měřicích metod

a měřidel, než je měření posuvným měřítkem. Ty jsou například v laboratořích ČVUT na Julisce, takže v případě potřeby není problém vše doměřit.



Obr. 17: Zkoušená převodovka. Modře- planeta, červeně- satelity, oranžově- sestava unašeče, zeleně- sestava koruny

4 Zástavba převodovek do skříní

4.1 Návrh zkušebního stavu

Ještě před samotným začátkem konstruování je třeba si definovat, o jaký zkušební stav se bude jednat, co se od něj očekává, a na základě dostupných znalostí načrtnout směr, kterým bude snaha konstrukci vyvíjet.

Bude se jednat o uzavřený zkušební stav podle schématu na obrázku 9. Převodovky budou pracovat se zastavenými korunami, tudíž musí být spojeny jejich planety a unašeče. Planety jsou duté hřídele s ozubením, takže půjdou snadno spojit pružnou spojkou. U unašečů je situace komplikovanější. Z obrázku 17 je patrné, že drážkování unašeče má největší průměr celé převodovky (135 mm), a navíc je planeta na této straně velmi dlouhá. Z toho vyplývá, že je prakticky nemožné propojit unašeče běžnými spojkami, které jsou na trhu k dispozici.

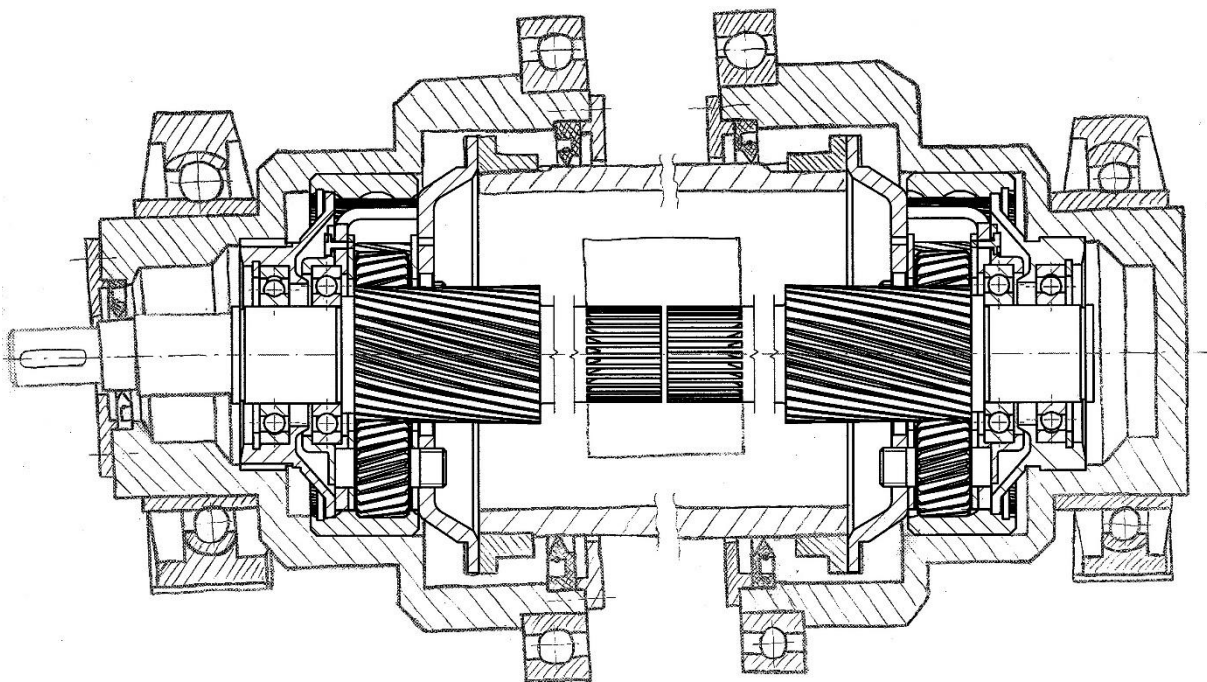
Koruna bude pevně spojena se skříní. Komplikace spočívá v tom, že samotný ozubený věnec je z vnější strany hladký. S korunou je ale spojeno pouzdro ložiska (obr. 17 detail A), které má na vnější straně rovnoboké drážkování. To umožní spojení koruny a skříně. Jelikož bude předpětí vyvozováno na zastavené koruně, jedna ze skříní převodovek bude muset obsahovat prvek, umožňující přenos krouticího momentu.

Samotná skříň bude uložena v radiálních ložiscích a jejímu pootočení bude bránit senzor síly. Ten bude kromě zajištění pootočení převodovky měřit reakční moment na koruně. Na podobném principu fungují například různé druhy točivých dynamometrů.

4.2 První koncepce

V následujících odstavcích se pokusím popsat vývoj návrhu zástavby převodovek do zkušebního stavu tak, jak šel chronologicky od prvních nápadů po finální provedení.

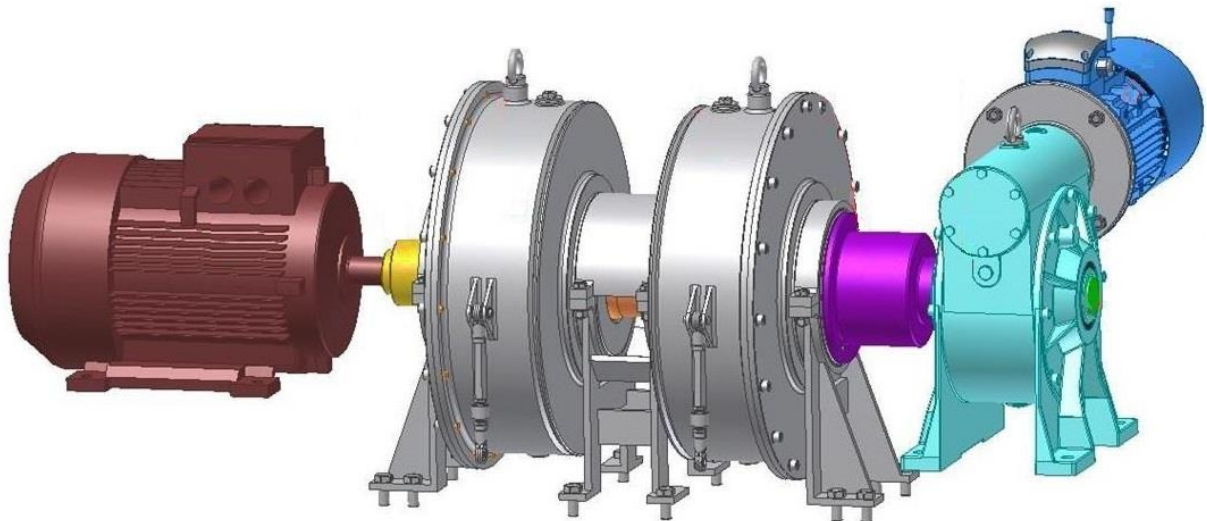
Na obrázku 18 lze vidět skicu prvního návrhu. Skříně jsou řešeny jako válce různých průměrů. Ještě není řešena technologie výroby, ale v úvahu přichází prakticky jen obrábění či svařování. Skříně jsou uloženy v kuličkových ložiskách a ložiskových jednotkách, které jsou ovšem k dostání pouze do průměru 100 milimetrů. Pro větší rozměr je nutno použít obyčejné jednořadé ložisko. Do duté hřídele planetového kola je nalisována hřídel vedoucí ven ze skříně, která bude sloužit k pohonu převodovek elektromotorem. Společné spojení hřídelí planetového kola je realizováno hřídelovou spojkou, zatím bez specifikace. Těsnění skříní je pak zajištěno hřídelovými těsnicími kroužky.



Obr. 18: Náčrt zástavby převodovek do skříní

Toto všechno byly konstrukční záležitosti, u nichž dle mého názoru nebylo mnoho dalších alternativ. Se spojením unašečů to ale tak jednoduché není a samotné provedení má alternativ hned několik. V tomto návrhu je spojení tvořeno třemi součástmi. Jedním je trubka, která má na každém konci vnější drážkování. Ta je právě tímto drážkováním spojena se dvěma dalšími součástmi. Ty obsahují jak drážkování vnitřní, tak i drážkování na čele, které zapadá do šesti drážek unašeče (viditelné na obr. 17).

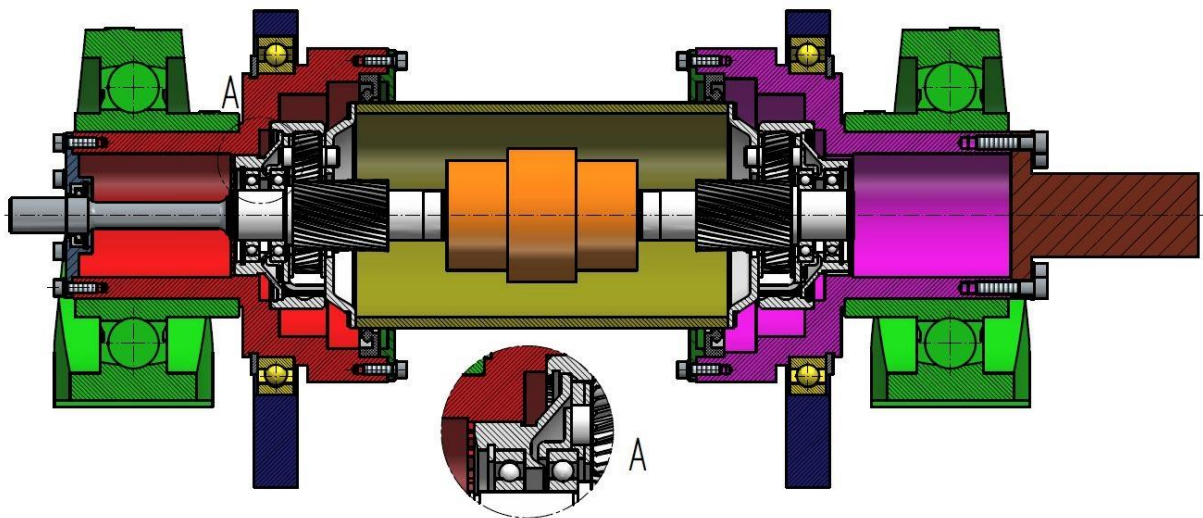
Tato koncepce ještě neobsahuje konstrukční řešení prvku vyvozujícího předpětí. Ještě není jasné, zda se bude jednat o napínací zařízení s elektromotorem a šnekovou převodovkou, jak ho navrhl ve své diplomové práci Bc. Lukáš Herink (obr. 19) nebo zda se bude jednat o jednodušší zařízení. Proto jsou ponechány obě možnosti otevřené.



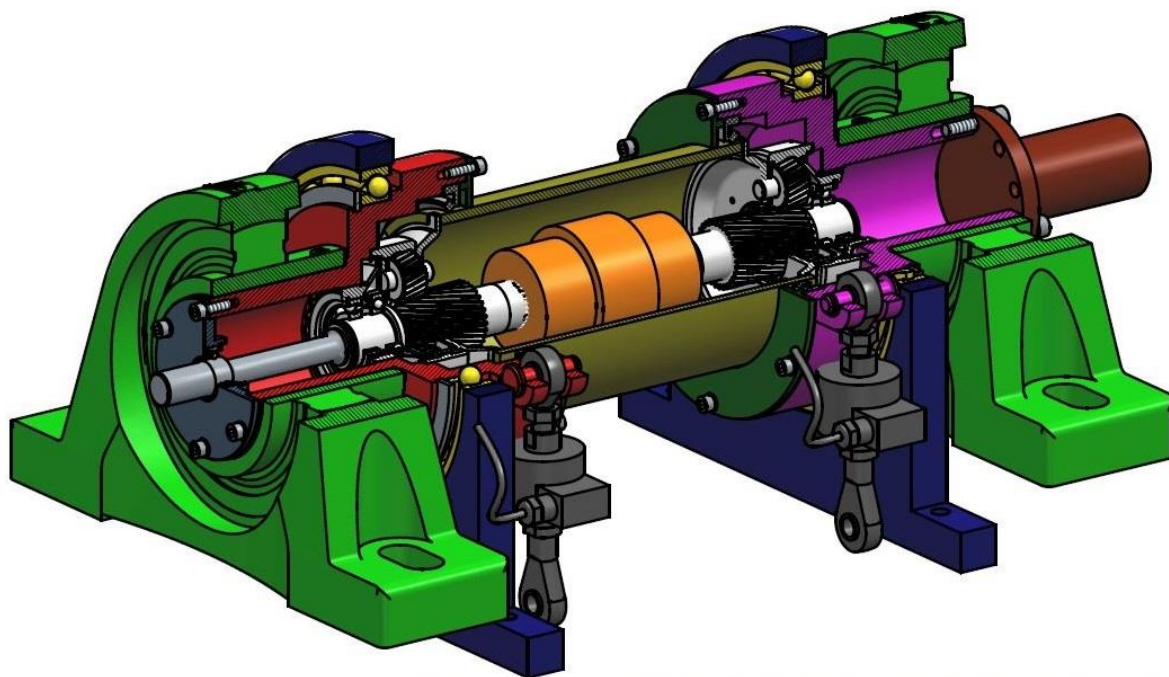
Obr. 19 Návrh zkušebního stavu Bc. Lukáše Herinka [11]

4.3 Předběžný konstrukční návrh

Na obrázcích 20 a 21 je zobrazen předběžný konstrukční návrh zkušebního stavu, tentokrát už realizovaný pomocí CAD softwaru Solid Edge. Zásadní konstrukční úprava oproti původnímu návrhu je integrace tří součástí, které zajišťovaly spojení unašečů, do jedné. Spojení v tomto případě zajišťuje trubka s drážkováním na čelech. Takováto změna si sice vyžádá větší průměr těsnicího kroužku, ale tato nevýhoda je převážena celkovým zjednodušením konstrukčního řešení.



Obr. 20: Předběžný konstrukční návrh



Obr. 21: Předběžný konstrukční návrh- izo pohled

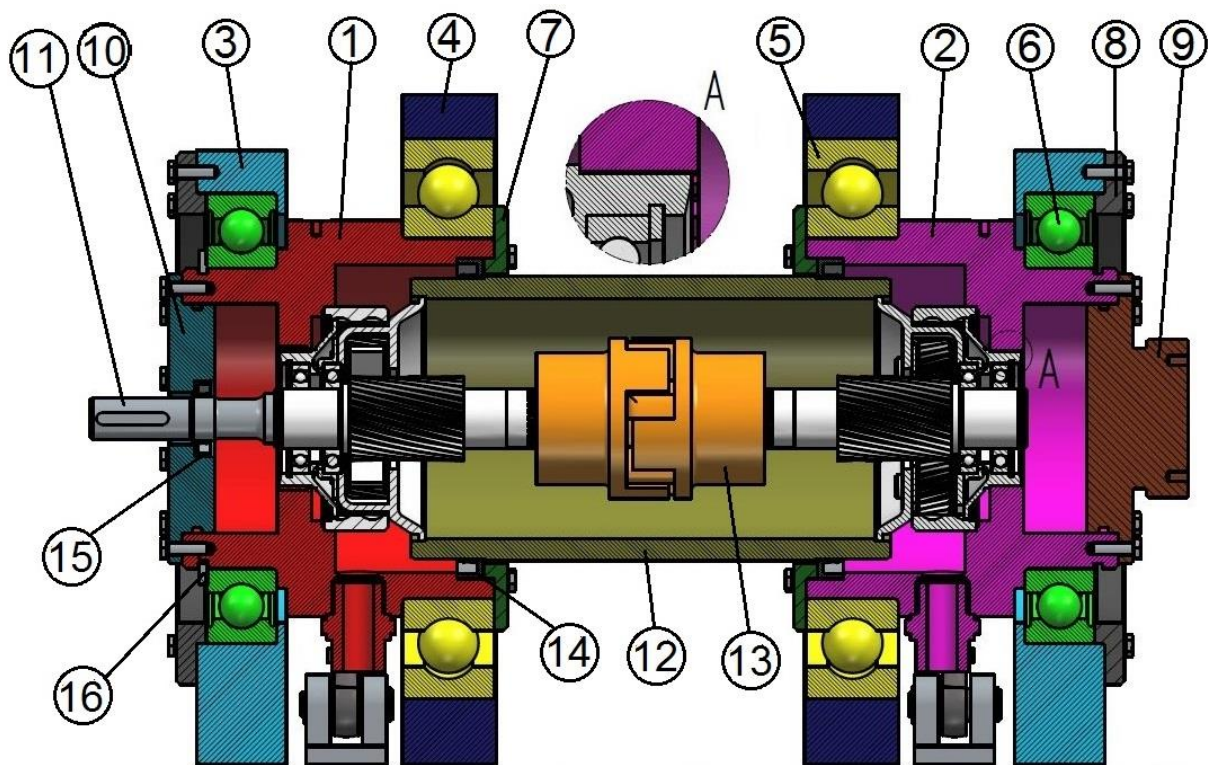
Dále lze vidět, jak je řešeno zajištění skříně proti otáčení. To je realizováno senzorem síly, který je na jednom konci připevněn ke skříně a na druhém konci k uvažovanému rámu. Spojení zajišťuje jednoduchý válcový čep. Zatím není řešeno upevnění senzoru k základnímu rámu.

Dílní úpravy je možno vidět na tvaru skříně. Úprava na vnějších plochách souvisí s přesunutím ložisek. Vnitřní plochy skříně jsou upraveny s ohledem na předpokládanou technologii výroby drážkování. Tou je řezání drátem, z čehož vyplývá, že drážkování musí mít nejmenší průměr z celé skříně, aby jí bylo možné protáhnout drát.

Poslední drobná změna se týká víčka u vstupní hřídele převodovky. To je navrženo tak, aby do něj šlo vložit gufero a nemuselo být vloženo ve skříně. Souvisí to také s potřebou, aby nejmenší průměr skříně tvořilo drážkování. Samotná skříně se tedy na této straně výrazně zjednoduší.

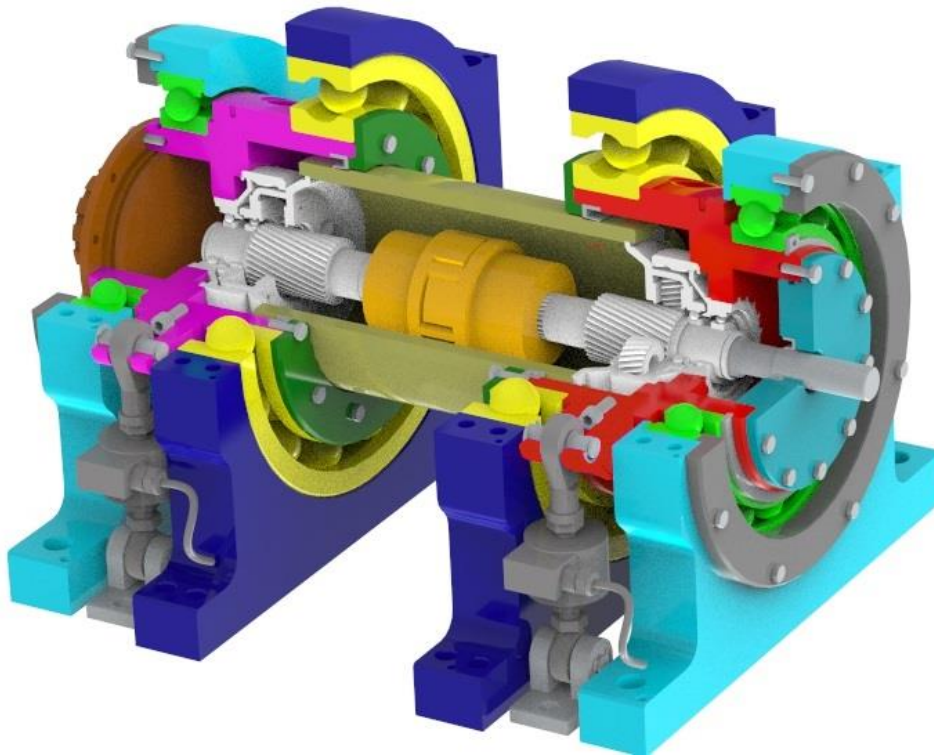
4.4 Finální návrh

Na několika následujících obrázcích je vyobrazen návrh zkušebního stavu v konečné podobě. Obrázek 22 je barevný výkres sestavy zkušebního stavu. Nejmarkantnější rozdíl oproti minulému návrhu je náhrada ložiskové jednotky jednořadým kuličkovým ložiskem. Ložisková jednotka je z funkčního a konstrukčního hlediska příznivější, než obyčejné ložisko. Při jejím použití není potřeba vyrábět ložiskový domek, k axiálnímu zajištění se používá stavěcí šroub a výrobce se zaručuje za přesné rozměry a montáž do jednoho celku. Oproti tomu, při použití varianty s jednořadým ložiskem je potřeba vyrábět ložiskový domek a pojistit ložisko. V tomto případě dokonce pojistným kroužkem (16) a přírubou (8). Znamená to vyrobit dvě součásti navíc, a to se může projevit ve větší nepřesnosti po montáži. Takřka všechny výhody hovoří při tomto srovnání pro ložiskovou jednotku. Až na jednu, a tou je příliš vysoká cena. Po poptávce vyšlo najevo, že u takto velkých ložiskových jednotek (průměr 100 milimetrů) je cena neúnosně vysoká. Proto byla vybrána varianta s kuličkovým ložiskem, která má kromě ceny i příznivější zástavbové rozměry, tudíž mohou být skříně a tím i celý stav kratší. Další výhodou je, že lze vyrobit ložiskové domky vysoké tak, aby dosedaly na rám zkušebního stavu v jedné rovině a nebylo potřeba je dále podkládat, což by do stavu vneslo další nepřesnost.

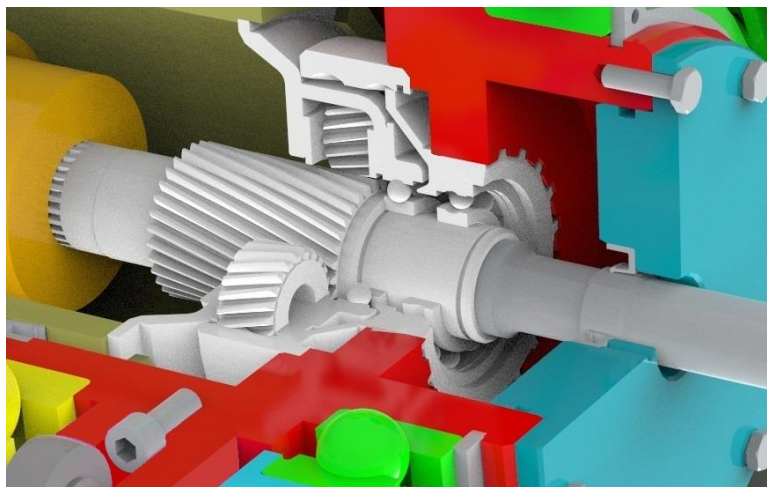


Obr. 22: Sestava zkušebního stavu

Zde je už také kompletně vyřešen princip vyvození krouticího momentu na koruně převodovky. Slouží k tomu příruba (9), která je sešroubovaná se skříní. Tento druh spoje zajišťuje přenos momentu z příruby na skříně. Přenos momentu ze skříně na korunu je realizován již dříve zmíněným drážkováním, které je dobře vidět na obrázku 24. Samotná příruba má po svém obvodu drážkování, na které se později nasune napínací páka se závažím, jejíž konstrukci popíšu v pozdějších kapitolách. Příruba dále obsahuje drážku pro o-kroužek, tím je převodovka v tomto místě utěsněna.

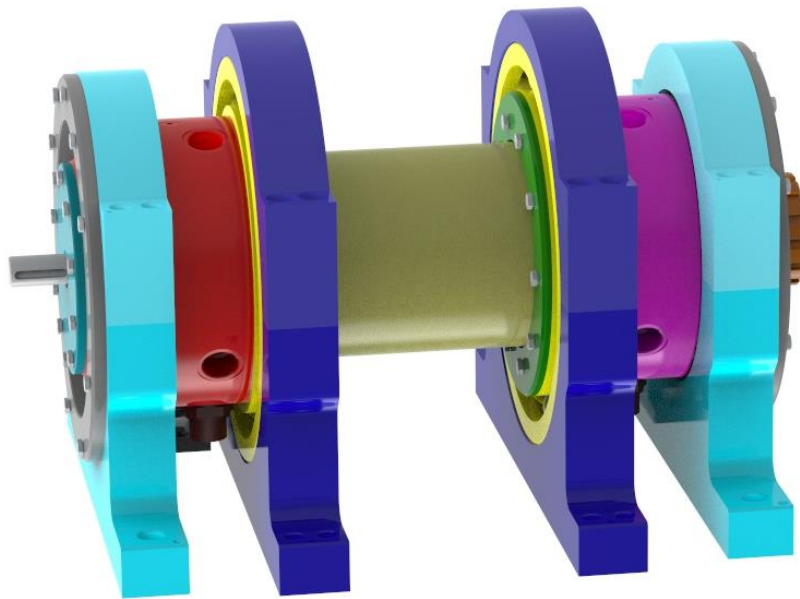


Obr. 23: Finální návrh zkušebního stavu



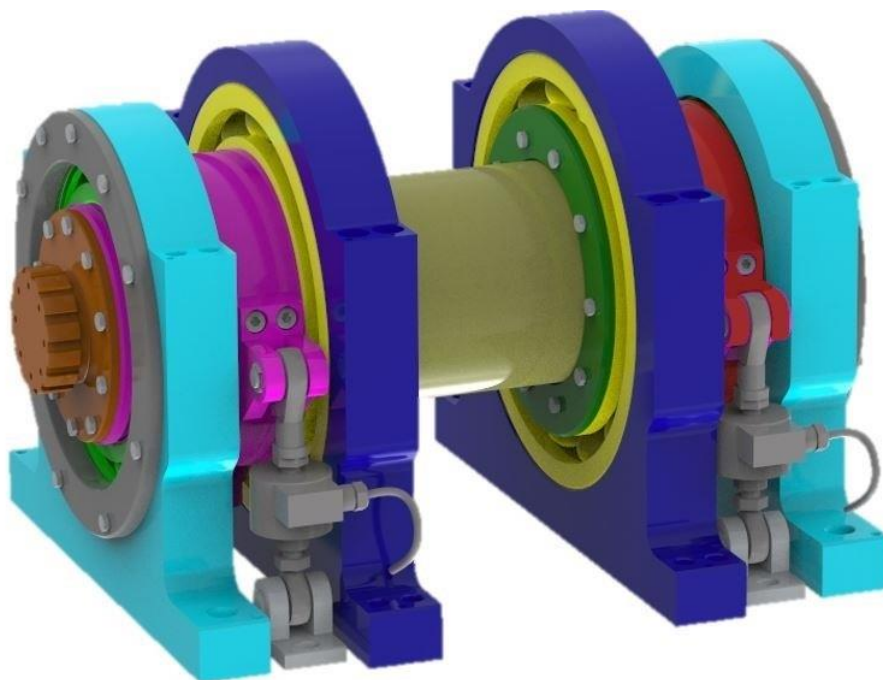
Obr. 24: Zástavba převodovky do skříně

Další konstrukční prvky přibyly do skříně. Konkrétně se jedná o závitové díry pro akcelerometry v horní části a díry pro přívod a odvod oleje. Otvory pro olejové hospodářství jsou celkem tři. Jedna v horní části slouží pro přívod oleje, druhá z boku slouží k odvodu oleje (patrná na obrázku 25) a třetí ve spodní části, která slouží k vypouštění oleje z převodovky. První dvě díry jsou součástí chladicího okruhu převodovky, třetí je pouze výpust pro snazší odstranění oleje v případě demontáže převodovky nebo kompletní výměny oleje. Do děr budou v budoucnu našroubovány vývody s rychlospojkami.



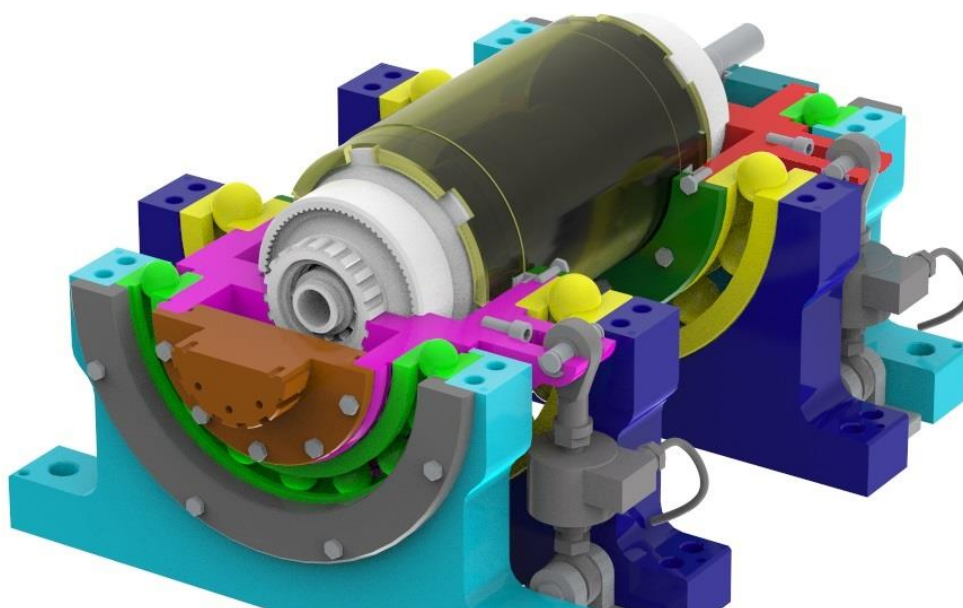
Obr. 25: Pohled na zkušební stav

Poslední větší změna se týká dořešení uchycení senzoru síly k uvažovanému rámu zkušebního stavu. To je realizováno podobně jako uchycení ke skříně převodovky, tedy jakousi vidlicí s čepem přišroubovanou k rámu, potažmo ke skříně.



Obr. 26: Pohled na zkušební stav ze strany snímačů síly

Z předchozích obrázků nemuselo být zcela jasné, jakým způsobem jsou spojeny skříně převodovek s korunami, a zároveň, jak jsou spojeny unašeče. To by měl definitivně objasnit obrázek 27. Na něm je pomocí řezu patrné jak rovnoboké drážkování ve skříně, tak drážky na čele trubky, která spojuje unašeče. Zároveň zde lze vidět upevnění senzoru síly popsané v předchozím odstavci.



Obr. 27: Řez zkušebním stavem

5. Jednotlivé součástky zástavby převodovek

V dalších několika odstavcích budou popsány nově zkonstruované součásti zkušebního stavu, jejich funkce a technologie, kterými byly vyrobeny.

5.1 Skříně převodovek

Jedná se o součásti, ve kterých jsou převodovky napevno vloženy. Obě skříně, jak pro převodovku poháněnou elektromotorem, tak pro předpínanou, jsou až na jeden rozdíl identické. Tím rozdílem jsou pozice děr pro přívod, odvod a výpust oleje, díry pro akcelerometr a děr pro připevnění přípojovacího prvku pro snímač síly. Všechna tato zařízení jsou na zkušebním stavu z praktických důvodů na stejných stranách u obou převodovek. Skříně jsou tedy vůči sobě symetrické (obr. 28), a tak tomu musí být přizpůsobené i umístění děr.



Obr. 28: Vzájemná poloha skříní

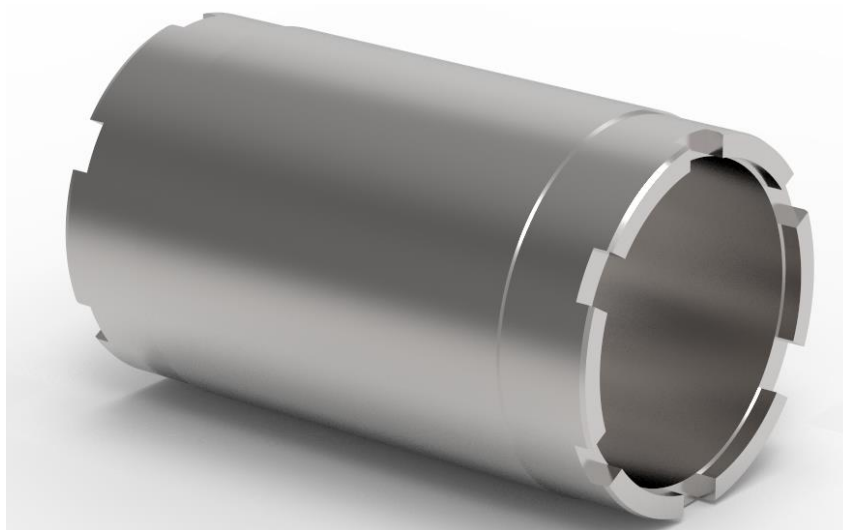
Ze začátku byla předpokládána technologie výroby svařování. To má zásadní výhodu v úspoře materiálu. Finální výrobek může být svařen z několika trubek, které jsou doupraveny například soustružením. V prototypové výrobě, jako je tato, je úspora materiálu až druhořadým zájmem. Nevýhody svařování pak převažují. Jedná se zejména o složitost a nepřesnost celého procesu výroby. Při svaření dochází k tepelnému ovlivnění, což může mít za následek zkroucení či jinou deformaci svařovaných dílů. Složitost výroby v tomto případě spočívá také v tom, že je vyžadována souosost válcových ploch. Nesouososti mohou vyvolávat nežádoucí předpětí ve zkoušených převodkách (při přesazení) a házení, které způsobuje vibrace (při úhlové nesouososti). Souososti lze docílit buď dodatečně vyrobenými přípravky, které vůči sobě svařované díly ustaví nebo obráběním po svařování. Z těchto důvodů je dle mého názoru lepším řešením obrobít skříň z jednoho polotovaru válcového profilu. Využití materiálu je malé, ale výroba je přesnější a jednodušší. Drážkování je vyráběno technologií řezání drátem.



Obr. 29: Skříň převodovky

5.2 Spojovací trubka

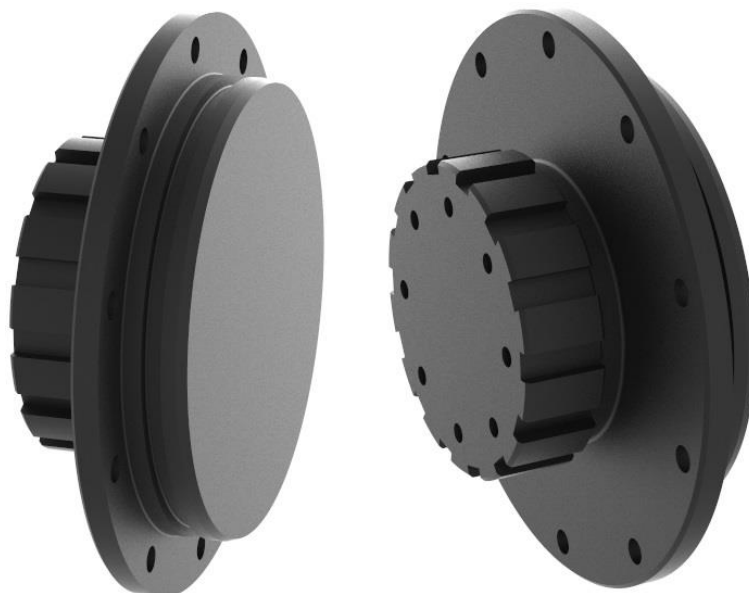
Tato součást slouží ke spojení obou unašečů. Její funkce byla detailně popsána v předchozích kapitolách. Na rozdíl od skříňové převodovky je zde větší využití materiálu, jelikož polotovarem je trubka, která je dále obrobena na požadované rozměry. Drážky na čelech trubky nemusí mít vůči sobě definovanou přesnou polohu, což usnadňuje už tak jednoduchou výrobu.



Obr. 30: Spojovací trubka

5.3 Napínací příruba

Jedná se o součást, pomocí které je vytvářeno předpětí ve zkušebním stavu. Na drážkování příruby je přiveden krouticí moment, který je pak pomocí šroubových spojů přenesen na skříň převodovky. Tímto způsobem je možné měnit zatížení i při probíhající zkoušce. Příruba obsahuje také drážku pro těsnicí o-kroužek. Celá součást je povrchově upravena technologií černění.

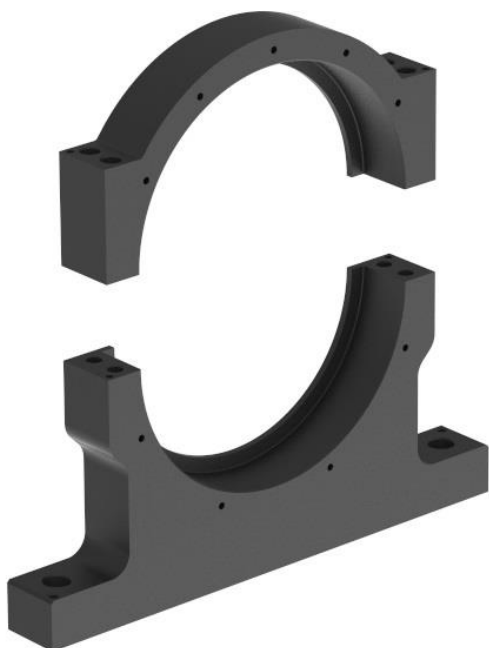


Obr. 31 Napínací příruba

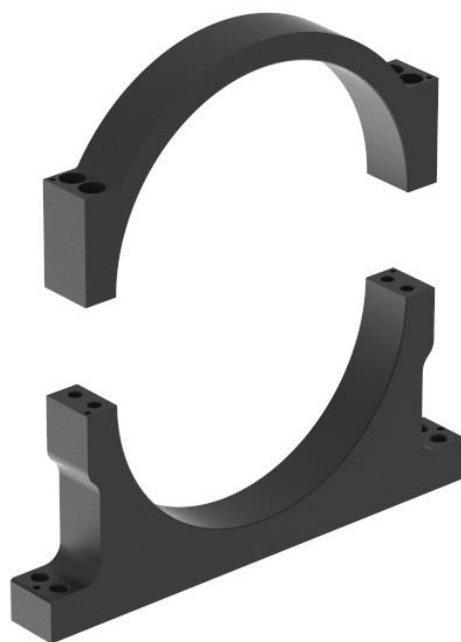
5.4 Ložiskové domky

Jelikož odpadla možnost nakoupit kompletní ložiskové jednotky, bylo nutné vyrobit samostatně domky pro ložiska. Domky se skládají ze spodní a vrchní části a jsou k sobě vzájemně přišroubované čtyřmi šrouby. Správnou vzájemnou polohu vymezují díry pro kolíky na protilehlých stranách domku. Spodní část je přišroubována čtyřmi šrouby k rámu zkušebního stavu. Rozdíl mezi ložiskovým domkem pro malé a velké ložisko je v tom, že menší ložisko má axiálně zajištěn jak vnitřní, tak vnější kroužek, zatímco větší ložisko má vnější kroužek nezajištěn. Z tohoto důvodu má díra pro ložisko ve větším domku pouze jeden průměr, zatímco v menším domku dva (viz obr.32a a 32b). Ložisko se vnějším kroužkem opírá o dno větší díry. Na čele menšího domku jsou vyvrtány díry pro přírubu, která se opírá o vnější kroužek z druhé strany

Vnější části domku byly vyráběny technologií řezání laserem a díra byla obráběna. Dále byly domky povrchově upraveny lakováním.



Obr. 32a: Menší ložiskový domek



Obr. 32b: Větší ložiskový domek

5.5 Víčka skříní

K uzavření skříní jsou použity dva druhy dutých víček a napínací příruba zmíněná výše. Víčka, která uzavírají skříně převodovek v místě výstupu spojovací trubky unašečů, jsou shodná. Jejich čelo se opírá o gufero. Další víčko uzavírá skříně v místě vstupní hřídele. To v sobě obsahuje i prostor pro gufero, které je při montáži nasouváno spolu s víčkem na hřídel. (obr. 33a), a dále drážku pro o-kroužek. V obou případech se jedná o vysoustružené obrobky následně černěné.



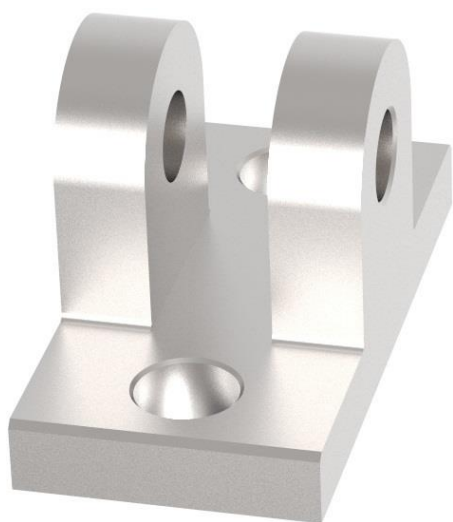
Obr. 33a : Víčko na výstupu



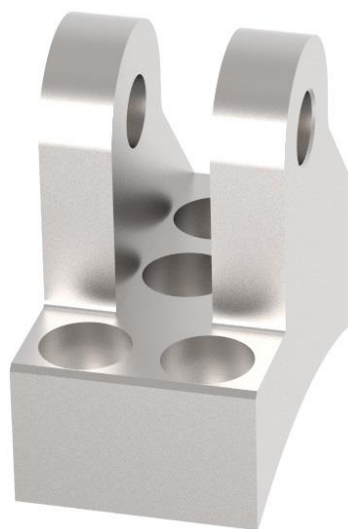
Obr. 33b: Víčko na vstupu

5.6 Úchyt snímačů síly

Snímače síly musí být uchyceny jak ke skříním převodovek, tak k rámu zkušebního stavu. K tomuto účelu slouží úchyty zobrazené na obrázcích 34a a 34b. V obou případech se jedná o podobnou konstrukci složenou ze základové destičky a dvou kolmo navařených destiček s otvory pro čep. Do základové destičky jsou vyvrtány dvě díry pro šrouby, kterými je úchyt přišroubován ke skříně nebo k rámu. Dosedací plocha je buď rovná v případě úchytu k rámu, nebo válcová pro úchyt ke skříně. Jednotlivé díly jsou řezány laserem, a následně dokončeny frézováním a vrtáním.



Obr. 34a: Úchyt k rámu



Obr. 34b: Úchyt ke skříně

5.7 Vstupní hřídel

Pastorek planetového kola neobsahuje žádnou plochu, ke které by bylo možné připojit spojku. Je také kalený, takže by bylo obtížné ho obrobit. Lze ale využít faktu, že je dutý, a nalisovat do něho novou hřídel. Tu je možné pak vyvést ven z převodovky a nasadit na ní spojku. Přenos momentu je realizován těsným perem. Hřídel je soustružena, drážka pro pero frézována. Po obrobení následuje tepelná úprava kalení.



Obr. 35: Vstupní hřídel

5.8 Ostatní součástky

Kromě výše zmíněných vyráběných součástí se zkušební stav skládá také z normalizovaných součástek, jako jsou šrouby, matice, pojistné kroužky, čepy atd. Dále z nakupovaných produktů jako jsou ložiska (SKF 6030 a SKF 6036), spojky (vlnocová spojka BKL150 na obrázku 36 a hvězdicová pružná spojka na obrázku 37) a těsnicí kroužky. Pružné spojky korigují mírné

nesouososti a potlačují torzní kmity. Vlnocová spojka je navíc schopna potlačit i vliv kmitů ohybových. Hvězdicová spojka spojuje převodovky mezi sebou a vlnocová pak elektromotor a převodovku.



Obr. 36: Vlnocová spojka



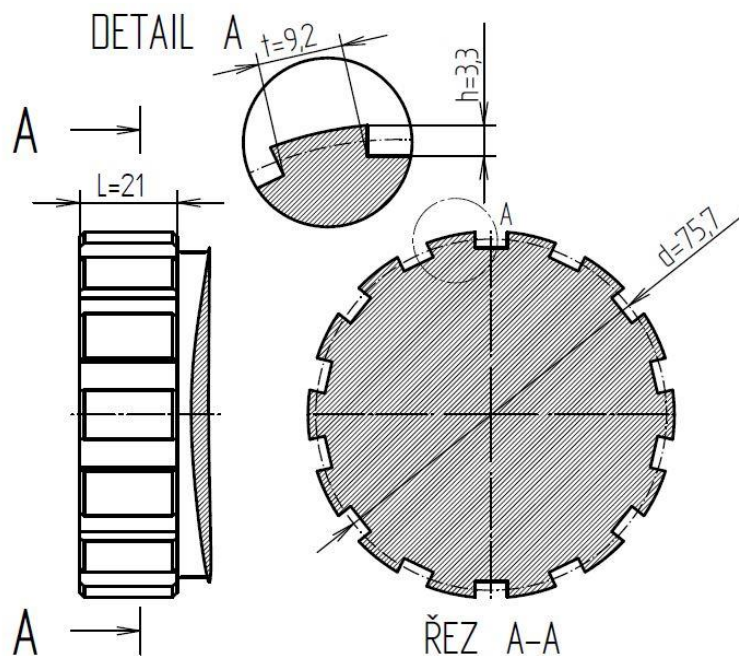
Obr. 37: Hvězdicová pružná spojka

6. Výpočty

Zkušební stav bude zatěžován na korunovém kole momentem 200 Nm. Kritické části je nutné zkontrolovat kontrolními pevnostními výpočty.

6.1 Kontrola drážkování napínací příruby

Na obrázku 38 je schéma napínací příruby, ta je kontrolována na stříh a otláčení. Uvažovaný počet zabírajících zubů drážkování i je 7 a zatěžující moment M_z 200 Nm.



Obr. 38: Drážkování příruby

Stříh:

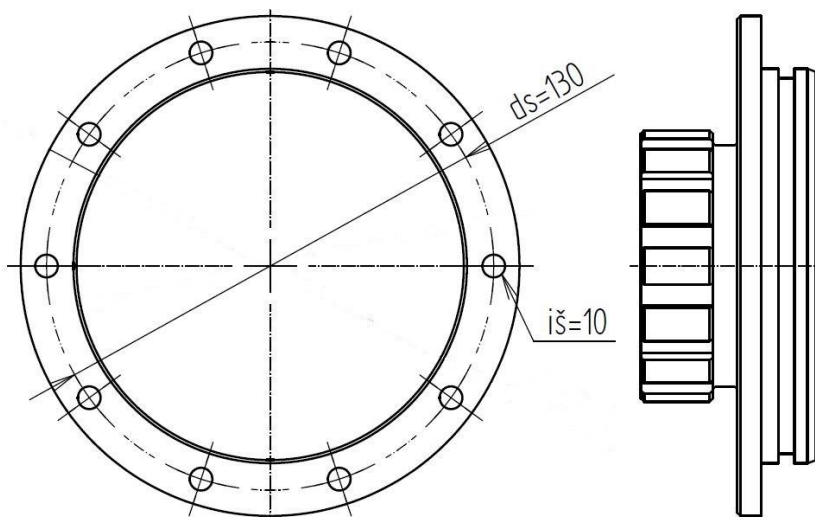
$$\tau = \frac{2 M_k}{i \cdot L \cdot t \cdot d} = \frac{2 \cdot 200000}{7 \cdot 21 \cdot 9,2 \cdot 75,7} = \underline{\underline{3,9 \text{ Mpa}}} \quad (6.1)$$

Otlačení:
$$p = \frac{2 M_k}{i L h d} = \frac{2 \cdot 200000}{7 \cdot 21 \cdot 3,3 \cdot 75,7} = \underline{10,9 \text{ Mpa}} \quad (6.2)$$

Dovolená napětí a otlačení pro konstrukční oceli jsou minimálně 60 MPa (τ_d) a 30 MPa (p_d) ^[18].

6.2 Kontrola šroubů příruby

Pro přenos zatěžujícího momentu 200 Nm z příruby na skříň je použito 10 šroubů M6 s průměrem jádra 4,596 mm (d_{3min}). Ty jsou kontrolovány na tah.



Obr. 39: Příruba

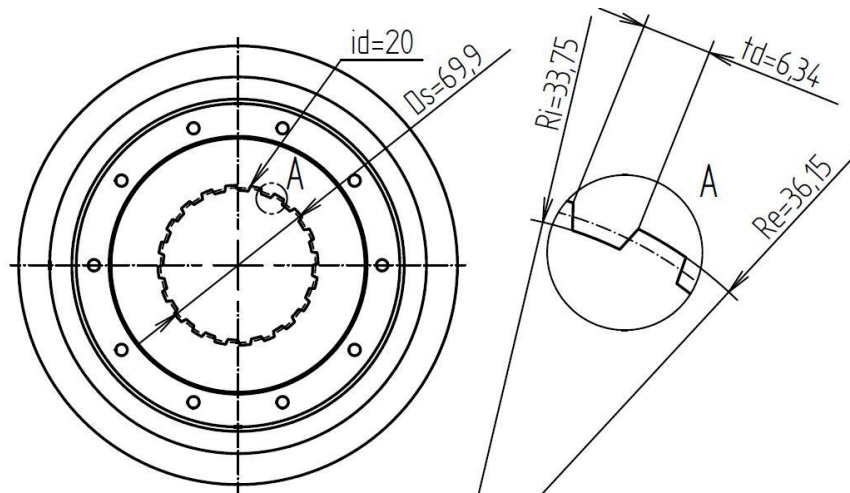
Síla na šroub:
$$F_{\text{š}} = \frac{2 M_k}{i_{\text{š}} d_s \mu} = \frac{2 \cdot 200000}{10 \cdot 130 \cdot 0,15} = \underline{2051 \text{ N}} \quad (6.3)$$

Tahové napětí:
$$\sigma = \frac{4 F_{\text{š}}}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 2051}{\pi \cdot 4,596^2} = \underline{103 \text{ Mpa}} \quad (6.4)$$

Při uvažování šroubu třídy pevnosti 8.8, která má mez kluzu minimálně 640 MPa vyhovuje šroub s bezpečností cca 6 ^[18]. Bylo by možné použít i šrouby nižší pevnostní třídy, například 4.8 s nižší bezpečností (cca 3).

6.3 Kontrola drážkování skříně

Přenos momentu ze skříně na korunové kolo je realizován drážkováním, jehož zuby je nutné zkontrolovat na stříh a otlačení. Délka drážkování je L_d je 17 mm.



Obr. 40: Drážkování skříně

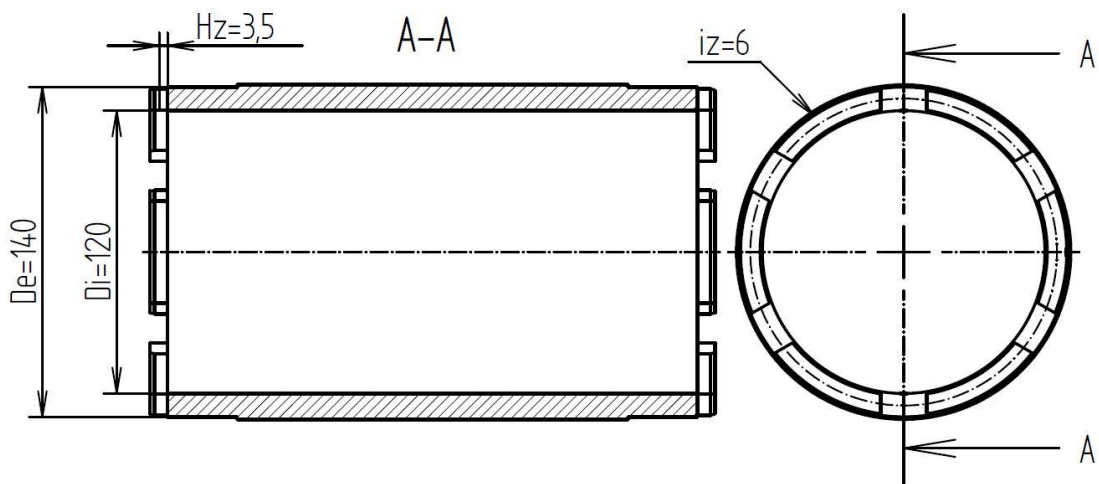
Střih:
$$\tau = \frac{2 M_k}{i_d L_d t_d D_s} = \frac{2 \cdot 200000}{20 \cdot 17 \cdot 6,34 \cdot 69,9} = \underline{2,7 \text{ Mpa}} \quad (6.5)$$

Otlačení:
$$p = \frac{2 M_k}{i_d L_d (R_e - R_i) D_s} = \frac{2 \cdot 200000}{20 \cdot 17 \cdot 2,4 \cdot 69,9} = \underline{7 \text{ Mpa}} \quad (6.6)$$

Jak už bylo zmíněno v odstavci 6.1, dovolená napětí jsou pro střih 60 MPa a pro otlačení 30 MPa. Drážkování je pro dané zatížení vyhovující.

6.4 Kontrola spojovací trubky

Unašeče jsou spojeny spojovací trubkou, u které je třeba zkontrolovat, zda zuby jejího drážkování vydrží otlačení, a také zda vydrží samotná trubka namáhání v krutu. Vzhledem k velké šířce zubů není kontrolováno namáhání střihem. Lze předpokládat, že vydrží-li zub namáhání otlačení, kde je počítáno s podstatně menšími rozměry, bude vyhovovat i na střih. Součást je namáhána větším momentem způsobeným převodem z koruny na unašeč. Na obrázku 41 je schéma k dalším výpočtům. Pozn.: parametr H_z je tloušťka zubu unašeče.



Obr. 41: Spojovací trubka

Moment:
$$M_r = -i_{k-r}^p M_z = \left(\frac{1}{i_{p-k}^r} - 1 \right) M_z = \left(\frac{1}{-2,387} - 1 \right) \cdot 200 = \underline{284 Nm} \quad (6.7)$$

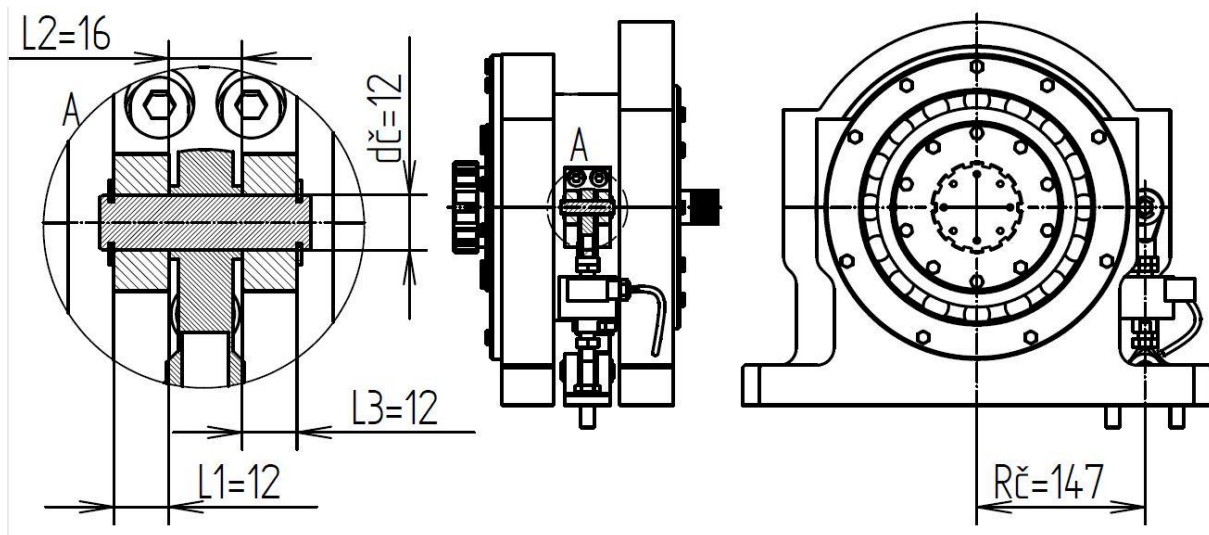
Otlačení:
$$p = \frac{8 M_r}{i_z H_z (D_e^2 - D_i^2)} = \frac{8 \cdot 284000}{6 \cdot 3,5 \cdot (140^2 - 120^2)} = \underline{20,8 Mpa} \quad (6.8)$$

Krut:
$$\tau_k = \frac{M_r}{W_k} = \frac{16 \cdot M_r}{\pi D_e^3 \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_e} \right)^4 \right]} = \frac{16 \cdot 284000}{\pi 140^3 \left[1 - \left(\frac{120}{140} \right)^4 \right]} = \underline{2 Mpa} \quad (6.9)$$

Namáhání krutem je velmi malé a toto zatížení součást snese. Otlačení 20,8 MPa je zatím nejvyšší spočítaná hodnota, ale výše zmíněné dovolené hodnotě 30 MPa vyhovuje.

6.5 Kontrola čepu

Čep spojující skříň a snímač síly, potažmo rám a snímač síly je nutné zkontrolovat, zda vydrží namáhání stříhem, ohybem a otlačím.



Obr. 42: Kontrola čepu

Střih:
$$\tau = \frac{4 M_k}{\pi d_{\check{c}}^2 R_{\check{c}}} = \frac{4 \cdot 200000}{\pi \cdot 12^2 \cdot 147} = \underline{12 Mpa} \quad (6.10)$$

Otlačení:
$$p = \frac{M_k}{L_2 d_{\check{c}} R_{\check{c}}} = \frac{200000}{16 \cdot 12 \cdot 147} = \underline{7 Mpa} \quad (6.11)$$

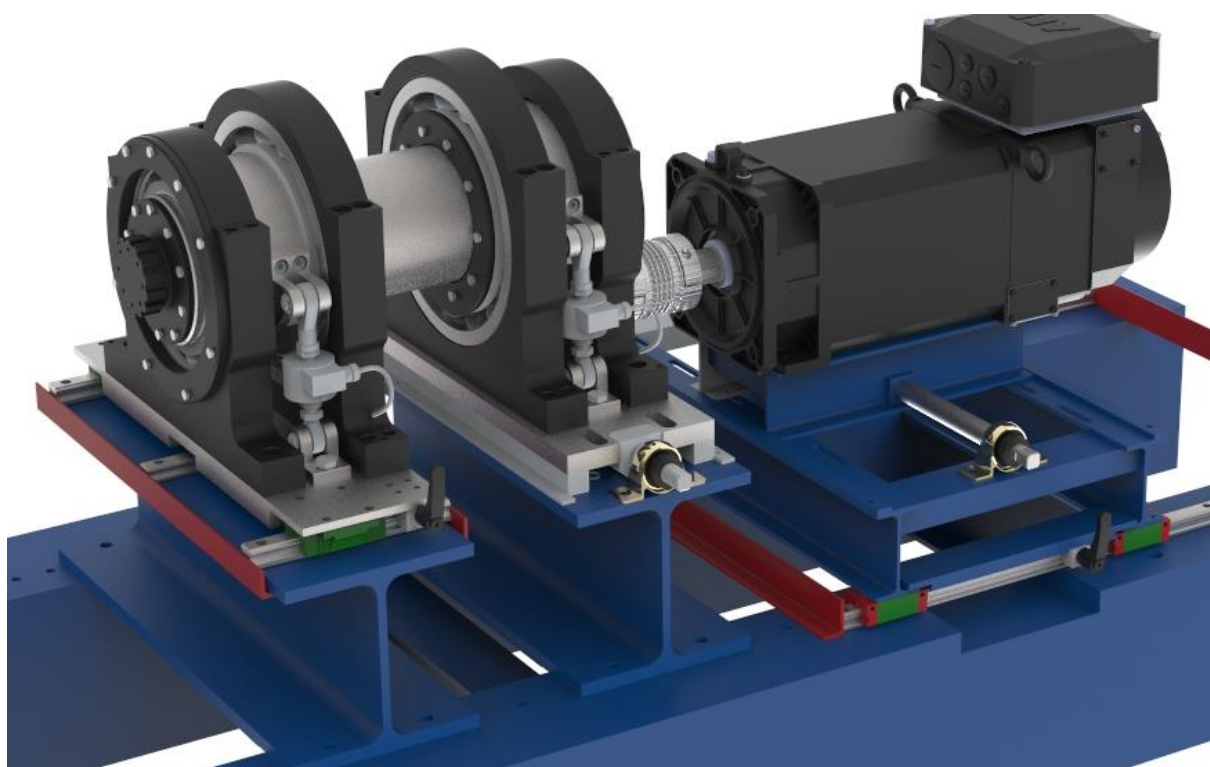
Ohybový moment:
$$M_o = \frac{M_k}{2 R_{\check{c}}} \cdot \frac{(L_1 + L_2)}{2} = \frac{200000}{2 \cdot 147} \cdot \frac{12 + 16}{2} = \underline{9 524 Nmm} \quad (6.12)$$

Ohyb:
$$\sigma_o = \frac{32 M_o}{\pi d_{\check{c}}^3} = \frac{32 \cdot 9524}{\pi \cdot 12^3} = \underline{56 Mpa} \quad (6.13)$$

Opět jsou hodnoty namáhání na stříh a otláčení nižší než dovolené (viz předchozí odstavce). Dovolené hodnoty pro statické ohybové namáhání u běžných ocelí začínají na 110 MPa, což je dvojnásobně vyšší než napětí spočítané v rovnici (6.13). Všechny kritické součásti zkušebního stavu jsou z pevnostního hlediska vyhovující.

7. Montáž převodovek na rám

Jak už bylo zmíněno v úvodu ke kapitole 3, na základním rámu jsou umístěna vedení, díky kterým je možné jednu skříň posouvat v podélném směru a druhou v příčném. Posuv v podélném směru umožňuje lepší manipulaci při montáži a spojení obou převodovek, posuv v příčném směru umožňuje nastavit souosost obou převodovek. Použitý typ podélného vedení má označení HGW 25 CC (vozik) a HGR 25 (kolejnice). Jedná se o kuličkové lineární vedení s možností aretace, viz obr. 44. Pro příčný posuv je použito posuvového šroubu, rám je veden dvěma lištami.



Obr. 43: Zkušební stav po namontování převodovek na rám

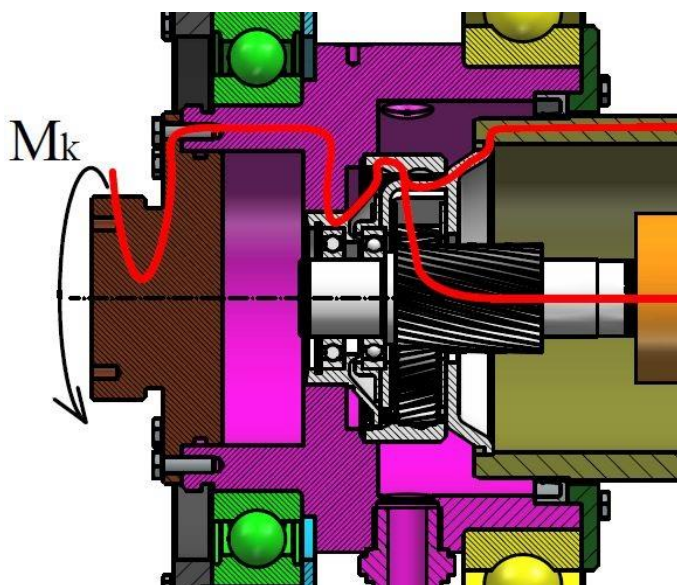
Převodovky se skříněmi jsou nejprve namontovány na rám každá zvlášť, a poté propojeny spojkou a spojovací trubkou s využitím posuvného vedení na rámu. Největším úskalím při montáži je právě složité spojení obou převodovek. Je totiž nutné spojit najednou planetové pastorky spojkou a unašeče spojovací trubkou. To vyžaduje „trefit“ správnou polohu drážek spojky (jemné drážkování) a drážek na čele trubky. To celé komplikuje fakt, že na žádnou z těchto částí není při montáži vidět. Spojovací trubka skryje spojení planetových pastorků a drážky unašeče zakrývá gufero (pozice 14 na obr. 22). Další komplikace je, že mezi drážkováním planetového pastorku a spojky je vůle, která způsobuje, že poloha spojky není vymezena přesně a souose s hřídelí, což poté přináší problémy při zasouvání druhé hřídele do spojky. I přes tyto nepříjemnosti se povedlo převodovky propojit.



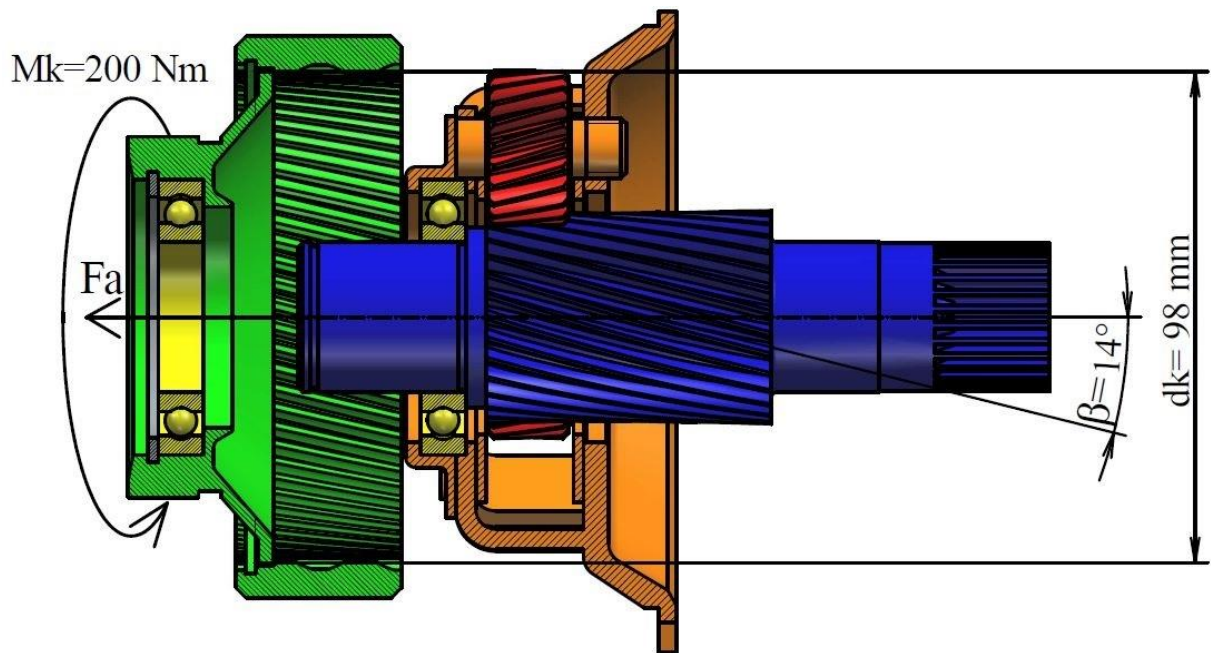
Obr. 44: Lineární kuličkové vedení[19]

7.1 Síly přenášené na kuličkové vedení

Kvůli šikmým zubům se ve zkušebním stavu objevují axiální síly, které musí být zachyceny rámem, potažmo podélným vedením. Rám je dostatečně velký a tuhý a nepřipadá v úvahu, že by axiální síly nepřeněsl. Kritickou částí je podélné kuličkové vedení, které musí mít dostatečnou únosnost v zabrzděném stavu, aby se celá převodovka neposunula. Na obrázku 45 je zobrazen tok krouticího momentu ze skříně přes korunu na unašeč a planetový pastorek. Jak je vidět na částečném rozpadu převodovky na obrázku 46, zuby mají takový směr sklonu, že při zatížení má zatěžovaná skříně tendenci se oddalovat od druhé skříně. Osovou sílu tedy zachytává lineární vedení. V případě opačného směru momentu by měla axiální síla opačný směr a byla by zachycena rámem druhé převodovky. Velikost axiální síly závisí na velikosti momentu, kterým je skříně převodovky zatěžována.



Obr. 45: Tok krouticího momentu



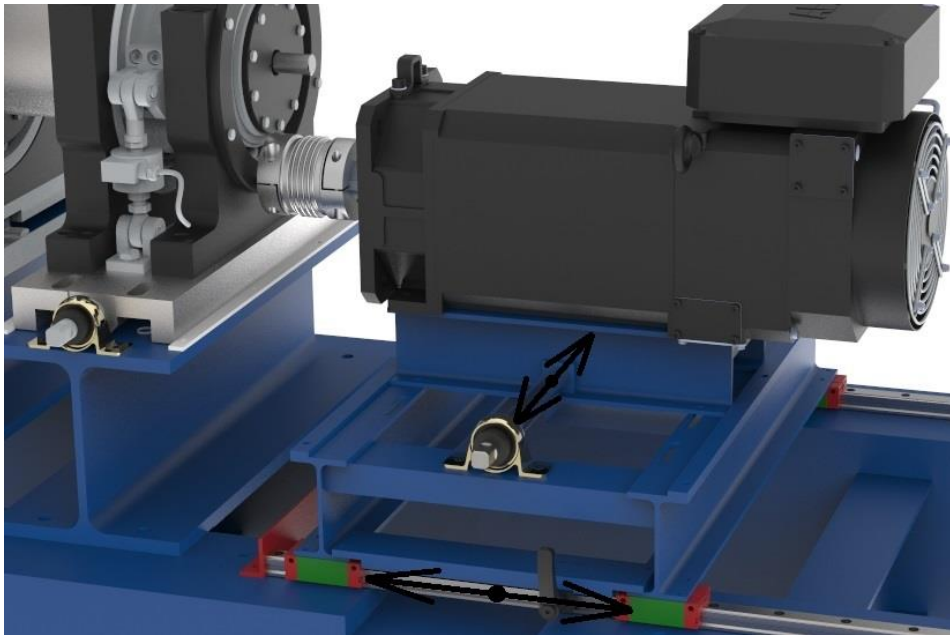
Obr. 46: Axiální síly v převodovce

$$F_a = \frac{2 \cdot M_k}{d_k} \cdot \operatorname{tg}(\beta) = \frac{2 \cdot 200}{0,098} \cdot \operatorname{tg}(14^\circ) = \underline{1018 \text{ N}} \quad (7.1)$$

Posuvné vedení musí být schopno přenést axiální sílu 1018 N. Pozn.: není zde uvažováno tření mezi ložiskem v koruně a planetovým pastorkem, které rovněž zabraňuje posuvu v axiálním směru, tudíž síla, kterou musí vyvodit vedení, bude nižší.

8 Úprava rámu elektromotoru

Na obrázku 47 je vyobrazen rám, na který je umístěn elektromotor. Jeho konstrukce umožňuje pohybovat elektromotorem ve dvou směrech. Jak ale z obrázku vyplývá, osa hřídele elektromotoru je výrazně níž, než osa hřídele převodovky. Při této konstrukci nelze docílit sousostí obou hřídelí a je nutné tento rám upravit.



Obr. 47: Rám elektromotoru

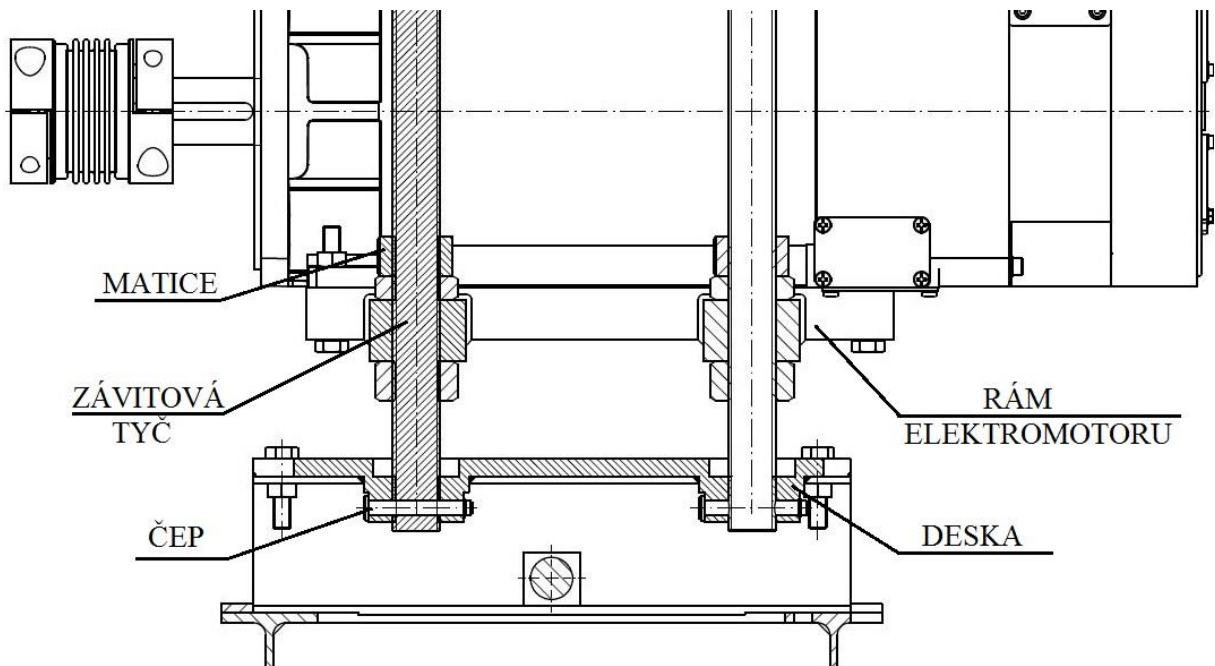
Nejjednodušší možností je podložit elektromotor jednou či více deskami. Ale na rámu tohoto stavu nemusí být v budoucnu jen tyto převodovky a případné další zkoušené zařízení může být opět v jiné výšce. Z tohoto důvodu je lepší zkonstruovat jeden univerzální zvedák, než pro každou aplikaci obrábět či kupovat desky pro podložení elektromotoru.

8.1 Předpoklady pro konstrukci zvedáku

Jak lze vidět na obrázku 47, případné úpravy jsou limitovány zástavbovými rozměry rámu. Prostor pod elektromotorem je těžko přístupný a je de facto uzavřený. Nemluvě o přítomnosti kabeláže, která není v CAD modelu zahrnuta. Překážku také tvoří pohybový šroub umožňující nastavit elektromotor v příčném směru. Prakticky jediná možnost, kam lze novou konstrukci umístit je vedle elektromotoru.

8.2 Konstrukce zvedáku elektromotoru

Pro relativně jednoduchou konstrukci jsem od začátku koncipoval úpravu rámu jako šroubový mechanismus. Po několika návrzích, ve kterých se střídalo umístění pohybového šroubu a matice jsem došel ke konstrukci vyobrazené na obrázcích 48, 49 a 50.



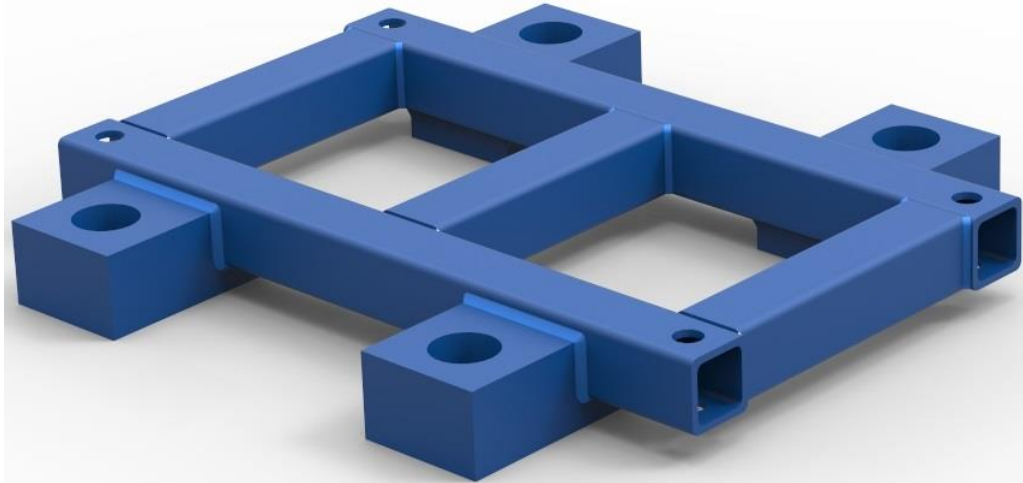
Obr. 48: Konstrukční provedení zdvihacího mechanismu



Obr. 49: Rám po úpravě

Celý mechanismus je sestaven ze čtyř závitových tyčí, našroubovaných do desky a z rámu elektromotoru. Závitová tyč se nehýbe a je po zašroubování do desky zajištěna proti protáčení čepem. Alternativou k tomuto zajištění je použití kontramatice. Nastavení výšky elektromotoru je prováděno maticemi, které zvedají rám elektromotoru a po dotažení zajišťují jeho pevnou polohu. Závitová tyč je v dírách rámu elektromotoru uložena s vůlí. Pro tuto konstrukci byly vyrobeny a svařeny nové součásti „rám elektromotoru“ a „deska“ zobrazené na obrázcích 50

potažmo 51a a 51b. Dále byly nakoupeny závitové tyče M27 a k tomu příslušné matice. Bylo by možné použít i závitovou tyč s lichoběžníkovým profilem závitu, který má lepší vlastnosti při samotném pohybu závitu, ale metrický závit je výhodnější z hlediska aretace při dotažení matic. Vzhledem k tomu, že výška motoru bude nastavována velmi zřídka a daleko důležitější bude to, zda bude motor v době provozu pevně zaaretován, obsahuje konstrukce závitové tyče s metrickým závitem.



Obr. 50: Rám elektromotoru



Obr. 51a: Deska



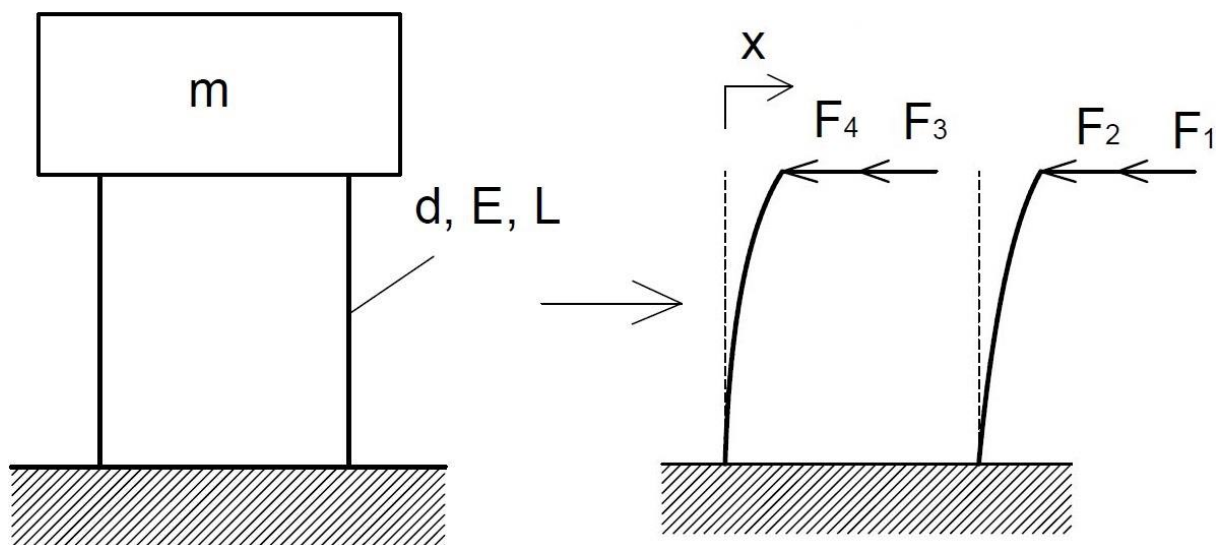
Obr. 51b: Deska

8.3 Dynamické vlastnosti konstrukce

Při pohledu na obrázek si asi každý technik všimne, že došlo k výrazné ztrátě tuhosti konstrukce oproti stavu před úpravou. Čtyři závitové tyče jsou od pohledu poddajnější než rám tvořený z I profilů. Z tohoto důvodu je nutné se zabývat dynamickým chováním nové konstrukce. Je několik možností, jednodušších či složitějších, jak při této analýze postupovat. Následující odstavce obsahují dvě z nich, analytickou metodu a analýzu metodou konečných prvků.

8.3.1 Analytická metoda

K tomuto účelu byl vytvořen zjednodušený mechanický model konstrukce (obr. 52). Předpokladem je, že elektromotor bude při provozu buzen silovými účinky způsobenými nevyvážeností rotujících hmot. Dalším předpokladem je absolutní tuhost základního rámu, což se později ukáže jako poměrně značné zjednodušení oproti realitě.



Obr. 52: Mechanický model rámu

Jak vyplývá ze schématu na obrázku 52, jedná se o ohybové kmitání. Závitové tyče s průměrem jádra d_3 , délkou L a modulem pružnosti E , plní roli pružin a hmotnost je soustředěna do elektromotoru. Tuhost jedné závitové tyče se určí podle vztahu 8.1:

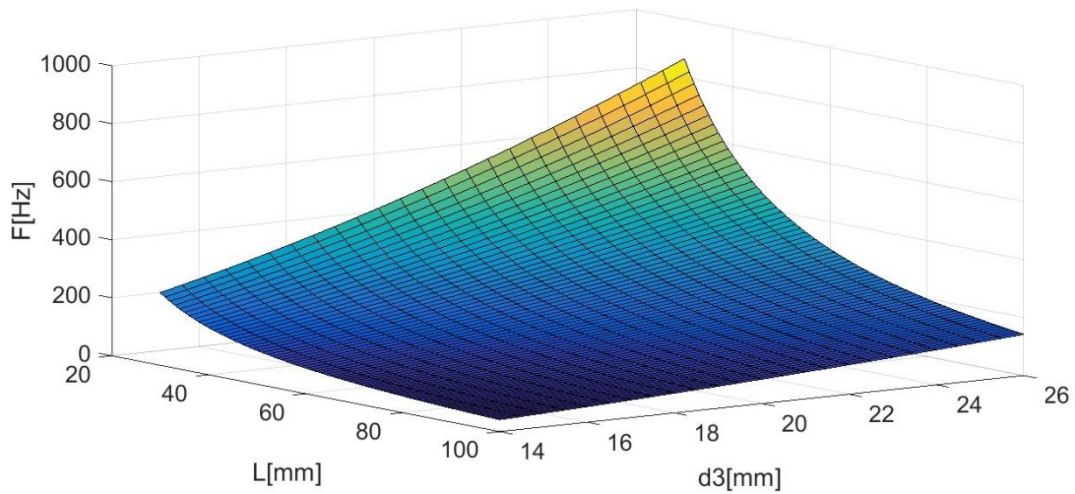
$$k = \frac{3EJ}{L^3} = \frac{3E \frac{\pi d_3^4}{64}}{L^3} = \frac{3\pi E d_3^4}{64L^3} \quad (8.1)$$

Vlastní frekvence jsou pak určeny ze vztahu 8.2:

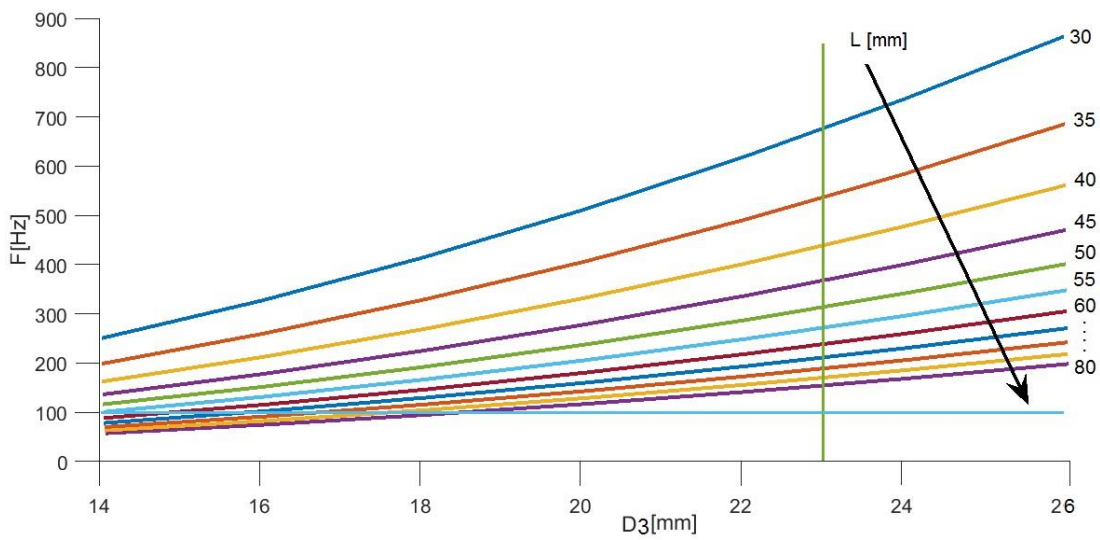
$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \Omega_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4 \cdot 3\pi E d_3^4}{64mL^3}} = \frac{d_3^2}{8} \sqrt{\frac{3E}{\pi mL^3}} \quad (8.2)$$

Ve vztahu 8.2 jsou dvě proměnné. Jednou je průměr jádra závitové tyče d_3 , který musí být zvolen při návrhu konstrukce. Druhou je výška elektromotoru L , která je pro tuto aplikaci jasně daná, ale pro jiné aplikace je nastavitelná. Vlastní frekvence počítané pomocí vztahu 8.2 musí být pro dostatečně velkou výšku elektromotoru menší, než frekvence maximálních otáček elektromotoru. Elektromotor M3EB 100E 6 má maximální provozní otáčky 6000 ot/min, což odpovídá frekvenci 100 Hz.

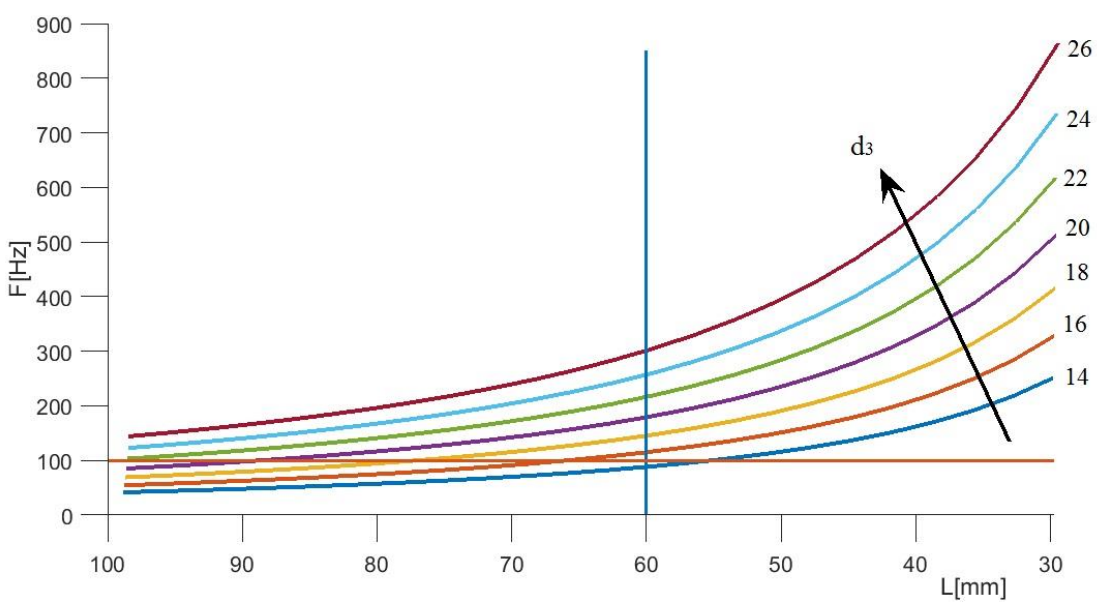
Na následujících grafech je znázorněna závislost vlastní frekvence na průměru jádra závitové tyče a výšce elektromotoru. Grafy byly vytvořeny v softwaru Matlab. V grafu na obrázku 55 je vodorovná osa číslována zprava doleva, a to z důvodu lepšího popsání jednotlivých křivek.



Obr. 53: Závislost vlastní frekvence na průměru šroubu a výšce elektromotoru



Obr. 54: Závislost vlastní frekvence na průměru jádra šroubu



Obr. 55: Závislost vlastní frekvence na výšce elektromotoru

Prostorový graf na obrázku 53 znázorňuje závislost vlastních frekvencí na průměru jádra závitové tyče a na výšce elektromotoru. Vyplývá z něj očekávaný závěr, že čím menší bude průměr a čím větší výška elektromotoru, bude klesat tuhost a s ní i vlastní frekvence. Další grafy reprezentují průměty do dvou rovin. V nich je vodorovnou čarou vyznačena maximální frekvence otáček, a dvěma svislými čarami aktuální průměr jádra šroubu a výška elektromotoru. Pro zvolené hodnoty se musí vlastní frekvence pohybovat nad hodnotou 100 Hz. Díky použití těchto grafů byl průměr šroubu zvýšen až na M27. Zvýšení průměru s sebou ale nese úskalí limitace zástavbovými rozměry. Závitové tyče nesmí zasahovat do základního rámu a tak je nutné rozšířit desku, ve které jsou šrouby upevněny. Ta má ovšem relativně malou tloušťku, a kdyby byla rozšířena příliš, mohla by být dalším velmi poddajným prvkem v už tak složité analyzovatelné konstrukci. Zvýšení tloušťky desky by naopak omezilo prostor pro nastavení výšky elektromotoru. V grafu na obrázku 55 je na vodorovné ose výška elektromotoru (hodnoty jdou vzestupně zprava doleva). Tento graf může sloužit spíše do budoucna pro informaci, jakou lze očekávat vlastní frekvenci při úpravě výšky elektromotoru, zejména bude-li se výška zvětšovat. Podle tohoto modelu při současné konfiguraci, kde průměr jádra d_3 je 23 mm, výška elektromotoru L je 60 mm hmotnost motoru a rámu m 71,1 kg a modul pružnosti oceli E 210 GPa, je hodnota vlastní frekvence:

$$f_0 = \frac{d_3^2}{8} \sqrt{\frac{3E}{\pi mL^3}} = \frac{23^2}{8} \sqrt{\frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^8}{\pi \cdot 71,1 \cdot 60^3}} = \underline{239 \text{ Hz}} \quad (8.3)$$

Tato hodnota je více než dvojnásobně větší než nejmenší požadovaná (100 Hz)

8.3.2 Analýza pomocí metody konečných prvků

Předchozím postupem byly dosaženy výsledky relativně rychle. Bylo to však na úkor přesnosti. Mechanický model z předchozího odstavce považuje rám a na něm připevněnou desku za dokonale tuhé, přičemž pružnými členy jsou pouze závitové tyče. Takovýto přístup sice zjednodušuje výpočet, ale dopouští se určitého zkreslení reality. Cílem tzv. modální analýzy metodou konečných prvků je zjistit, jak výrazné ono zkreslení je, a dobrat se tak potenciálně přesnějších výsledků.

Samotná modální analýza je založena na principu metody konečných prvků, při které je model nejprve rozdělen (vysíťován) na konečný počet elementů, kterým je přiřazena tuhost reprezentována tzv. maticí tuhosti. Dále je elementům přiřazena hmotnost a momenty setrvačnosti, ty jsou definovány tzv. diagonální maticí hmotnosti. Hmotové charakteristiky jsou soustředěny do spojnic jednotlivých prvků, tzv. uzlů. Z matic jednotlivých elementů jsou pak vytvořeny matice globální a celý dynamický systém je pak popsán rovnicí:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{v}} + \mathbf{K}\mathbf{v} = \mathbf{f} \quad (8.4)$$

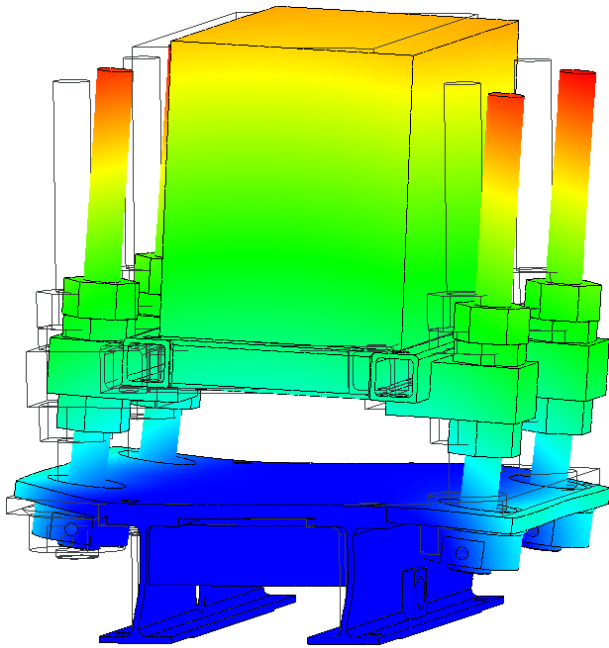
Kde \mathbf{M} je globální matice hmotnosti, \mathbf{K} globální matice tuhosti, \mathbf{v} je vektor posuvů a natočení jednotlivých uzlů a \mathbf{f} vektor vnějších sil. Vlastní čísla takového systému jsou druhé mocniny vlastních frekvencí. Vlastní vektory pak reprezentují vlastní tvary kmitů. Systém má tolik vlastních frekvencí a tvarů, kolik je nezávislých posuvů a natočení. ^[20]

Pro tuto analýzu byl použit zkonstruovaný CAD model zobrazený na obrázku 49. Ovšem model elektromotoru stažený z internetu je tvořen pouze plochami reprezentujícími jeho vnější

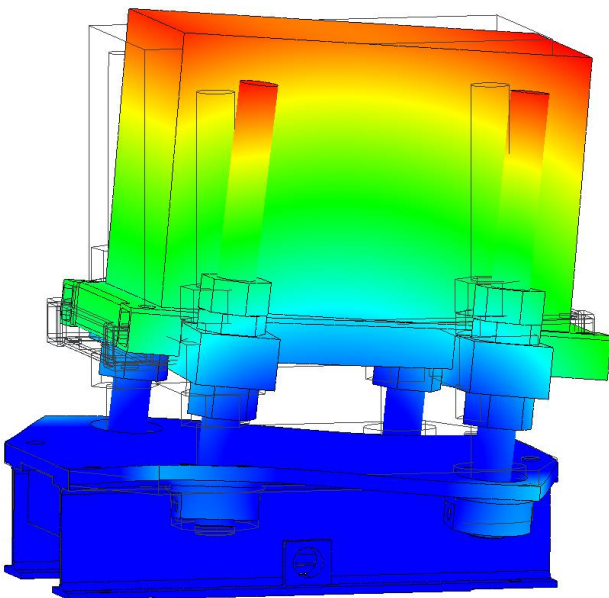
plochy. Vzhledem k tomu, že pro modální analýzu jsou podstatné hmotové vlastnosti, je tento model nepoužitelný. Ani při případném vyplnění ploch a vytvoření objemového tělesa se nelze dobrat správné hmotnosti a momentům setrvačnosti. Elektromotor byl proto v modelu nahrazen kvádrem odpovídající hmotnosti.

K samotné analýze v CAD softwaru je ještě zapotřebí odebrat modelu přebytečné stupně volnosti. Ty jsou odstraněny znemožněním pohybu těch ploch, které dosedají nebo jsou

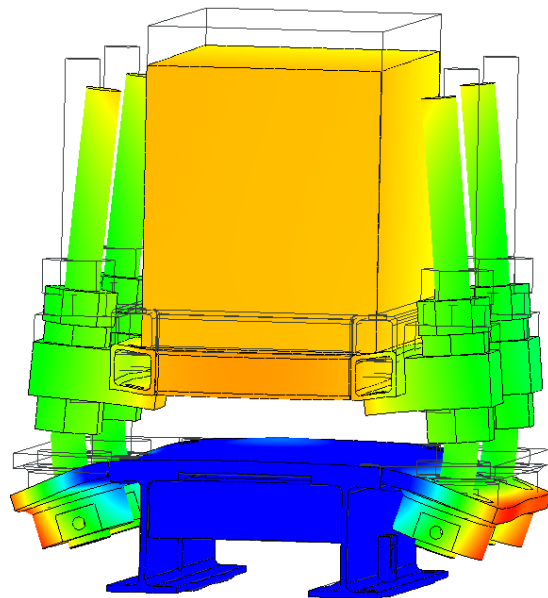
přípevněny ke zbytku základního rámu. Dále je potřeba nastavit rozsah frekvencí, ve kterém budou zobrazeny výsledky simulace. Jelikož má model tolik vlastních frekvencí, kolik je počet nezávislých posuvů a natočení všech prvků, je potenciálních výsledků velmi mnoho. Většina z nich nedává smysl, ať už kvůli tomu, že nemají být čím vybudeny nebo tím, že je jejich frekvence příliš vysoká a jejich výpočet a vyobrazení vlastních tvarů by bylo výpočetně a časově velmi náročné. Z tohoto důvodu byly výsledky omezeny pro frekvence od 0 do 300 Hz. Výsledky simulace jsou zobrazeny na obrázcích 56 až 58.



Obr. 56: První vlastní tvar (140 Hz)



Obr. 57: Druhý vlastní tvar (165 Hz)



Obr. 58: Třetí vlastní tvar (250 Hz)

Výsledné hodnoty vlastních frekvencí se liší od těch získaných analytickou metodou. Obrázky vlastních tvarů zároveň ukazují, že byla chybná hypotéza, která předpokládala sníženou tuhost

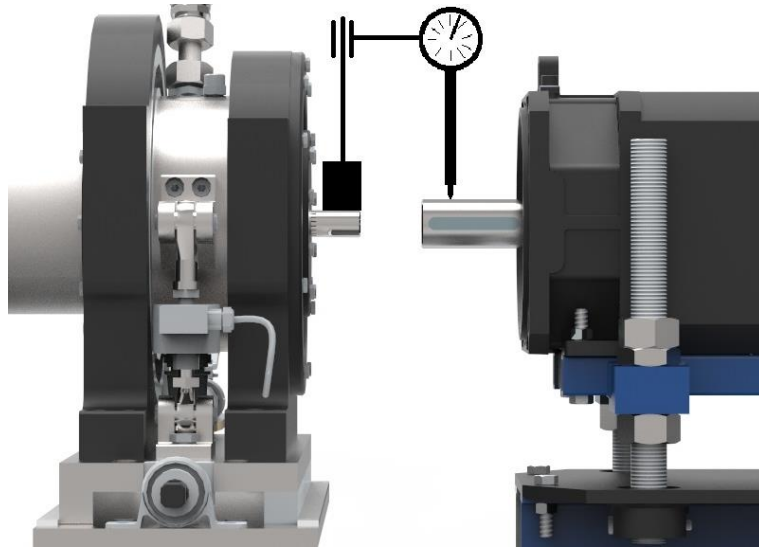
vlivem závitových tyčí. MKP analýza ale ukazuje, že největší vliv na ztrátu tuhosti má deska, připevněná k základnímu rámu. Tuhost závitových tyčí se projevuje daleko méně. Dokonce při zvětšení výšky elektromotoru na 90 milimetrů nepoklesnou vlastní frekvence tak rapidně, jako u analytické metody, při které klesly o 110 Hz. Při MKP výpočtu klesnou pouze o 15 Hz. Tento model ale nerespektuje mimo jiné to, že je hřídel elektromotoru spojena s hřídeli převodovky, což tuhost konstrukce zvyšuje, a to i přestože se jedná o spojení vlnovcovou spojkou. Stále se ale jde o přesnější výpočet než analytickou metodou, která se zde jeví jako nedostatečná.

8.4 Seřízení polohy elektromotoru

Celá přídavná konstrukce byla sestrojena proto, aby bylo možné ustavit vůči sobě hřídel elektromotoru a vstupní hřídel převodovky. Vlastností této konstrukce je, že při nastavování výšky elektromotoru maticemi (před aretací) má elektromotor v omezeném rozsahu všech šest stupňů volnosti. Vůle, které jsou mezi dírami v rámu a závitovými tyčemi umožňují motoru s rámem pohyb v podélném i příčném směru. Jelikož je motor s rámem usazen na čtyřech maticích, může dojít dokonce k jeho pootočení okolo všech tří os opět vlivem vůlí mezi závitovými tyčemi a rámem. Tyto vůle nejsou zanedbatelné, jelikož musely být oproti původnímu návrhu ex post po výrobě rozšířeny, a to z toho důvodu, že závitové díry v desce připevněné k rámu nebyly dostatečně kolmé k rovině desky. Po našroubování závitových tyčí se tyto geometrické nepřesnosti v kombinaci s dlouhými závitovými tyčemi projevily tak, že nebylo možné nasunout rám elektromotoru na závitové tyče. Nezbyvalo mnoho jiných možností než rozšířit díry v rámu, ale tím i způsobit větší vůle, než bylo původně navrženo.

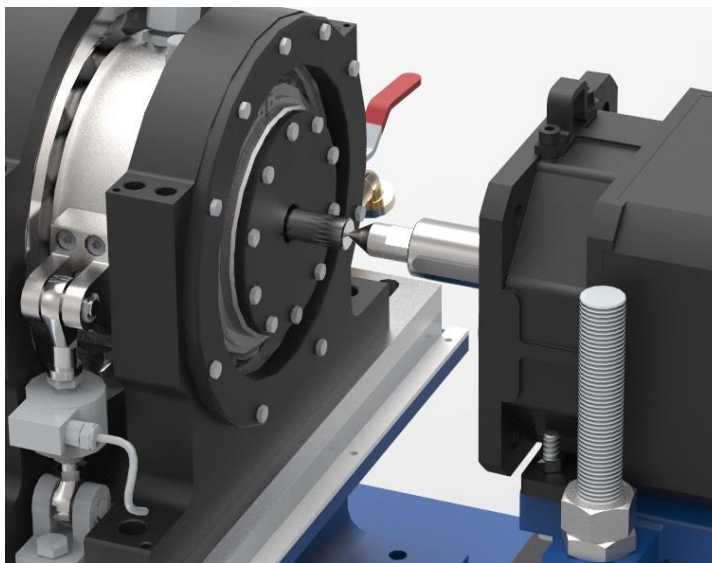
Výše zmíněná vlastnost všech stupňů volnosti představuje výhodu i nevýhodu zároveň. Nevýhodou je, že se elektromotor musí seřizovat při každé změně výšky. Toto seřizování je poměrně náročné, jak bude zmíněno v dalších odstavcích. Výhodou ale je, že se dá poloha elektromotoru seřídít tak, aby byly minimalizovány úchytky házení a nesouososti hřídelí vůči sobě, a nejsou tak konstantní.

Jak již bylo zmíněno, výška elektromotoru se nastavuje pomocí čtyř matic pod rámem elektromotoru. Tyto matice je nutno nastavit do pokud možno stejné výšky, aby nedošlo k naklápění motoru kolem podélné a příčné osy. Náklon elektromotoru jsem při seřizování orientačně kontroloval vodováhou. Ta důležitější kontrola je ale vyobrazena na obrázku 59. Jedná se o měření relativní úchytky hřídele elektromotoru a hřídele převodovky. Na hřídel převodovky je připevněn úchylkoměr, jehož dotyk dosedá na hřídel elektromotoru. Důležitá je totiž vzájemná poloha obou hřídelí, nikoliv absolutní poloha elektromotoru. Je nutné kontrolovat úchylku při otáčení hřídele (háživost), tak při posuvu elektromotoru v podélném směru (rovnoběžnost).



Obr. 59: Seřízení úchylek házivosti a rovnoběžnosti

Ovšem ani když jsou tyto úchytky nulové či v praxi zanedbatelné, nelze tvrdit, že jsou hřídele souosé. V takovém případě jsou pouze rovnoběžné a mohou být o určitou hodnotu přesazeny. Pro co nejpřesnější souosost hřídelí jsem navrhl hrot, který lze našroubovat do hřídele elektromotoru (obr. 60). Elektromotor se nastaví tak, aby špička hrotu mířila na středící důlek hřídele převodovky. Jsou-li minimalizovány úchytky, a je-li minimalizováno i přesazení hřídelí, lze považovat obě hřídele za dostatečně souosé. Případné menší nepřesnosti jsou vykompenzovány vlnovcovou spojkou, která snese vyosení v desetinách milimetru. ^[21]

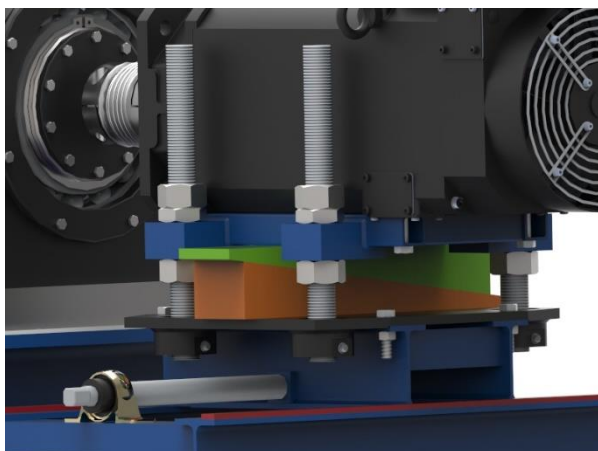


Obr. 60: Seřízení souososti pomocí hrotu

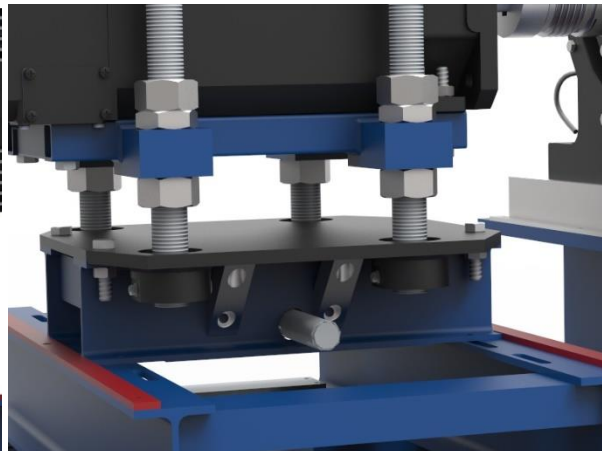
8.5 Shrnutí konstrukce zvedáku a návrh úprav

Při výrobě zvedáku a při následném seřizování motoru vyšlo najevo, že výše popsaná konstrukce není zdaleka ideální. Jedním z prvních nedostatků je ztráta tuhosti konstrukce. Při provozu bude nutné sledovat, jak se konstrukce chová jak při různých otáčkách elektromotoru, tak při různě nastavené výšce elektromotoru. Bude-li při vysokých otáčkách nebo při velké výšce elektromotoru docházet k nadměrným vibracím, bude muset dojít k vyztužení konstrukce v kritických místech. To může být realizováno například vložením dvou

klínových desek pod rám elektromotoru. Principiálně je toto případné opatření zobrazeno na obrázku 61. Další možností je přidat žebra mezi desku a základní rám, jako je to vyobrazeno na obrázku 62. Tato opatření by měla potlačit poddajnost zejména desky na základním rámu, která se dle analýzy metodou konečných prvků jeví jako nejslabší článek.



Obr. 61: Vyztužení konstrukce klínovými deskami



Obr. 62: Vyztužení konstrukce žebry

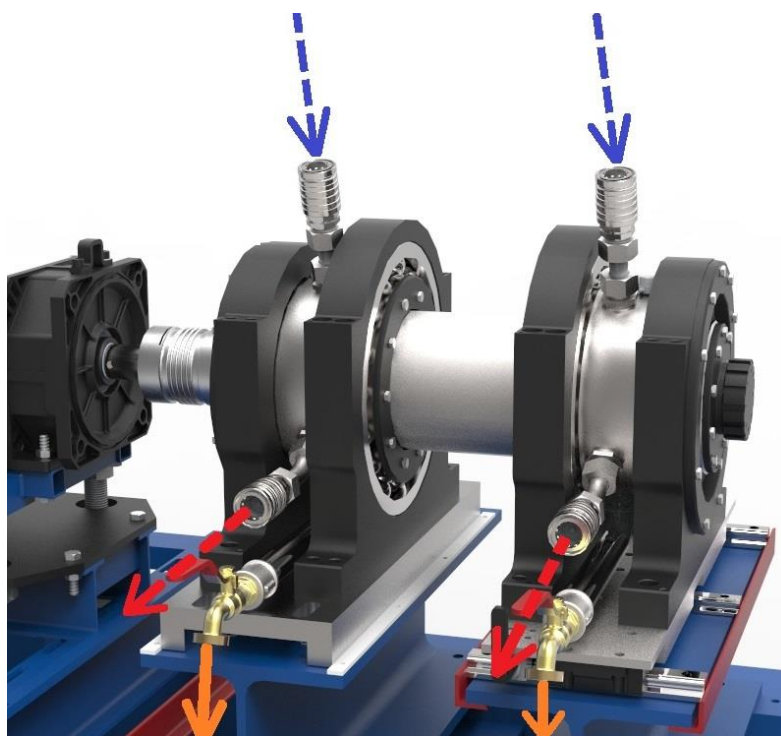
Při seřizování souososti elektromotoru a převodovky vyšlo najevo, jak je tato činnost při současné konstrukci komplikovaná. To by bylo možno do značné míry napravit jinou koncepcí, která byla mezi zvažovanými už před finálním návrhem stávající konstrukce. Místo čtyř závitových tyčí by konstrukce obsahovala tři vodící tyče a kuličková vodící pouzdra obdobná těm, které jsou použity pro podélné vedení. O posuv ve svislém směru by se starala pouze jedna závitová tyč. Při této koncepci by bylo nutné dbát zvýšené pozornosti na přesnost výroby. Pokud by konstrukce byla vyrobena tak, že by vedení nebylo dostatečně svislé, byla by hřídel elektromotoru trvale mimoběžná s hřídelí převodovky. U stávající konstrukce je možné tyto odchylky minimalizovat, u alternativní verze je odchylka nekorigovatelná. To vnáší již zmíněný požadavek na zvýšenou přesnost. Z toho pak vyplývá i vyšší cena takovéto konstrukce.

9 Olejové hospodářství

Každá převodovka musí pro správnou funkci obsahovat olej. Ten v převodovce zajišťuje dostatečné mazání, aby nedocházelo k nadměrnému tření ať už zabírajících zubů nebo rotačních součástí. Při tření se konstrukce zahřívá a olej tak plní i funkci odvodu tepla. Dále olej součásti konzervuje a zabraňuje tak korozi, odplavuje nečistoty a otřepy ze součástí, a plní také funkci těsnicí.

Už při návrhu zkušebního stavu, konkrétně skříní převodovek v odstavci 4.4 bylo zmíněno, že jsou ve skříních tři otvory. Jeden pro přívod oleje, druhý pro odvod oleje a třetí pro kompletní výpust oleje. Z toho vyplývá, že zkušební stav bude mít externí hydraulický okruh, který bude zajišťovat manipulaci s olejem. Tento okruh a jeho návrh ovšem nejsou předmětem této práce. Zde konstrukce hydraulického okruhu končí u přívodu, respektive odvodu oleje do a ze skříně. Do děr ve skříních převodovek jsou našroubovány hydraulické trubky. Ke spojení trubek, vedoucích z převodovek, a hadic, které povedou olej, jsou použity rychlospojky. Pro výpust oleje jsou použity kohouty. Na obrázku 63 jsou znázorněny vstupy a výstupy oleje do a z převodovky. V horní části zkušebního stavu je vstup zchlazeného oleje

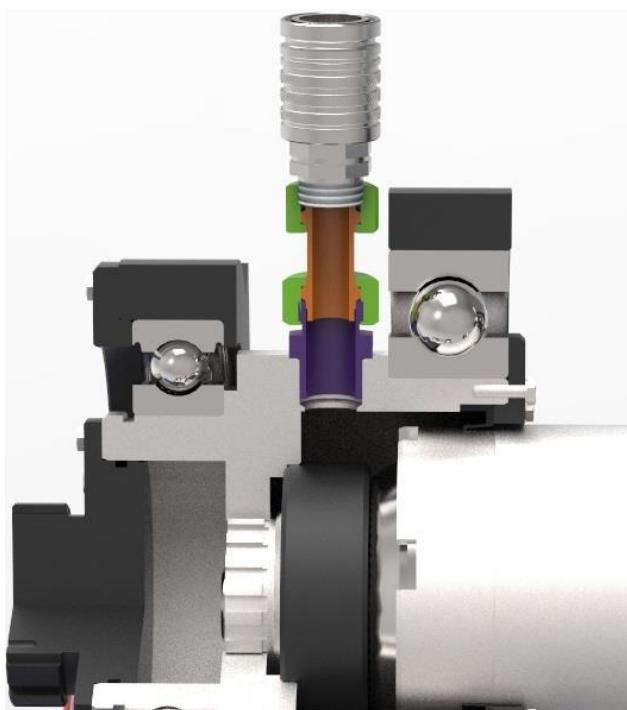
do zkušebního stavu a v dolní části z boku skříně je výstup ohřátého oleje. Kompletní olejová výpust se pak nachází na spodku skříně.



Obr. 63. Olejové hospodářství

Na obrázku 64 je detail vývodu oleje z převodovky zakončený rychlospojkou. Je zde vidět, že do skříně je našroubované hrdlo (fialově), ke kterému je pomocí převlečné matice (zeleně) připevněna další trubka (oranžově). K ní je tím samým způsobem připevněna rychlospojka. Tento druh spojení je použit u všech vývodů zakončených rychlospojkou.

Zkušební stav může nicméně fungovat i bez externího olejového okruhu. Není-li k rychlospojce připojena hadice, je rychlospojka v uzavřeném stavu a nehrozí tak únik oleje. Teprve při připojení hadice se rychlospojka otevírá a umožňuje průtok oleje. Stačí tedy napustit převodovku olejem a jsou připraveny k provozu, ovšem bez regulace teploty.



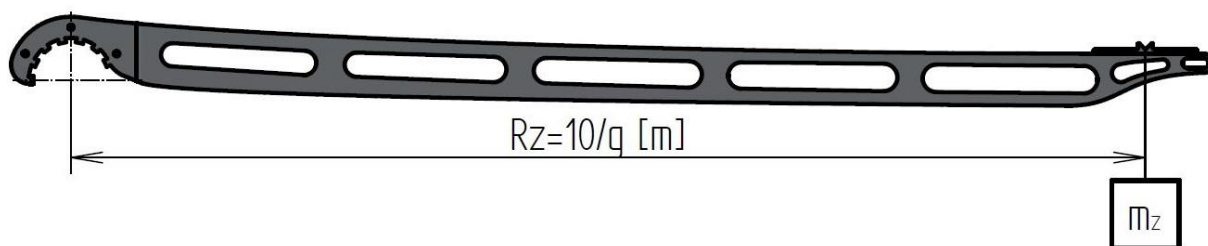
Obr. 64: Připojení rychlospojky ke skříní převodovky

10 Napínací zařízení

Pro vyvození předem definovaného momentu síly, kterým bude zatěžována skříň převodovky, a který vnese do zkušebního stavu předpětí, byla navržena páka zobrazená na obrázku 65. Při použití páky je princip vyvození krouticího momentu velmi jednoduchý. Ve známé vzdálenosti od osy rotace je zavěšeno závaží. Tíhová síla závaží násobená ramenem síly je rovna zatěžujícímu momentu. Moment je z páky na přírubu přenášen rovnobokým drážkováním. Aby bylo možné zatížení snadno upravovat, používá se rameno síly dlouhé přibližně 1,0194 metru, což je přibližně 10/g. Při takto dlouhé páce se s každým přidaným kilogramem zvýší zatěžující moment o 10 Nm. Celkové zatížení (rovnice 10.2) je potom součtem momentu vyvozeného závažím a momentu vyvozeného tíhou samotné páky, která působí na rameni rovném vzdálenosti těžiště od osy rotace. V následujících rovnicích je zatěžovací moment popsán matematicky.

$$M_z = M_p + m_z R_z g = M_p + m_z \frac{10}{g} g \quad (10.1)$$

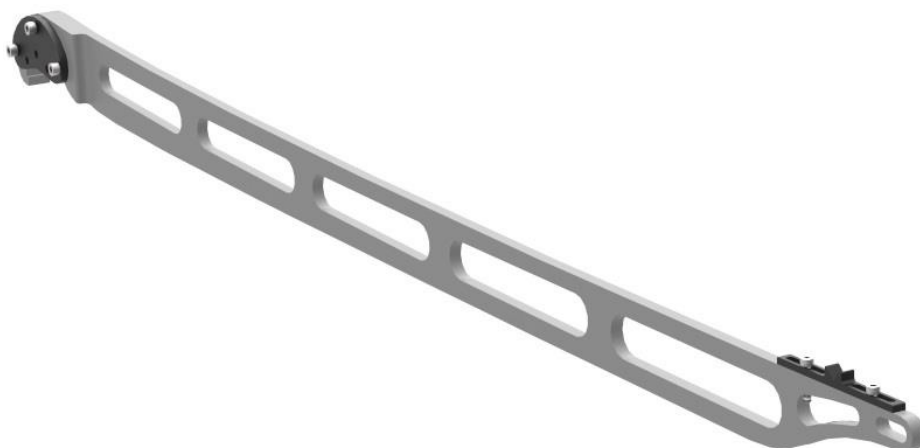
$$M_z = M_p + 10 m_z \text{ [Nm]} \quad (10.2)$$



Obr. 65: Schéma páky

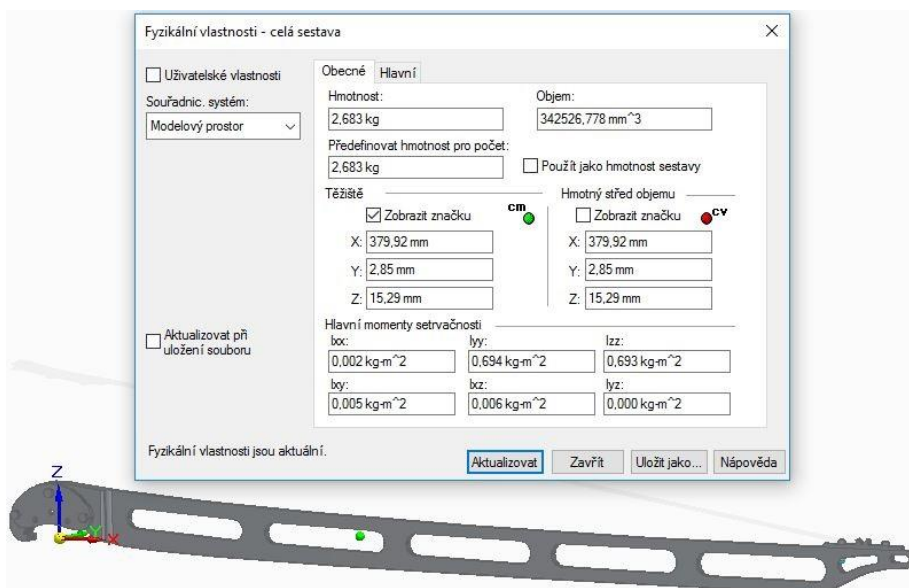
10.1 Návrh páky

Jak je zmíněno v předchozím odstavci a matematicky vyjádřeno v rovnici 11.2, zatěžující moment má v sobě zahrnutou fixní složku M_p , což je moment způsobený tíhou páky. Aby byla při zkoušce co největší variabilita zátěže, je žádoucí mít co nejlehčí páku. Z uživatelského hlediska je také vhodné, aby konstantní moment M_p měl hodnotu, se kterou se dobře pracuje, například 10 nebo 15 Nm. Bylo by velmi nepohodlné nastavovat zátěž například s neceločíselnou hodnotou. Už na schématu na obrázku 65 je naznačeno odlehčení páky. Ještě lépe je páka a její konstrukce vidět na obrázku 66. Na něm je zobrazena kompletní sestava páky i s destičkou, pomocí které je páka přišroubována k čelu příruby, aby nedošlo k jejímu vysunutí. Dále obsahuje sestava páky posuvný nástavec s výřezem ve tvaru v, na který bude pověšen držák se závažím, jenž bude popsán v další kapitole.



Obr. 66: Konstrukce páky

Při tomto návrhu vytváří samotná páka bez závaží krouticí moment 10 Nm, což je ideální z hlediska velké variability zatížení (lze jej měnit od 10 do 200 Nm), tak z hlediska pohodlí při nastavování zatížení (pracuje se s kulatým číslem). Na obrázku 67 je model páky s hmotovými vlastnostmi.



Obr. 67: Fyzikální vlastnosti páky

Z odečtených hodnot v této tabulce je možné vypočítat krouticí moment samotné páky podle vztahu 10.1.1

$$M_p = m_p x g = 2,683 \cdot 0,37992 \cdot 9,81 = \underline{10 Nm} \quad (10.1.1)$$

Kde m_p je hmotnost páky, x je vzdálenost těžiště od osy rotace a g je gravitační zrychlení.

10.2 Držák závaží

K připojení závaží na páku nebyla zkonstruována nová součást, ale byl využit již existující držák závaží, který je součástí vybavení laboratoří CVUM v Roztokách u Prahy. Jeho konstrukce je vyobrazena na obrázku 68a a systém přidávání závaží je vyobrazen na obrázku 68b.



Obr. 68a: Držák závaží



Obr. 68b: Přidávání závaží na držák

Přidávání závaží a ustavení jeho polohy je zajištěno šrouby, které jsou zašroubovány nejprve do držáku, a následně do každého dalšího závaží. V samotných závažích jsou vyvrtána zhloubení, do kterých jsou vsunuty hlavy šroubů předcházejícího závaží.

10.3 Závaží

Pro účely zkoušek byla vyrobena závaží o hmotnosti 5 kg, 2 kg, 1 kg a 0,5 kg, která byla vyřezána vodním paprskem a následně doobrobena na požadované hmotnosti. Vyřezat závaží na požadovanou hmotnost bez dodatečného vyvrtání děr nebylo možné, jelikož tloušťka ocelového polotovaru má deklarovanou přesnost $\pm 0,1$ milimetrů.



Obr. 69: Sada závaží

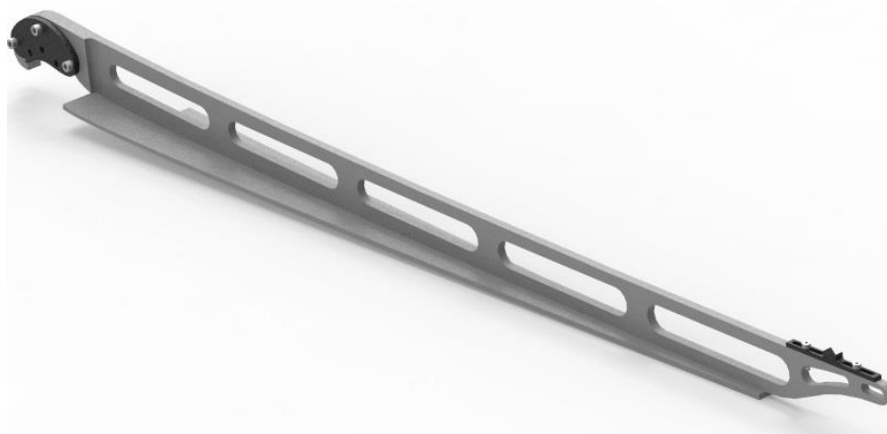
10.4 Nedostatky páky

Po výrobě a následné montáži páky na zkušební stav se projevila stinná stránka snahy o co nejnižší hmotnost. Páka byla velmi měkká a po sebemenším ohnutí začala ohybově kmitat ve směru podélné osy zkušebního stavu, a vzhledem k velmi malému tlumení ustalo toto

kmitání až po dlouhé době. Impulsem pro tyto kmity může být například manipulace se závažím nebo i nechtěný kontakt při procházení okolo. K těmto kmitům docházelo, když nebyl zkušební stav spuštěn. V průběhu zkoušky by se k již zmíněným impulsům přidaly ještě vibrace z převodovek, a páka by kmitala neustále. To by mělo negativní vliv na stálost zatěžujícího momentu, a při vybuzení rezonanční frekvencí i na samotnou pevnost páky nebo stabilitu závaží na páce.

10.5 Upravená konstrukce páky

Z výše uvedených faktů vyplývají dva protichůdné požadavky. Jedním je co nejnižší hmotnost, respektive vyvozený moment, a druhým je dostatečná tuhost. Na obrázku 70 je páka po úpravě, která spočívá v přivaření pásu oceli na spodní stranu, čímž je vytvořen T- profil. Přidaný pás je vyřezán do trojúhelníkového tvaru s širší částí blíže k drážkování. Tímto je docíleno efektivnějšího rozložení hmoty jak z hlediska tuhosti (se zvětšujícím se ohybovým momentem se zvětšuje moment průřezu), tak z hlediska velikosti zatěžujícího momentu (posunutí těžiště blíže ose rotace). Dále musí pás obsahovat výřez, aby bylo zabráněno kolizi se skříní převodovky a ložiskovým domkem. Komplikací také je, že spodní strana páky není rovina, tudíž bude muset být přivařený plech mírně ohnut. Křivost této plochy ale není nijak výrazná, po většině délky páky je téměř nulová a zvyšuje se při přechodu k drážkování.

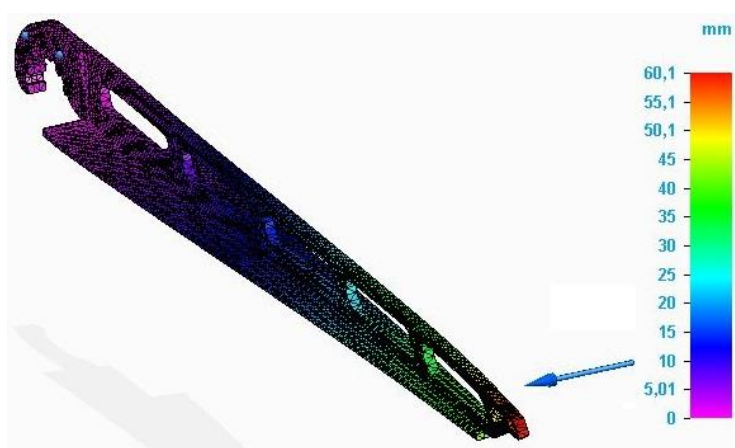


Obr. 70: Upravená páka

Na obrázcích 71 a 72 jsou zobrazeny simulace metodou konečných prvků, ve kterých byla páka pokaždé zatížena stejnou silou ve směru kmitání. Výsledkem jsou maximální posuvy, ze kterých je patrné, že po přidání výztuže je páka v daném směru cca 19x tužší.



Obr. 71: Deformace páky bez úpravy



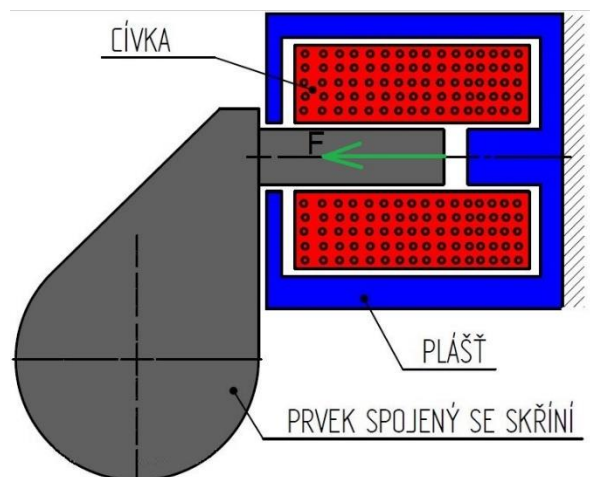
Obr. 72: Deformace páky s vyztužením

10.6 Jiná koncepce napínacího zařízení

Výhodou výše zmíněné koncepce je její jednoduchost. Nevýhodou je, že nelze měnit zatížení plynule, ale ve skocích v závislosti na použitých závažích. Dále je nutné při změně zatížení manuálně přidat nebo odebrat závaží, a to vše za chodu stroje. Alternativním řešením může být například použití hydraulických aktuátorů. Při jejich použití by bylo nutné nahradit napínací přírubu jinou součástí, a zároveň by se celý zkušební stav rozrostl o složitý a nákladný hydraulický okruh.

Na obrázku 19 je návrh zkušebního stavu v rámci diplomové práce Bc. Jakuba Roka. Na něm je zátěž vyvozena elektromotorem a šnekovou převodovkou, což může být další, tentokrát už zpracovaná varianta.

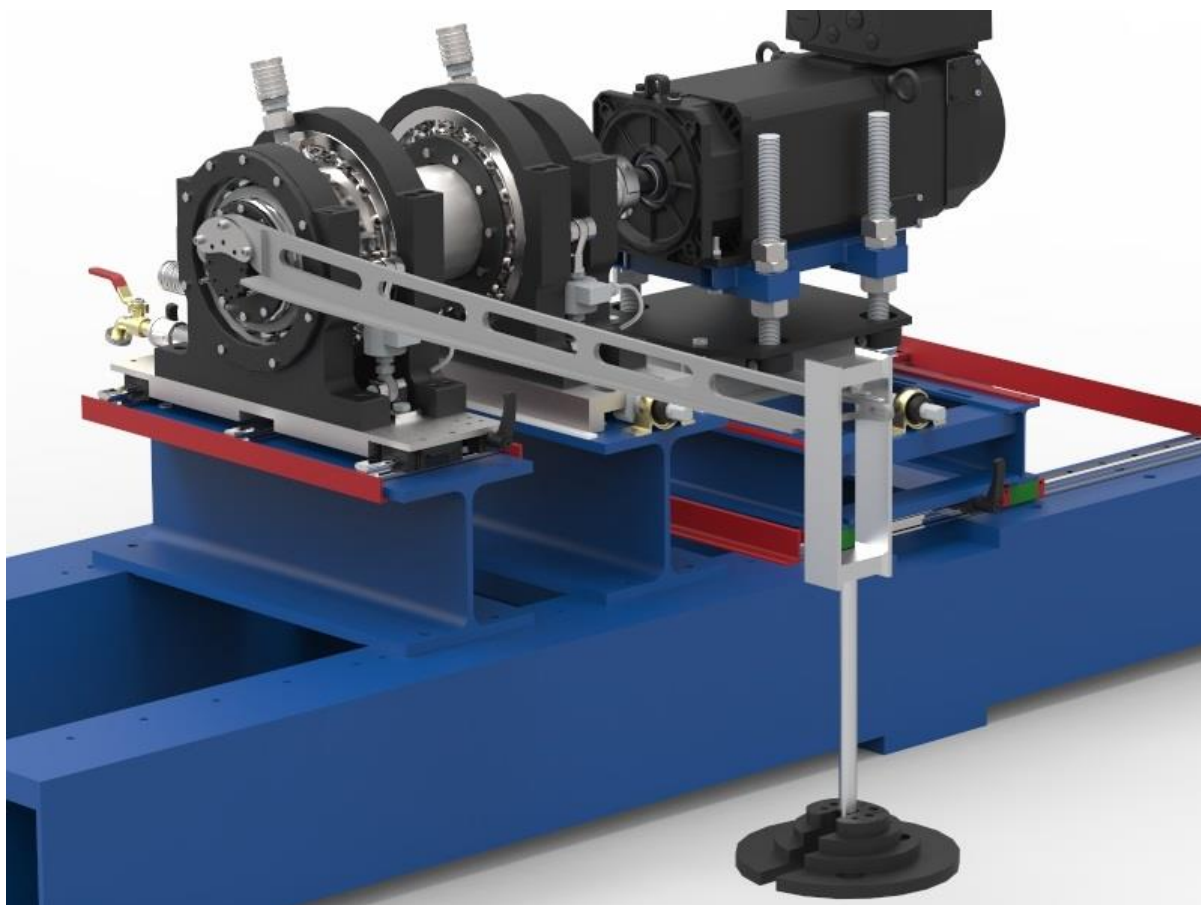
Další variantou může být použití magnetů. Princip tohoto návrhu je zobrazen na obrázku 73. Nové zařízení by se skládalo z prvku spojeného se skříní (např. nová příruba), z cívky a pláště, který je připevněn k základnímu rámu (potřebná další konstrukce k připevnění). Ovládací síla vyvozuji moment by byla regulována elektrickým proudem tekoucím v cívce.



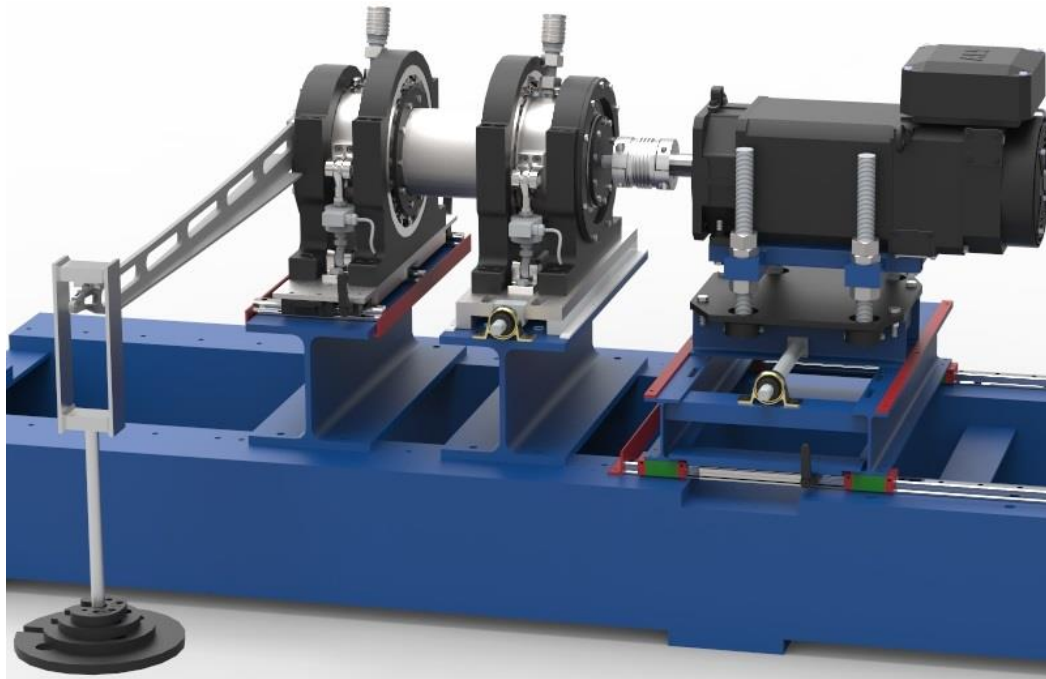
Obr. 73: Princip vyvození síly elektromagneticky

10.7 Výsledný konstrukční návrh zkušebního stavu

Na obrázcích 74 a 75 je vyobrazena finální konstrukce celého zkušebního stavu. Touto kapitolou končí popis zkušebního stavu z hlediska konstrukce. Další kapitoly už jsou věnovány snímání fyzikálních veličin, sběru dat ze snímačů a jejich vyhodnocení.



Obr. 74: Finální konstrukce zkušebního stavu



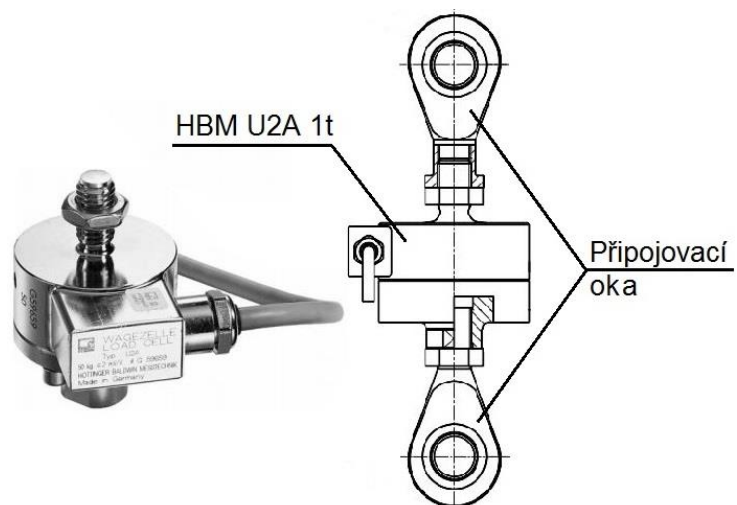
Obr. 75: Finální konstrukce zkušebního stavu

11. Měřicí zařízení

Podle typu a účelu zkoušky je třeba snímat fyzikální veličiny ve zkušebním stavu. V tomto případě se jedná zejména o reakční momenty na korunách převodovek, otáčky elektromotoru (planetových pastorků), otáčky unašečů, teploty oleje ve skříních a vibrace skříní. Reakční momenty na korunách jsou měřeny již zmíněnými snímači síly, které jsou součástí konstrukčního návrhu a zabraňují protáčení skříní. Otáčky elektromotoru je možné odečítat z dat ve frekvenčním měniči, ale stejně jako otáčky unašečů je lze měřit optoelektronicky (optickou závorou) nebo magneticky (Hallův snímač). Pro měření teplot se používají termočláňkové, odporové nebo termistorové snímače. Vibrace převodovek se měří akcelerometry.

11.1 Snímače pro měření reakčních momentů na korunách

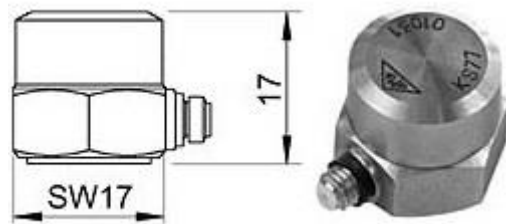
Pro tento účel jsou použity snímače HBM U2A 1t (obr. 76). Jedná se o tenzometrické snímače se zapojením do plného můstku. Tyto snímače měří sílu v obou směrech, přičemž tlaková síla má kladné znaménko a tahová záporné. Změřená síla působí na předem známé vzdálenosti od osy převodovek (147 milimetrů), z čehož je možné spočítat reakční momenty. Snímače mají maximální zatížitelnost 1 tunu (cca 9810 N), se špičkovým přetížením v hodnotě 100% maximální zatížitelnosti.



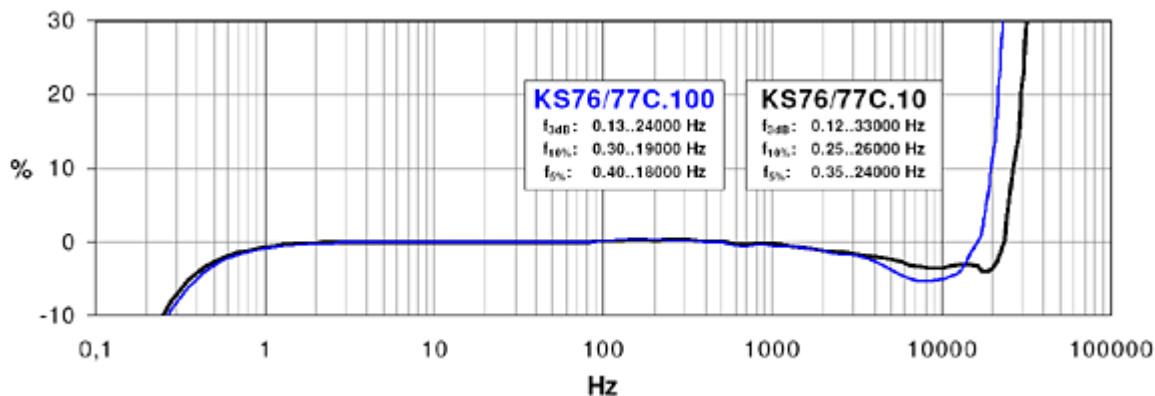
Obr. 76: Snímač síly HBM U2A 1t [22]

11.2 Snímače vibrací

Ke snímání vibrací je použit piezoelektrický akcelerometr KS77C.10 (obr. 77), který je zašroubován do horní části skříně. Akcelerometr je schopen snímat hodnoty zrychlení až 600 g při frekvencích do cca 20 kHz, viz rezonanční křivka na obr. 78, kde je na vodorovné ose logaritmicky frekvence a na svislé chyba měření. Jeho rezonanční frekvence je 50 kHz.



Obr. 77: Akcelerometr KS77C.10 [23]



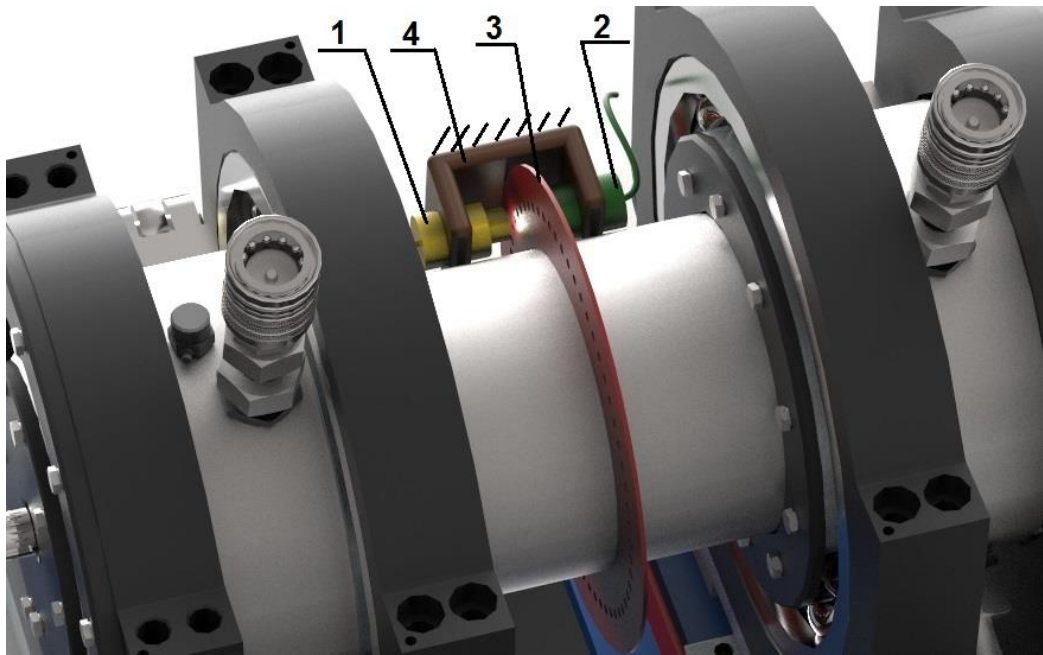
Obr. 78: Resonanční křivka akcelerometru [23]

11.3 Návrh na měření otáček

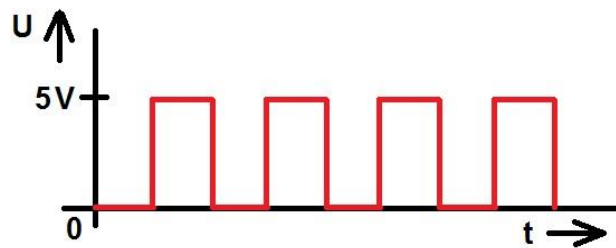
Předchozí dva snímače již jsou součástí zkušebního stavu. V této a v následujících kapitolách jsou popisovány návrhy vhodné snímače, o které bude muset být zkušební stav doplněn.

Ačkoliv se dá považovat měření otáček elektromotoru a planetových kol za vyřešené, jelikož jsou hodnoty načítány z frekvenčního měniče, mělo by větší vypovídací hodnotu vlastní měření. Naproti tomu okamžité otáčky unašeče nejsou snímány ničím, proto by jejich snímání mohlo být vyřešeno zároveň se snímáním otáček planetových kol. V kapitole 11 byly nastíněny dva způsoby, jak měřit otáčky, a to optickou závorou nebo Hallovou sondou.

Na obrázku 79 je zobrazen princip měření optickou závorou. Na trubku spojující unašeče je nasunut děrovaný disk (pozice 3; může být např. přivařen bodovými svary). Dále je k měření třeba zdroj světla (pozice 1), fotodioda (pozice 2) a držák těchto součástí (pozice 4), který bude muset být připevněn k základnímu rámu, skříním nebo ložiskovým domkům. Z fotodiody vystupuje signál ve formě napětí, který má obdélníkový průběh (viz obr. 80) a je dále převeden na logické hodnoty 1 a 0. Počítáním vzestupných hran napětí v čase (je-li známá úhlová rozteč děr) lze zjistit úhlovou rychlost potažmo otáčky.

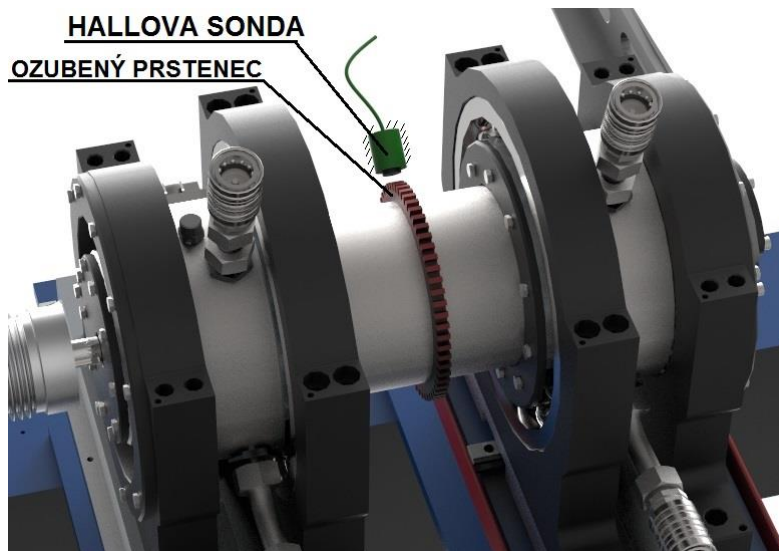


Obr. 79: Měření otáček optickou závorou



Obr. 80: Průběh výstupního napětí snímače

K měření Hallovoú sondou je potřeba méně prvků než k měření optickou závorou. Jak je zobrazeno na obrázku 81, je na trubku spojovací unašeče nasunut prstenec s drážkami po svém obvodu. Snímač je přiložen k obvodu prstence a detekuje změny magnetického pole. Výstupní veličinou je opět napětí, které má opět obdélníkový průběh. Z toho vyplývá, že se úhlová rychlost stanoví stejně jako při měření optickou závorou.

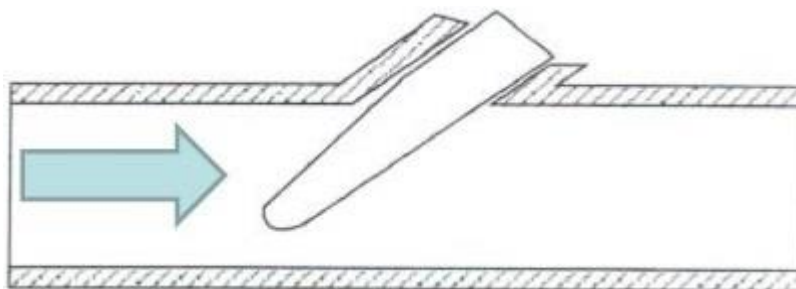


Obr. 81: Měření otáček Hallovou sondou

Stejně snímače a obdobnou konstrukci lze použít i při měření otáček planetového kola. V tomto místě je třeba dbát na umístění snímače na vstupní hřídel převodovky a ne na hřídel elektromotoru. Je to z toho důvodu, že je ke spojení těchto dvou hřídelí použita vlnovcová spojka, jejíž poddajnost může okamžité otáčky zkreslovat.

11.4 Návrh na měření teploty oleje

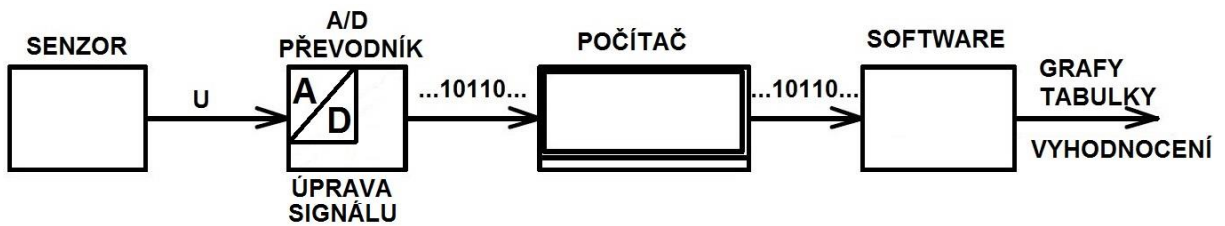
Pro měření teploty oleje ve skříních bude potřeba zásah buď do skříně, nebo do trubky vedoucí ze skříně do rychlospojky, aby bylo možné snímač našroubovat do měřeného objektu. V principu je toto znázorněno na obrázku 82. Jako senzor může být použit například niklový odporový snímač teploty. Ten je levnější než běžně používaný platinový a předpokládaným provozním podmínkám a požadavkům a požadavkům vyhovuje. Je schopen měřit s přesností cca 1°C do teploty 200°C. Alternativou může být polovodičový NTC termistor, který měří s přesností 0,4°C do teploty 150°C, jelikož vyšší teplota poškozuje polovodičové materiály. Poslední možností je použití termočlánku. Byl by to ovšem předimenzovaný snímač, jelikož měří ve velkém rozsahu (běžně -200°C až 1200°C).



Obr. 92: Umístění snímače teploty v trubce ^[24]

12 Sběr a úprava naměřených hodnot

Výstupem ze snímačů jsou analogové veličiny (ve všech případech se jedná o napětí). Tyto veličiny je ale nutné převést na veličiny digitální, aby bylo možné s nimi pracovat na počítači a dále je vyhodnocovat. Dále jsou už v digitální formě načítána data o stavu elektromotoru z frekvenčního měniče.



Obr. 83: Schéma úpravy změřeného signálu

12.1 CompactDAQ

Ke sběru dat a k převodu analogového signálu na digitální je použito zařízení CompactDAQ (**d**ata **a**quisition) se zásuvnými moduly od společnosti National Instruments. Do příslušných zásuvných modulů jsou zapojeny výstupní kabely snímačů. CompactDAQ je potřeba napájet ze sítě a upravená data jsou pak z cDAQ vedena USB kabelem do počítače.

Typ zařízení compactDAQ, který je použit pro úpravu signálu ze snímačů na zkušební stavu má označení „cDAQ 9179“ (viz obr. 84). Do něj je možno vložit až 14 zásuvných modulů. Vzhledem k tomu, že zatím jsou potřeba jen dva zásuvné moduly a v budoucnu maximálně čtyři nebo pět, je možné ho nahradit zařízením s menší kapacitou. CompactDAQ 9179 byl využit pouze z toho důvodu, že byl momentálně k dispozici v laboratoři.



Obr. 84: CompactDAQ 9179 [25]

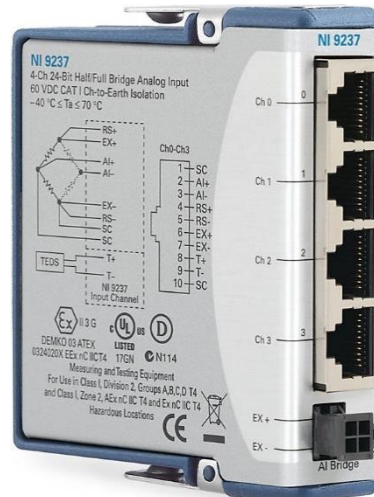
12.2 Moduly

Jedním z výše zmíněných modulů je NI 9234 (viz obr. 85a). Ten je přímo určen k úpravě signálu hluku a vibrací, a na zkušební stavu je použit pro úpravu signálu z akcelerometrů. Snímač je k modulu připojen koaxiálním kabelem.

Druhým použitým modulem je NI 9237 (obr. 85b), používaný k úpravě signálu z můstků. Na ten je připojen můstkový snímač síly, který je veden pětivodičovým kabelem. Připojení k tomuto modulu je realizováno konektorem RJ50. Zatímco se zapojením akcelerometrů nebyl problém, jisté komplikace, které budou podrobněji popsány v následující kapitole, se vyskytly při zapojování snímačů síly.



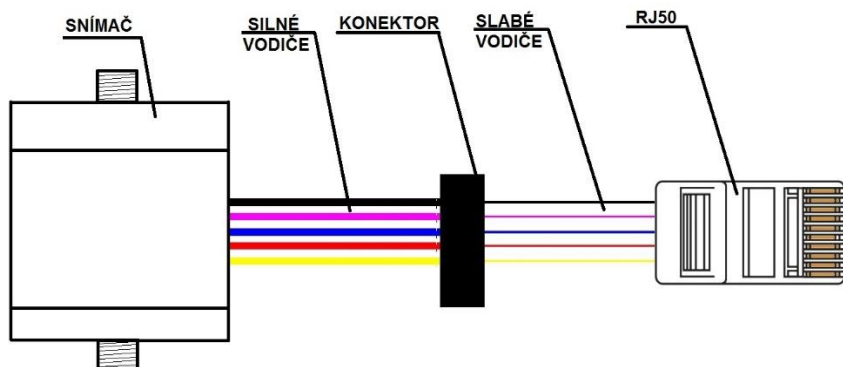
Obr. 85a: Modul NI 9234 [26]



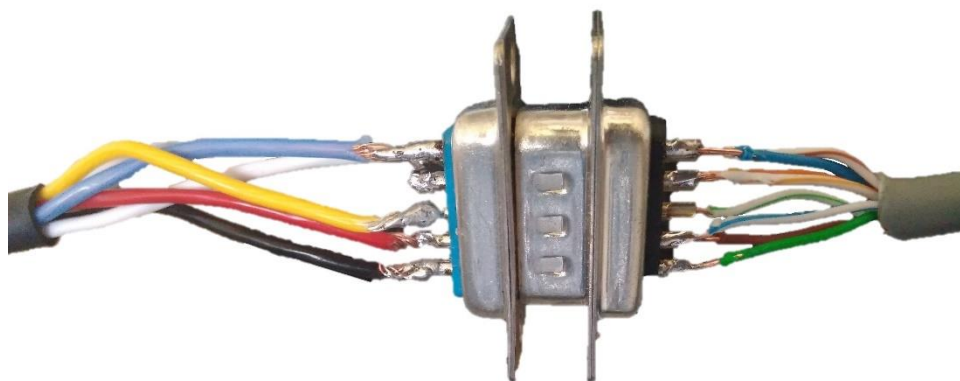
Obr. 85b: Modul NI 9237 [27]

12.3 Zapojení snímačů síly

Již zmíněný pětivodičový kabel je nutné kvůli připojení do NI 9237 zakončit konektorem RJ50. Vodiče senzoru byly ale příliš silné, a nebylo možné je do konektoru vložit. To bylo vyřešeno připojením slabších vodičů, které už bylo možné i s izolací vložit do konektoru a následně zalisovat. Ke spojení kabelů byl použit konektor ze skladu v laboratořích. K němu byly připájeny vodiče z obou kabelů.

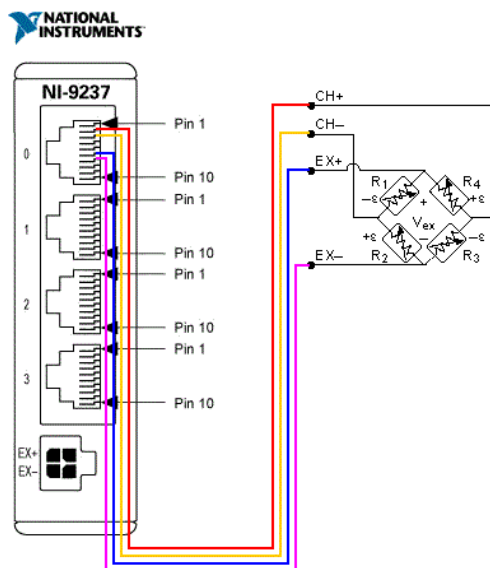


Obr. 86: Připojení konektoru RJ50



Obr. 87: Připájení drátů

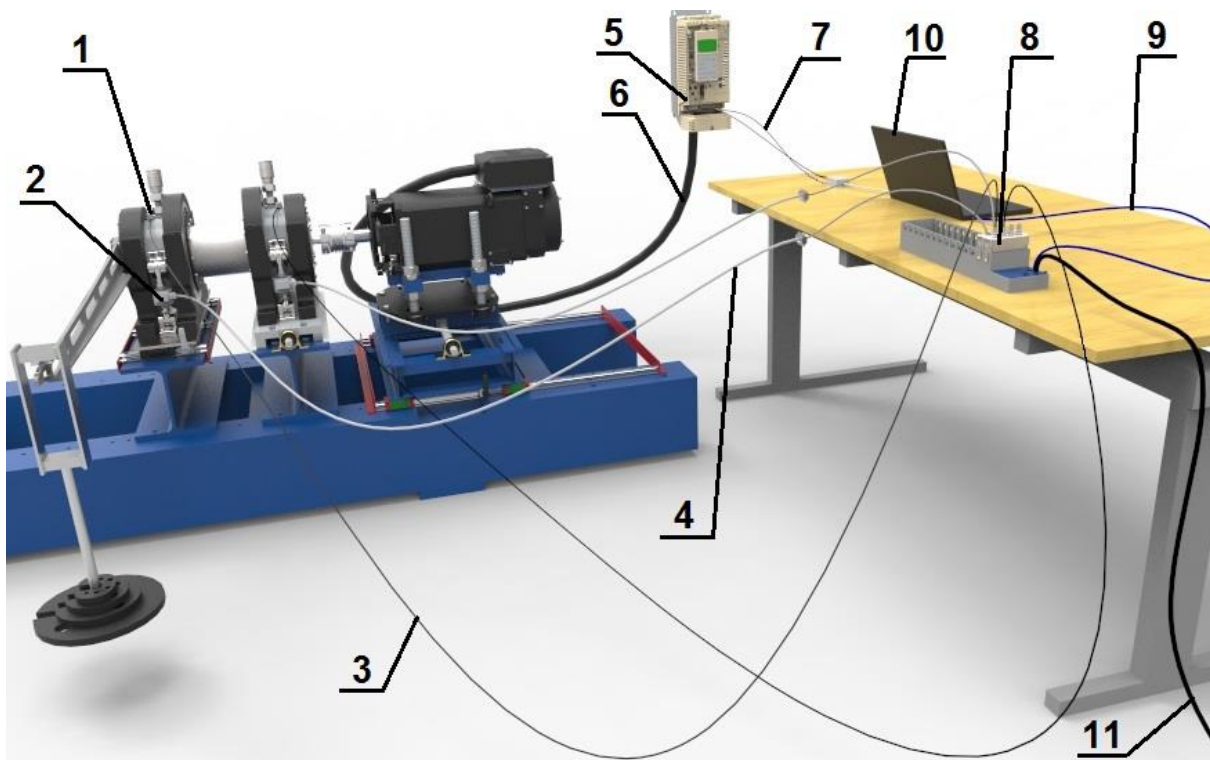
Při zapojování vodičů bylo třeba dbát zvýšené opatrnosti na to, kam jaký drát připájet či nalisovat, aby byl připojen na správnou svorku. To, na jakou svorku má být ten který vodič zapojen, je uvedeno v návodu k modulu NI 9237 (viz obr. 88). CH+ a ch- jsou vodiče měřeného signálu, ex+ a ex- jsou vodiče pro napájení senzoru. Senzor ještě navíc obsahuje pátý vodič, který slouží k lepšímu odstínění, který je doporučeno připojit na svorku ex-. Barevné rozlišení vodičů je naopak popsáno v manuálu pro snímač.



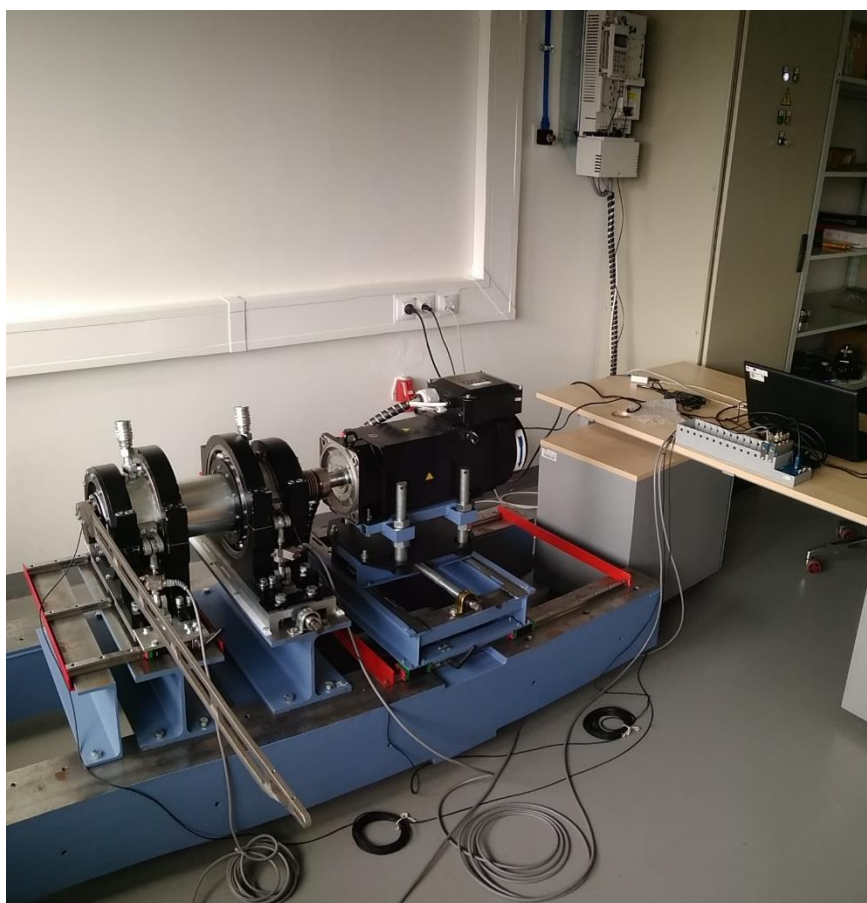
Obr. 88: Zapojení můstkového snímače síly do NI 9237

13 Vzhled kompletního zkušebního stavu

V této fázi je zkušební stav sestaven a kompletní i co do hardwarového vybavení. Celá konstrukce i se zapojením snímačů je zobrazena a popsána na následujících obrázcích a fotkách.



Obr. 89: Vizualizace kompletního zkušebního stavu. Význam pozic: 1- Akcelerometr; 2- Snímač síly; 3- Koaxiální kabel akcelerometru; 4- Pětivodičový kabel snímače síly; 5- Frekvenční měnič; 6- Napájení elektromotoru; 7- Signál z fr. měniče; 8- cDAQ se zásuvnými moduly; 9- USB kabel (signál z cDAQ do počítače); 10- Počítač; 11- Napájení cDAQ



Obr. 90: Fotografie zkušebního stavu

14 Program pro vyhodnocení naměřených dat

Program byl vytvářen pomocí softwaru LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) od společnosti National Instruments, která vyrábí i CompactDAQ se zásuvnými moduly, a je tak zajištěna bezproblémová kompatibilita. LabVIEW uživatelsky funguje na principu „drag and drop“, při kterém je program tvořen graficky ve vývojovém prostředí vkládáním a spojováním jednotlivých bloků funkcí. Nejedná se tedy o klasické textové programování, nýbrž grafické, fungující na principu tzv. datových toků, jehož výsledkem je blokový diagram.^[28] Z blokového diagramu poté vychází uživatelské rozhraní, pomocí kterého uživatel například ovládá měření, a na kterém jsou zobrazována vyhodnocená data z měření.

14.1 Funkce programu

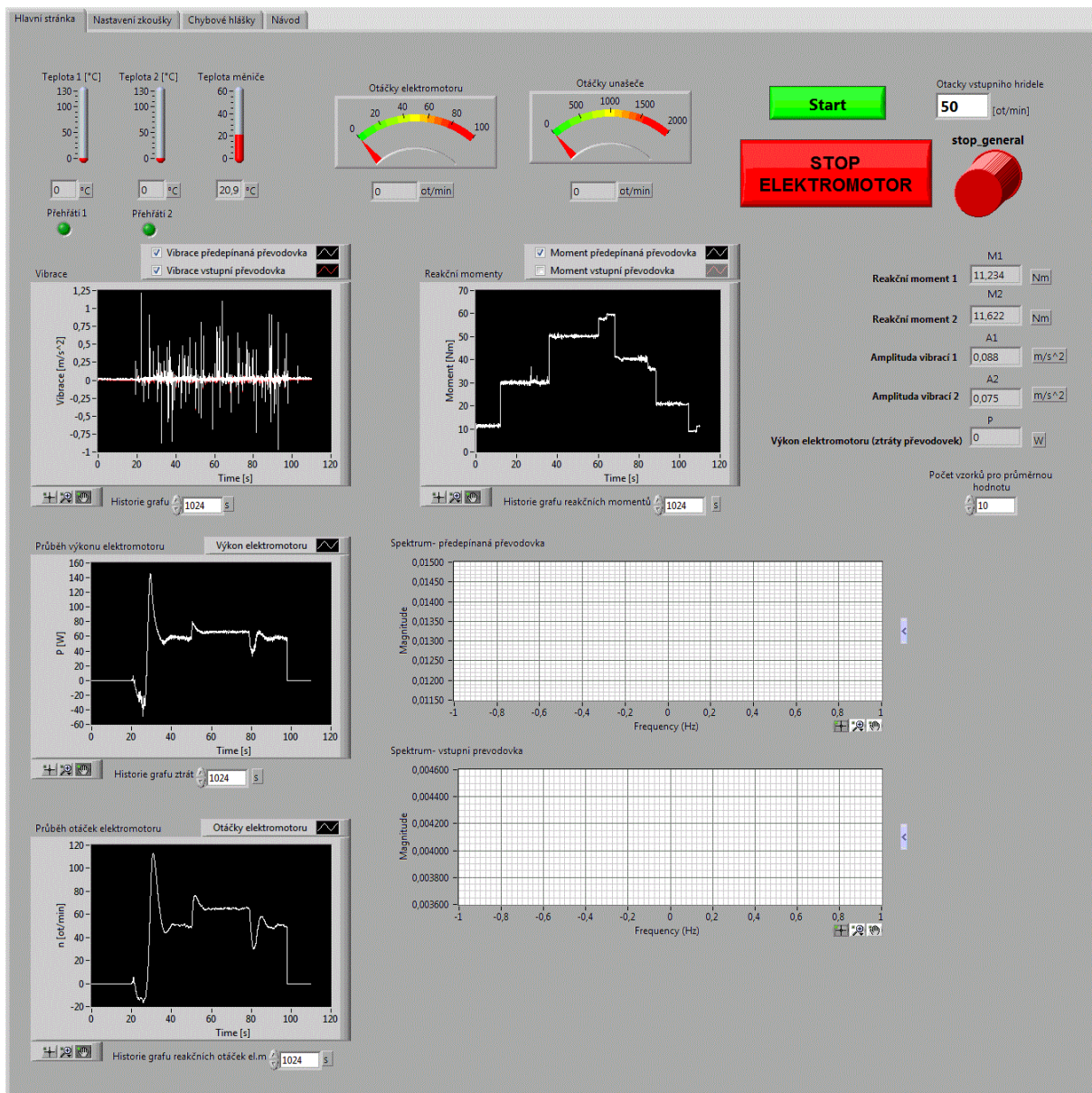
Pro správné vytvoření programu je nutné si předem určit požadavky, které by měl nový program splňovat. Především by měl zajistit načítání dat ze senzorů a z měniče, a to kontinuálně, při nastavitelné frekvenci načítání. Data by měla být dále zpracována do grafů závislých na čase, případně do jiných indikátorů. Z grafů jsou potřebné zejména průběhy reakčních momentů, vibrací skříní, otáček elektromotoru a výkonu elektromotoru. Aby byly hodnoty ze snímačů čitelnější, stabilnější a méně zašuměné, je vhodné do grafů a ukazatelů vnášet nikoliv aktuální hodnoty, ale průměr za posledních několik měření. Součástí programu musí také být ovládání elektromotoru (spuštění, zastavení, nastavení požadovaných otáček).

Výše zmíněné požadavky na program jsou běžné a patří k těm jednodušším. Dále je ale potřeba zajistit ukládání naměřených hodnot do souboru. Jelikož se jedná o dlouhodobou zkoušku, která trvá řádově hodiny, je vhodné dělit uložené soubory na více částí, aby jediný soubor nebyl příliš velký. Ukládání do nových souborů lze nahlížet z hlediska času (např. po 30 minutách se data začnou ukládat do nového souboru) nebo z hlediska velikosti souboru (např. po dosažení 50 MB se data začnou ukládat do nového souboru).

Součástí programu by měla být i spektrální analýza vibrací. Tedy jakou amplitudu mají vibrace při určité frekvenci. Na toto existuje v LabVIEW funkce, která funguje na principu rychlé Fourierovy transformace (FFT). Tato operace je ale výpočetně velmi náročná a zpomaluje počítač. Proto je žádoucí, aby byla spouštěna v časových intervalech po omezenou dobu, a to vše po nastavení uživatelem programu (např. spouštění na dvě minuty každou půl hodinu).

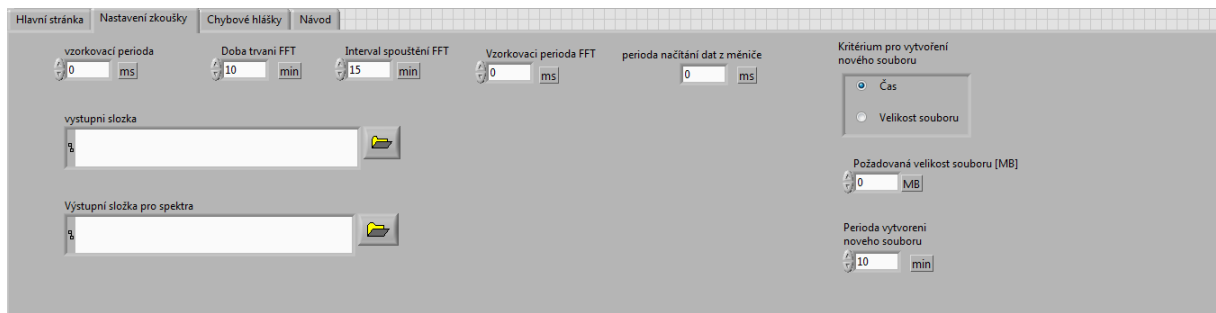
14.2 Čelní panel

Čelní panel je jakési uživatelské rozhraní, pomocí kterého může uživatel ovládat měření, a na kterém jsou zobrazovány grafy a jiné výsledky měření. Výsledkem této diplomové práce je čelní panel zobrazený na obrázku 91, který se skládá ze čtyř záložek. Na první jsou zobrazovány výsledky měření, druhá slouží k nastavení zkoušky ještě před spuštěním, na třetí jsou zobrazeny kontrolky a chybové hlášky a na čtvrté je návod k programu.



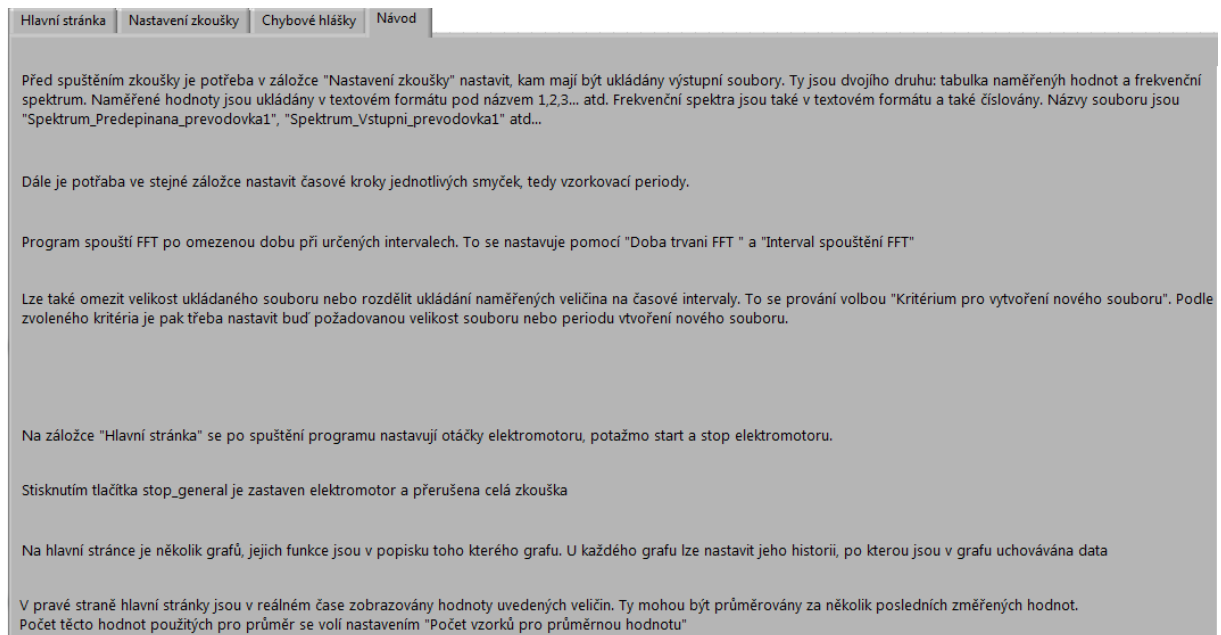
Obr. 91: Hlavní stránka čelního panelu

První stránka obsahuje celkem čtyři grafy. U každého z nich je možné nastavit čas, po který budou držet v paměti data. Průběhy vibrací a reakčních momentů zahrnují obě převodovky a lze vypínat či zapínat průběh jednotlivých převodovek. V pravém horním rohu je umístěno ovládání elektromotoru. To je převzato z programu Ing. Miláčka, který pracuje na jiném zkušebním stavu, ale jeho elektromotor ovládá stejný frekvenční měnič, takže komunikace je shodná. Tlačítka „start“ a „stop elektromotor“ spouští a zastavují elektromotor, a tlačítko „stop_general“ zastavuje celou zkoušku včetně elektromotoru. Dá se říct, že se jedná o nouzové tlačítko. Dále jsou na čelním panelu různé indikátory reakčních momentů a otáček elektromotoru (průměr posledních x měření), vibrací (RMS), a také jsou připraveny indikátory pro budoucí snímače teplot a otáček unašeče. Na hlavní stránce jsou ještě grafy frekvenčních spekter vibrací obou převodovek.



Obr. 92: Nastavení zkoušky

Druhá záložka zobrazuje nastavení zkoušky, kde lze nastavit jednotlivé rychlosti vzorkování (pozn. po instalaci teplotních snímačů bude muset přibýt další vzorkovací perioda, teplotu je možné vzorkovat řádově pomaleji). Dále je na této záložce nutné nastavit, jak často a po jakou dobu se bude spouštět Fourierova transformace. Předposledním nutným krokem pro nastavení zkoušky je volba složky, do které budou ukládána naměřená data a frekvenční spektra Fourierovy transformace. Naměřená data budou ukládána do rozdělených souborů podle volby v pravé části této záložky.



Obr. 93: Návod k používání programu10

Pro lepší orientaci obsahuje program i jakýsi návod k obsluze zobrazený na obrázku 93. Tam je krok po kroku rozepsán význam jednotlivých prvků, a také jak by se mělo postupovat krok po kroku při provádění zkoušky.

14.3 Blokový diagram

Součástí přílohy této práce je celý program v softwaru LabVIEW včetně blokového diagramu. Ten je pro jistý komfort přiložen i ve formátu obrázku JPG, což má kromě snadného otevírání bez LabVIEW výhodu v možnosti zoom, která v LabVIEW povážlivě chybí. Samotný diagram je rozsáhlý a na tyto stránky by se v čitelné formě nevešel. Proto je zde popsán v omezené formě, s odkazem na přílohu.

Program se skládá ze čtyř hlavních částí. První je připravená smyčka pro senzory teploty. Druhá je smyčka pro Fourierovu transformaci a ukládání frekvenčních spekter. Do té je přiváděn signál z akcelerometrů pomocí funkce „DAQmx task“. Do třetí smyčky vede signál jak z akcelerometrů, tak ze snímačů síly, a také data z frekvenčního měniče. V této smyčce jsou vytvářeny časové průběhy a všechny indikátory. Tyto tři části jsou nově vytvořené pro účel této práce. Poslední část programu tvoří načítání dat z frekvenčního měniče a jeho ovládání, které je převzato od ing. Miláčka. Blokový diagram je detailně popsán poznámkami, co který krok, která funkce, který blok znamená, aby bylo možné se v něm i za delší čas vyznat, nebo aby se v něm lépe vyznal někdo, kdo ho uvidí poprvé.

Závěr

V rámci této práce byl vytvořen uzavřený zkušební stav pro zkoušky planetových soukolí. Byl k tomu využit základní rám s elektromotorem, který byl součástí laboratorní ČVUT v roztokách. K existujícím převodovkám byly navrženy a vyrobeny skříně a příslušenství, do kterých byly převodovky nainstalovány. Kritické části zkušebního stavu byly podrobeny výpočtům.

K tomu, aby bylo možné spojit hřídele převodovky a elektromotoru, musel být modifikován rám, ke kterému byl připevněn elektromotor, jelikož tato konstrukce neobsahovala možnost posuvu elektromotoru ve svislé ose. Nová konstrukce už umožňuje nastavení elektromotoru a převodovek do jedné osy, ale došlo k výrazné ztrátě tuhosti. Přestože z výsledků výpočtů a simulací vyplývá, že by se konstrukce neměla dostat do rezonance při žádných otáčkách v předpokládaném rozsahu, je žádoucí postupovat při provozu opatrně a sledovat jakékoliv náznaky větších vibrací a kmitání. Tato práce obsahuje i případné řešení potenciálních problémů, které spočívá ve vyztužení konstrukce.

Dále bylo navrženo napínací zařízení, které se skládá z napínací páky a závaží. Po vyrobení vyšlo najevo, že páka je příliš měkká, a že by při zkoušce docházelo k ohybovým kmitům, což by mělo za důsledek nestálé zatížení převodovek. Pro tento účel byla navržena výztuž, přivařená ke spodní straně páky, a která násobně zvyšuje tuhost této součásti.

Pro sledování veličin v průběhu zkoušky bylo zvoleno několik senzorů. Z těch, které obsahuje zkušební stav při odevzdání této práce, se jedná o akcelerometr a snímač síly. Další snímače jsou ve stádiu návrhu a nejsou na zkušební stav nainstalovány.

Výstupem z této práce je také program pro vyhodnocení naměřených dat vytvořen v softwaru LabVIEW od společnosti National Instruments. Jeho prostřednictvím lze před zkouškou nastavit, jak má probíhat sběr a ukládání dat a při zkoušce lze ovládat elektromotor. Nastavení sběru a ukládání dat spočívá ve volbě vzorkovací periody, intervalů spouštění Fourierovy transformace a ve volbě maximální velikosti ukládaných souborů s naměřenými daty, potažmo periodou vytváření nových souborů (dle volby). Na čelním panelu programu jsou pak online grafy vybraných veličin.

Jediné, co je nutné ovládat při zkoušce manuálně je vyvození zatížení převodovek. Na současný napínací mechanismus je nutné naložit závaží podle požadovaného zátěžného momentu. Člověk, který provádí zkoušku, se mimo jiné musí pohybovat okolo rotujících částí zkušebního stavu (pokud chce změnit zatížení za chodu) a manipulovat se závažím. To není ideální ani z hlediska komfortu, ani z hlediska bezpečí. Bylo by dobré, kdyby došlo v rámci jiné diplomové či bakalářské práce k rekonstrukci, aby bylo možné měnit zatížení počítačem a za chodu stroje. Za zamyšlení stojí také možnost automatizace celé zkoušky. Před začátkem zkoušky by byly

nastaveny časové průběhy zatížení a otáček, a zkoušející by v průběhu zkoušky nemusel nastavovat nic.

Další potenciální úprava zkušebního stavu by spočívala v instalaci již navržených snímačů, jejich připojení k počítači a následné úpravě měřicího programu.

S LabVIEW souvisí i poslední návrh na vylepšení zkušebního stavu. V současné době je na zkušebním stavu měřen ztrátový výkon převodovek, který je roven výkonu elektromotoru. Bylo by však lepší měřit účinnosti převodovek. K tomu je potřeba znát výkon, který v převodovkách cirkuluje, a který je potřeba vypočítat z otáček elektromotoru a zatěžujícího momentu, který je vyvozen na korunovém (zastaveném) kole. Po zjištění metodiky k určení cirkulujícího výkonu by následovala implementace tohoto výpočtu do měřicího programu. Nic by potom nebránilo zobrazovat hodnoty účinnosti v reálném čase.

Poděkování

Rád bych poděkoval paní docentce Achtenové za její profesionální vedení práce a rady. Dále pak doktoru Pakostovi za připomínky a podnětné návrhy při konstrukci zkušebního stavu, Ing. Miláčkovi a doktoru Klírovi za pomoc v laboratořích a vyučujícím na ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel za pozitivní zpětnou vazbu při průběžných obhajobách této práce. V neposlední řadě patří poděkování mé rodině za podporu po celou dobu studia.

Seznam použité literatury

- [1] ŠVEC, Vladimír a České vysoké učení technické v Praze. Strojní fakulta. Části a mechanismy strojů: mechanické převody [online].1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 9788001019344
- [2] ZF-Werk liefert dreimillionstes Getriebe für BMW - Auto-Medienportal.Net [online]. 2011 [cit. 2017-02-11]. Dostupné z: <https://www.auto-medienportal.net/artikel/detail/8930>
- [3] TŮMA, Jiří. Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures [online].1st pub. Chichester: Wiley, 2014. ISBN 1118359410
- [4] SVOBODA, Jiří. Planetové převody [online].1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1998. ISBN 9788001018309
- [5] Planetary Wheel Hub for 5.5t Axle Load - Army Technology. Army technology [online]. 2011 [cit. 2017-02-11]. Dostupné z: <http://www.army-technology.com/products/planetary-wheel-hub-for-55t-axle-load>
- [6] ACHTENOVÁ, Gabriela a České vysoké učení technické v Praze. Strojní fakulta. Převodná ústrojí motorových vozidel: diferenciály a děliče momentu [online].1. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2011. ISBN 9788001048559
- [7] Vier gewinnt[Gute Fahrt. Gute fahrt [online].2016 [cit. 2017-02-11]. Dostupné z: <http://www.gutefahrt.de/sonderthemen/spezials/viergewinnt/a14846.html#prettyPhoto>
- [8] Kappa CVT | Hyundai Powertech. Hyundai Powertech [online]. 2016 [cit. 2017-02-11]. Dostupné z: <https://www.powertech.co.kr/en/product/nonstep-k.do>
- [9] MIČOLA, Ivo. VÝVOJOVÉ TRENDY PŘEVODOVÝCH ÚSTROJÍ AUTOMOBILŮ [online]. Brno, 2011 [cit. 2017-02-11]. Dostupné z: https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/12445/vývojové_trendy_převodových_ústrojů.pdf?sequence=1&isAllowed=y. Bakalářská práce.
- [10] ZF's 8-Speed Automatic Transmission [online]. 2009 [cit. 2017-02-11]. Dostupné z: <http://www.caranddriver.com/features/zfs-8-speed-automatic-transmission>
- [11] HERINK, Lukáš. Konstrukce uzavřeného stavu pro zkoušky planetových soukolí. ČVUT v Praze, 2012. Diplomová práce.
- [12] ROK, Jakub. Zkušební stav pro planetová soukolí. ČVUT v Praze, 2012. Diplomová práce.
- [13] REMEK, Branko et al. Experimentální metody a měření v dopravní technice [online].2. přeprac. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 2011. ISBN 8001049213
- [14] PATERA, Josef. Zkušební stav s uzavřeným výkonovým okruhem. 219529. Uděleno 15.08.1985.

- [15] DEJL, Zdeněk. 21E403: Výzkum provozních podmínek mechanických automobilních převodovek [online]. Ostrava, 2010 [cit. 2017-02-22]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/15913244-21e403-vyzkum-provoznich-podminek-mechanickyh-automobilnich-prevodovek.html>. VŠB-TU Ostrava.
- [16] LECHNER, G., Harald NAUNHEIMER a Joachim. RYBORZ. Automotive transmissions: fundamentals, selection, design, and application. New York: Springer, c1999. ISBN 354065903X
- [17] HDP_9AKK105767_05_2015_LOW.pdf. In: High dynamic performance motors.. [online]. 2016 [cit. 2017-02-25]. Dostupné z: https://library.e.abb.com/public/f91de085f77d40b7c1257e3f00172b76/HDP_9AKK105767_05_2015_LOW.pdf
- [18] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 2., dopl. vyd. Úvaly:Albra,2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [19] Vozík HGW. Hiwin s.r.o [online]. [cit. 2017-04-27]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni/rada-hg/18_vozik-hgw
- [20] KANÓCZ, Alexander a Miroslav ŠPANIEL. Metoda konečných prvků v mechanice poddajných těles. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1995. ISBN 8001012832
- [21] Bk. In: T.E.A. TECHNIK s.r.o [online]. 2009 [cit. 2017-06-06]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.sk/download.php?file=doc%2Fbk.pdf&name=bk.pdf>
- [22] U2A, Load cells, Data sheet, B1000. In: HBM Test and Measurement.. [online]. [cit. 2017-06-11]. Dostupné z: <http://www.hbm.cz/wp-content/uploads/b1000.pdf>
- [23] Piezoelectric Accelerometer KS77C.10. IDS Innomic GmbH.. [online]. [cit. 2017-06-11]. Dostupné z: http://www.innomic.com/en/products/piezoelectric_vibration_transducers/general_purpose/accelerometer_ks77c10.html
- [24] RIPKA, Pavel a Alois TIPEK, ed. Master books on sensors: modular courses on modern sensors Leondaro da Vinci project CZ/PP-134026. Praha: BEN - technical literature, 2003. ISBN 80-7300-129-2.
- [25] CDAQ-9179 National Instruments [online]. In: . 2017 [cit. 2017-06-13]. Dostupné z: <http://www.ni.com/cs-cz/support/model.cdaq-9179.html>
- [26] NI 9234 - National Instruments [online]. In: . 2017 [cit. 2017-06-13]. Dostupné z: <http://www.ni.com/cs-cz/support/model.ni-9234.html>
- [27] NI 9237 - National Instruments [online]. In: . 2017 [cit. 2017-06-13]. Dostupné z: <http://www.ni.com/cs-cz/support/model.ni-9237.html>
- [28] VLACH, Jaroslav, Josef HAVLÍČEK a Martin VLACH. Začínáme s LabVIEW. Ilustroval Viktorie VLACHOVÁ. Praha: BEN - technická literatura, 2008. ISBN 978-80-7300-245-9.

Seznam příloh

1. Program pro vyhodnocení naměřených dat v softwaru LabVIEW
2. Blokový diagram programu pro vyhodnocení naměřených dat ve formátu JPG
3. CAD model zkušebního stavu ve formátu stp.