



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ MECHANISMU NAPÍNACÍ KLADKY ZKUŠEBNÍHO ZAŘÍZENÍ

TESTING DEVICE IDLER PULLEY DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAN ČOČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PAVEL RAMÍK

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Čoček

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Konstrukční řešení mechanismu napínací kladky zkušebního zařízení

v anglickém jazyce:

Testing Device Idler Pulley Design

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh mechanismu napínací kladky zkušebního zařízení pro zkoušení komponent systému Common Rail.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte rešerši současného stavu konstrukčního provedení obdobných systémů napínací kladky použitelných u zkušebních zařízení.
2. Vytvořte konstrukční návrh mechanismu napínací kladky pro zkušební zařízení vyhovující daným požadavkům. Při návrhu preferujte nízkou cenu zařízení nebo rozšířenou funkčnost při finančně náročnější variantě.
3. Proveďte počítačovou simulaci chování vybraných komponent zařízení.
4. Vyhodnoťte výsledky simulací. V případě potřeby konstrukci upravte a proveďte simulační analýzu upravené varianty. Postup opakujte dle potřeby.
5. Realizujte navržená opatření a analyzujte jejich přínos.
6. Zhodnoťte technickou stránku navržené konstrukce a proveďte technicko-ekonomické zhodnocení navrženého řešení.

Seznam odborné literatury:

- [1] KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Springer Verlag, 2012. ISBN 978-3-8348-1603-0.
- [2] PTC Creo Tutorials [online], Parametric Technology Corporation, 2013, poslední revize 16. 9. 2014. Dostupné z: http://learningexchange.ptc.com/tutorials/by_product/product_id:1.
- [3] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992.
- [4] ANSYS Workbench, ANSYS Inc., Canonsburg, USA 2014, poslední revize 12. 10. 2014. Dostupné z <http://www.ansys.com/Products/ANSYS+14.5+Release+Highlights/ANSYS+Workbench>.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Ramík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 19.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je zhotovení automatického napínacího zařízení pro regulaci síly působící v hnacím řemeni vysokotlakých čerpadel za běhu dlouhodobé zkoušky. Práce je vytvořena ve spolupráci se společností Bosch Diesel s.r.o. v Jihlavě. Popisuje vývoj tohoto mechatronického zařízení od volby komponent, přes návrh automatického řízení a mechanické konstrukce, až po zhotovení funkčního prototypu. V závěru je provedeno posouzení zhotoveného zařízení na základě testování v reálném provozu a také ekonomický přínos pro zadavatele.

KLÍČOVÁ SLOVA

vysokotlaké čerpadlo, dlouhodobá zkouška, krokový motor, tenzometrický snímač, automatizace, vývoj, metoda konečných prvků, mezní stav pružnosti, mezní stav únavy, neomezená životnost

ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is the design of automatic tensioning device for regulating forces in driving belts of high-pressure pumps under long-term testing, in collaboration with Bosch Diesel s.r.o. in Jihlava. The paper describes the development of the mechatronic device, from the selection of components, going through the design phase of the automatic electronic device, up to mechanical design and prototype execution. An assessment is made of custom device based on the test in real operations and economic benefits for the client are evaluated in the conclusion.

KEYWORDS

high-pressure pump, long-term testing, stepper motor, strain sensor, automation, development, finite element method, limit state flexibility, limit state of fatigue, unlimited lifetime



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ČOČEK, J. *Konstrukční řešení mechanismu napínací kladky zkušebního zařízení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 86 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu diplomové práce Ing. Pavlu Ramíkovi za jeho cenné rady a potřebnou motivaci při zpracování této práce, tentýž dík patří také Ing. Jaroslavu Čápovi, Ph.D., jenž se zhostil role odborného konzultanta za firmu Bosch Diesel Jihlava s.r.o. Děkuji své rodině a hlavně své ženě za podporu při dokončení studia. Na závěr bych chtěl poděkovat všem svým kamarádům, kteří mi při psaní závěrečné práce jakýmkoliv způsobem pomohli, zejména pak Bc. Tomáši Valentovi za pomoc s analýzou únavového porušování.



OBSAH

Úvod	10
1 Dlouhodobá zkušebna Bosch Diesel Jihlava	11
1.1 Popis zkušební kabiny	12
1.1.1 Schéma zapojení systému	13
1.1.2 Druhy pohonu čerpadla při dlouhodobé zkoušce	15
1.1.3 Typy dlouhodobých zkoušek	17
2 Dlouhodobá zkouška - pohon ozubeným řemenem	20
2.1 Popis a konstrukce současného napínacího zařízení	21
2.1.1 Popis a konstrukce upínacího rámu	22
2.1.2 Popis a konstrukce napínacího mechanismu	23
2.1.3 Silové působení na kladce	23
2.1.4 Současná metoda měření a nastavení síly v řemeni	26
3 Koncepční návrh automatické napínací kladky	28
4 Stanovení cílů práce	30
5 Návrh zařízení pro automatickou regulaci síly	31
5.1 Lineární aktuátor	31
5.2 Snímač síly	34
5.2.1 Piezoelektrický snímač síly	34
5.2.2 Tenzometrický snímač síly	35
6 Návrh automatického řízení napínací kladky	40
6.1 Princip funkce a popis řídicího obvodu	40
6.2 Elektrické schéma napínacího zařízení	43
6.3 Programování pohonu	45
6.3.1 Vývojový diagram	46
6.3.2 Zdrojový kód	48
6.3.3 Princip funkce programu	48
7 Vývoj konstrukce napínacího zařízení	49
7.1 První varianta modelu sestavy	50
7.2 Silové poměry na napínacím zařízení	53
7.3 Simulační analýza napínací páky	55
7.4 Finální sestava	57
8 Realizace a testování napínacího zařízení	61
8.1 Oživení a seřízení napínacího zařízení	62
8.2 Rychlost reakce pohonu na skokovou změnu napínací síly	62
8.3 Proudová zátěž lineárního pohonu	65



8.4	Teplotní závislost snímače.....	66
8.5	Testování napínacího zařízení v reálném provozu.....	67
8.6	Bezpečnost napínací páky na mezní stav únavy	69
8.7	Přepřpracovaná konstrukce napínací páky	73
9	Ekonomické zhodnocení.....	77
	Závěr.....	78
	Použité informační zdroje.....	80
	Seznam použitých zkratk a symbolů	81
	Seznam příloh.....	83



ÚVOD

Řešeným problémem této diplomové práce je návrh a realizace zařízení pro automatickou regulaci síly v řemeni za běhu dlouhodobé zkoušky vysokotlakých čerpadel Common Rail, při níž jsou simulovány provozní podmínky zatížením hnacího hřídele radiální silou vyvozenou řemenovým převodem. Práce je vytvořena ve spolupráci se společností Bosch Diesel s.r.o. v Jihlavě. V minulých letech byl na toto téma zhotoven konstrukční návrh, avšak z důvodu nastupující hospodářské krize a ekonomické náročnosti návrhu ustrnul ve fázi koncepce a slouží jako podklad pro mou práci. Při návrhu nové konstrukce automatické kladky bylo požadavkem zadavatele pokud možno zachovat původní podobu napínacího zařízení a je kladen důraz na jednoduchost a hlavně ekonomičnost. Hlavním přínosem této práce má být nahrazení stávajícího mechanického napínáku automaticky řízenou napínací kladkou, která by zpřesnila a urychlila nastavení síly v řemeni oproti původnímu ručnímu seřizování při vypnutém pohonu. Zařízení by mělo být schopno nejen udržovat stálou napínací sílu za provozu zkoušky, ale po zapnutí tuto sílu i samostatně nastavit, čímž by se výrazně zkrátila doba spuštění každého nového testu. V neposlední řadě by zařízení mělo umožnit plynulou změnu napínací síly za běhu zkoušky a tím rozšířit portfolio prováděných dlouhodobých zkoušek. Ekonomický přínos pro firmu by byl značný.

V první části práce je popsána funkce stávajícího zařízení a proveden výpočet maximální síly potřebné pro napnutí řemene, na jejímž základě mohl být vybrán vhodný lineární pohon a snímač síly a následně zhotovení elektrického automatického řízení. Poslední část práce se soustředí na vývoj konstrukce automatického napínacího zařízení, založeného na pevnostních analýzách zhotovených pomocí simulačního softwaru a na výsledcích experimentálních měření provedených na funkčním prototypu. Závěr se věnuje ekonomickému zhodnocení vytvořeného zařízení.



1 DLOUHODOBÁ ZKUŠEBNA BOSCH DIESEL JIHLAVA

Firma BOSCH Diesel s.r.o. v Jihlavě se zabývá především výrobou vysokotlakých čerpadel, zásobníků stlačeného paliva (railů) a vysokotlakých regulátorů tlaku pro vstřikovací systémy Common rail. Jedním z mnoha oddělení v tomto závodě je dlouhodobá zkušebna, která provádí zkoušky systémů Common rail. Má zkratku DS/ETC-Jh, to znamená Diesel systems/Engineering Testing Center Jihlava. Tato zkušebna je největší v rámci divize dieslových systémů v koncernu BOSCH.

Portfolio zde prováděných testů zahrnuje různé zkoušky od např. klimatických, kde se díly namáhají teplotně, přes 1D a 3D vibrační zkoušky, až po tlakové pulzační zkoušky, ze kterých se určuje životnost komponent. Tlakové špičky zde dosahují až 4000 barů. Principiálně podobným testem je i měření souhrnného zatížení přímo ve vozidle dodaném zákazníkem, které provádí zaměstnanci DS/ETC-Jh na zkušebním okruhu v Německém Boxbergu.

Samotné dlouhodobé zkoušky jsou oddělením DS/ETC-Jh prováděny na 90 zkušebních stanicích a jsou zaměřeny na odhalení slabých míst jednotlivých komponent. Škála dlouhodobých testů je poměrně široká a odpovídá konstrukci komponent a potřebám vývojových oddělení. Komponenty jsou vystaveny vyšším tlakům, rychlostem nebo teplotám a zároveň mohou běžet s různými palivy, zpravidla s nízkou mazivostí. Cílem dlouhodobého testu CR systému je:

- prokázat životnost garantovanou prodejcem vozidla (160000 km až 1,6 mio km)
- odhalit nežádoucí chování komponent
- simulovat nejhorší podmínky, které mohou nastat u zákazníka
- zajistit vysokou robustnost a spolehlivost vstřikovacího systému

Na základě výsledků testů, je firma schopna dodávat komponenty dieslových vstřikovacích systémů (Obr. 1) pro osobní, užitkové i nákladní automobily s garantovanou spolehlivostí a životností i za těch nejnáročnějších podmínek.

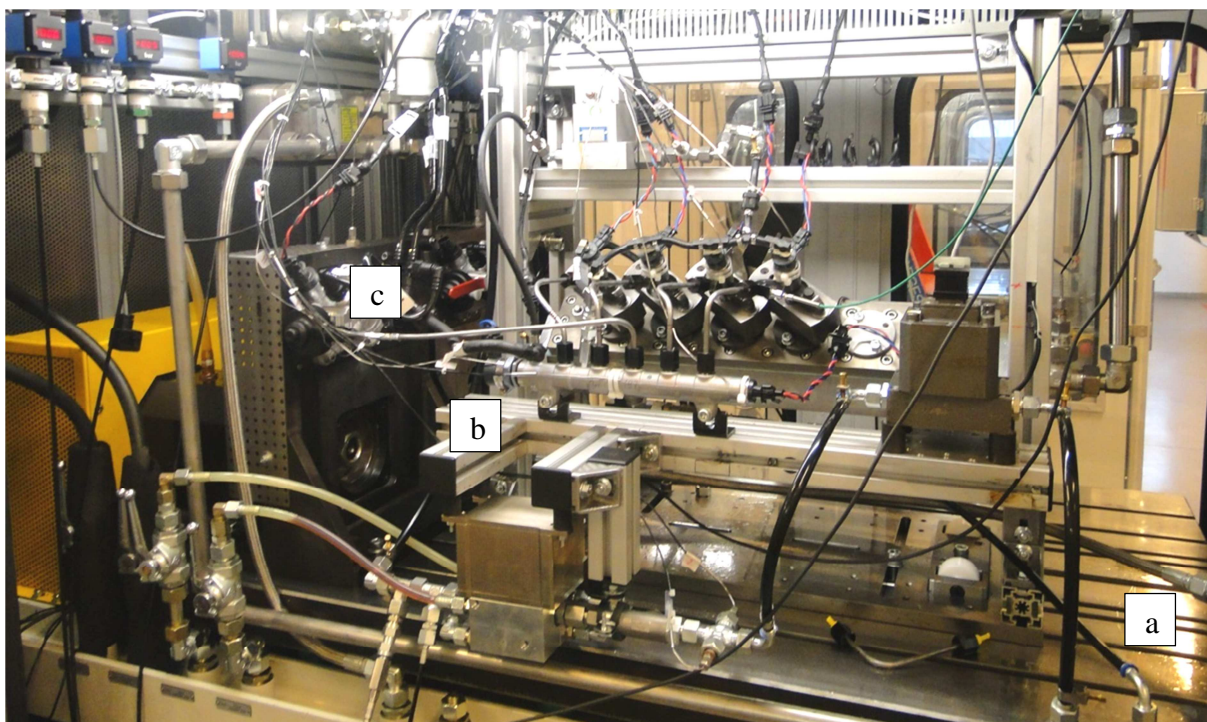


Obr. 1 Common Rail systém Bosch



1.1 POPIS ZKUŠEBNÍ KABINY

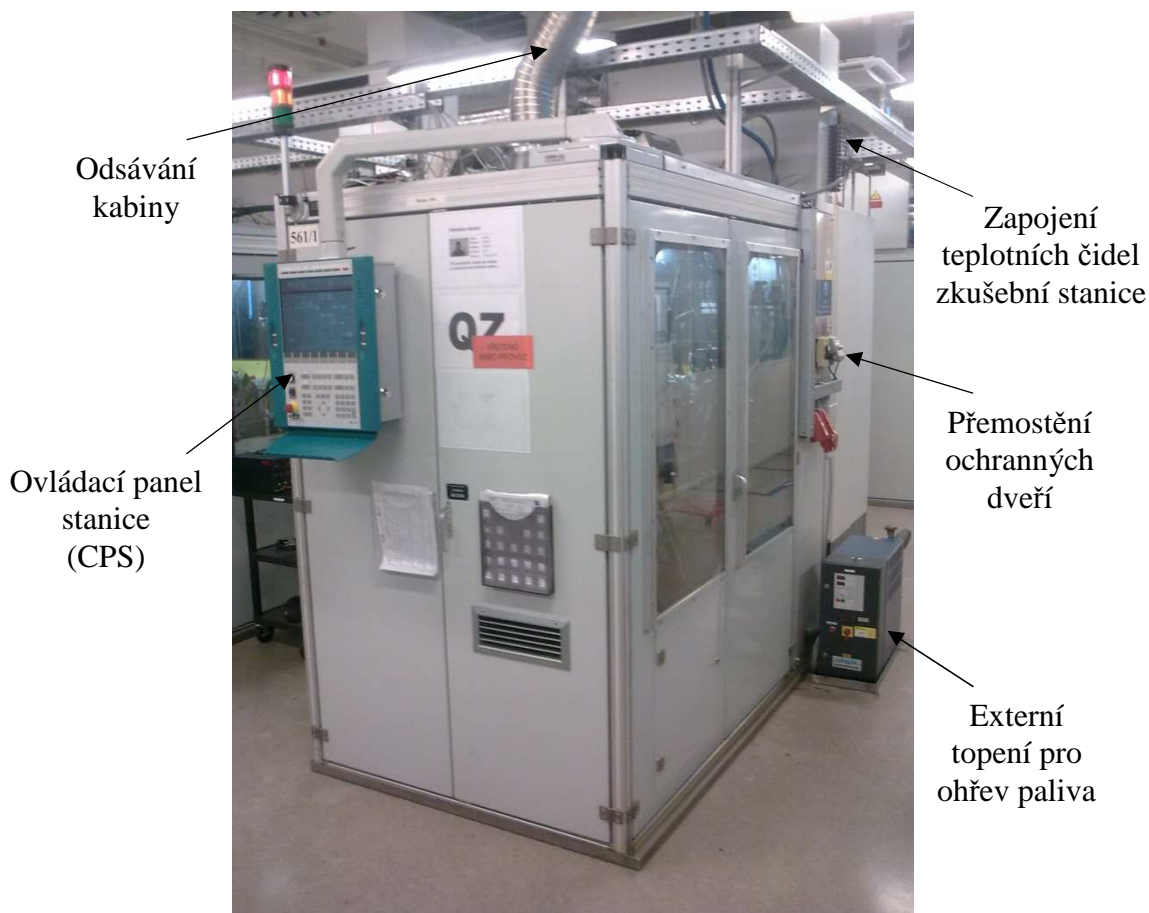
Základem zkušební stanice je stůl svařený z ocelových profilů, na kterém je přišroubovaná litinová upínací deska. Na horní straně jsou vyfrézovány T-drážky pro uchycení testovacích přípravků. K pohonu zkoušeného vysokotlakého čerpadla slouží elektromotor, ze kterého je krouticí moment řemenovým převodem přenášen na vřeteno a odtud na čerpadlo několika různými způsoby, viz kapitola 1.1.2.



Obr. 2 Detail zkušební stanice,

a – ocelová deska, b – upínací přípravky, c – vysokotlaké čerpadlo

Vedle elektromotoru je umístěna nádrž se zkušební kapalinou (obvykle nafta dle normy EN590 nebo GDK570), okruh rozvodu zkušební kapaliny a pomocná podávací čerpadla. K zabránění kontaminace okolních prostor je celý stůl umístěn do ochranné kabiny (Obr. 3), jejíž rám tvoří hliníkové profily stavebnicového systému. Ze všech stran je kabina uzavřena dvoukřídlými dveřmi vyplněnými bezpečnostním sklem a protihlukovými deskami. Pro případ úniku nafty, například při prasknutí vysokotlakého potrubí, jsou do kabiny instalovány senzory mlhy. Ty při překročení limitní koncentrace vypnou zkušební stanici a mlha je odsáta otvorem ve stropě. Stanice je napájena běžným síťovým napájením 400V a ovládána vlastním řídicím systémem. V DS/ETC-Jh jsou téměř všechny zkušební stanice uzpůsobeny pro běh dvou stejných zkoušek najednou a je v nich možno testovat všechny komponenty CR systému od čerpadel, tlakových zásobníků, vstřikovačů po řídicí jednotky a další různé speciální prvky systému.



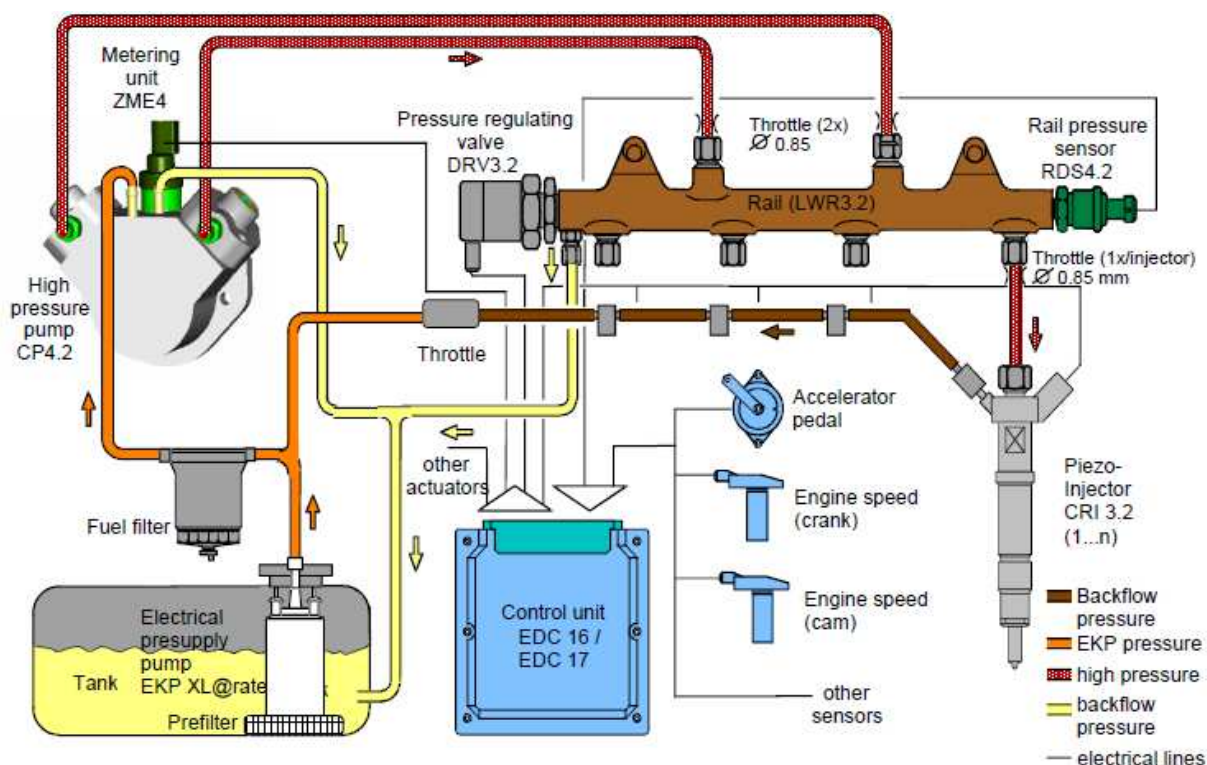
Obr. 3 Zkušební stanice

PARAMETRY STANICE

- výkon stanice: 37 kW, 55 kW (77 kW)
- maximální otáčky: 6000 min^{-1}
- teplota pracovního média: 150 °C
- rozměry upínací desky: 1540x760x80 mm
- hmotnost upínací desky: 722 kg
- objem nádrže na zkušební naftu: 100 l
- výkon topného tělesa 6 kW
- max. vstupní tlak nafty 7 bar
- používané druhy nafty EN 590, GDK 570, GDK 650

1.1.1 SCHÉMA ZAPOJENÍ SYSTÉMU

Průběhy testů a zapojení komponent vysokotlakého systému jsou uzpůsobeny tak, aby co nejpřesněji simulovaly reálné provozní podmínky v osobním automobilu či nákladním vozidle (Obr. 4). Systém se skládá z nádrže s naftou, která je přes palivový filtr čerpána podávacím čerpadlem do vysokotlakého čerpadla. Ve vysokotlakých hlavách je nafta stlačena až na 2500 barů, vysokotlakým potrubím přivedena do tlakového zásobníku (railu) a odtud do vstřikovačů. Ten díky vysokému tlaku palivo dokonale rozpráší do prostoru válce.



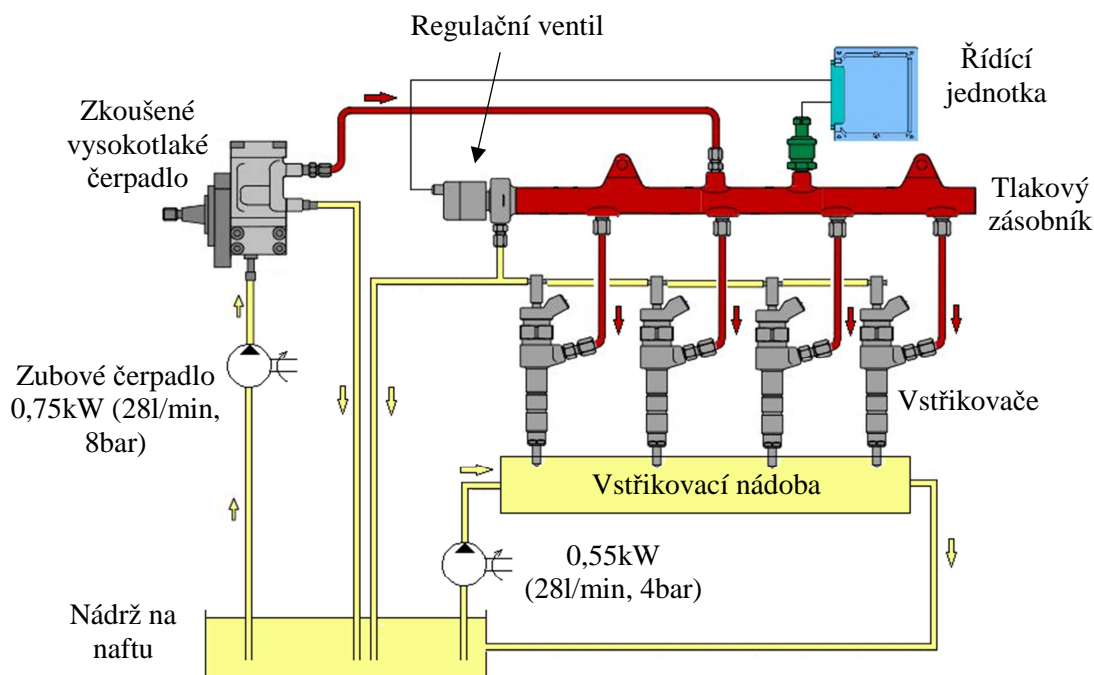
Obr. 4 Common Rail systém Bosch s čerpadlem CP4

Ve zkušební stanici je zapojení komponent stejné, jen s tím rozdílem, že nafta je vstříkována do speciální nádoby. Aby nedocházelo k abrazivnímu opotřebování stěn a přehřívání nafty, je nádoba zaplněna proudící kapalinou z pomocného chladicího okruhu. Tím se tlak vstříknuté nafty rozloží do kapaliny.

SLEDOVANÉ VELIČINY BĚHEM DLOUHODOBÉ ZKOUŠKY:

- hodnota tlaku v railu, v trubce rail → injektor¹
- hodnoty tlaku v nízkotlakém okruhu (např. přívod a přepad čerpadla, přepad injektoru)
- hodnota teploty na každém komponentu
- průtok na přívodu do čerpadla
- elektrické veličiny (např. proud a napětí injektoru, proud DRV ventilu, atd.)

¹ v trubce před injektorem dochází díky otevírání a zavírání injektoru k vytváření tlakových špiček, které jsou i o stovky barů vyšší, než tlak v railu. Tyto tlakové špičky působí negativně na životnost injektorů, cílem měření je případné špičky odhalit. Odstranění tlakových špiček se provádí konstrukčně nebo úpravou softwaru v řídicí jednotce.



Obr. 5 Zjednodušené schéma zapojení CR systému ve zkušební kabině

Následně je nafta, ochlazena a unášena zpět do nádrže. Zjednodušené schéma je popsáno na Obr. 5.

1.1.2 DRUHY Pohonu ČERPADLA PŘI DLOUHODOBÉ ZKOUŠCE

V DS/ETC-Jh je snaha navrhnout testy tak, aby co nejvěrněji simulovaly nejhorší možné podmínky, které mohou nastat při provozu CR systému v osobním automobilu, nákladním vozidle nebo pracovních a zemědělských strojích (bagry, nakladače, traktory atd.). Z toho důvodu je prioritou dodržet, kromě jiného, způsob pohonu čerpadla. Jako zdroj krouticího momentu však není použit spalovací motor, který by točil hřídel v čerpadle, ale elektromotor, ze kterého je točivý moment přenášen na hřídel čerpadla různými způsoby. To závisí na tom, jak má být čerpadlo testováno, nebo jaká komponenta CR systému má být zkoušena. Zpravidla jsou používány takové pohony, jimiž jsou řešeny rozvody spalovacích motorů výše zmíněných vozidel.

- **Pohon čerpadla ozubeným soukolím Obr. 6**

Pohon je použit k testování čerpadel používaných v nákladních vozidlech a pracovních strojích. Při tomto pohonu je dodržen jak modul, tak i počet zubů, který si stanoví zákazník.



Obr. 6 Čerpadlo Bosch CP4 s ozubeným kolem

- **Pohon čerpadla řetězem**
- **Pohon čerpadla pomocí OldHam spojky Obr. 7**

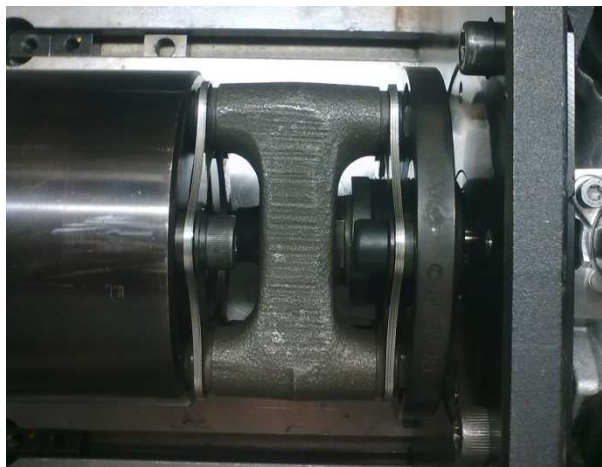
Používá se u testů, při kterých je potřeba zamezit jakémukoliv silovému působení na hnací hřídel čerpadla v radiálním směru.



Obr. 7 Čerpadlo CP3 s Oldham spojkou



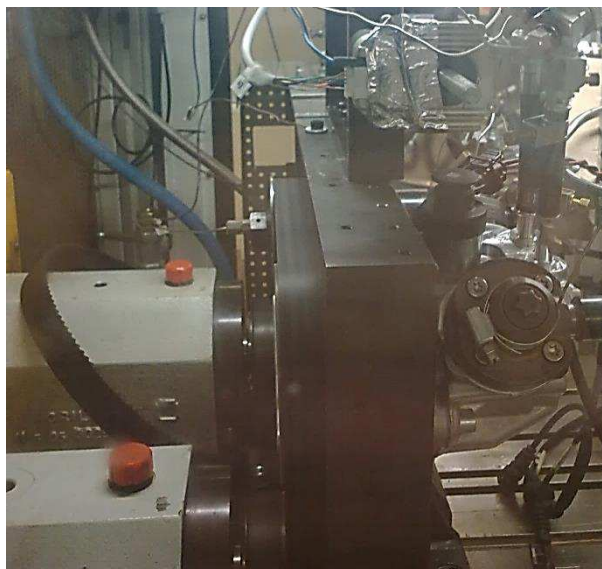
- **Pohon čerpadla lamelovou spojkou Obr. 8**



Obr. 8 Lamelová spojka

- **Řemenový převod s napínací kladkou Obr. 9**

Pomocí řemenového převodu a napínací kladky jsou simulovány reálné podmínky, které mohou ve vozidle nastat. Napínací síla je mnohdy navýšena až na mezní stav únosnosti ložisek v čerpadle. Tento způsob je podrobně popsán ve 2. kapitole.



Obr. 9 Řemenový pohon s automatickou napínací spojkou

1.1.3 TYPY DLOUHODOBÝCH ZKOUŠEK

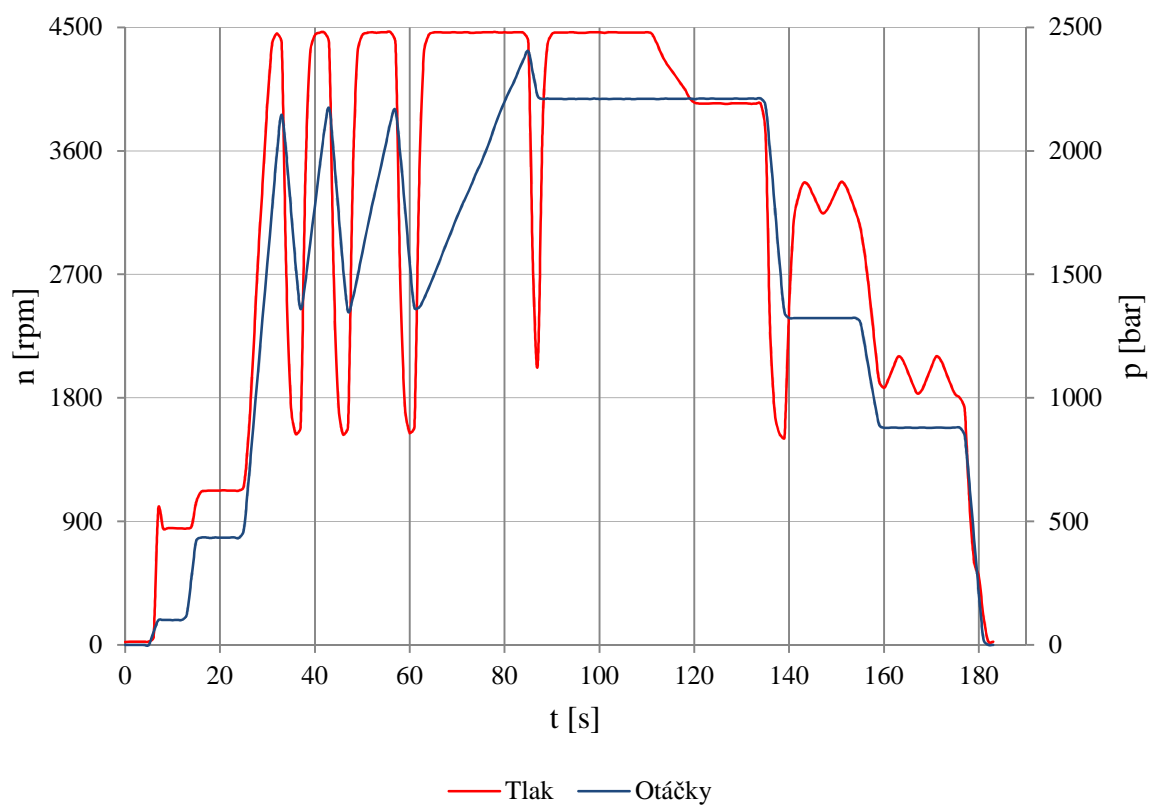
Dlouhodobé testy CR systémů probíhají podle příslušného programu, který simuluje jízdní režimy, nebo programu, který je cíleně zaměřen na určité stavy vstřikovací soustavy. Řídicími veličinami jsou otáčky a použití plynového pedálu, ve stanici zastoupen napěťovým signálem



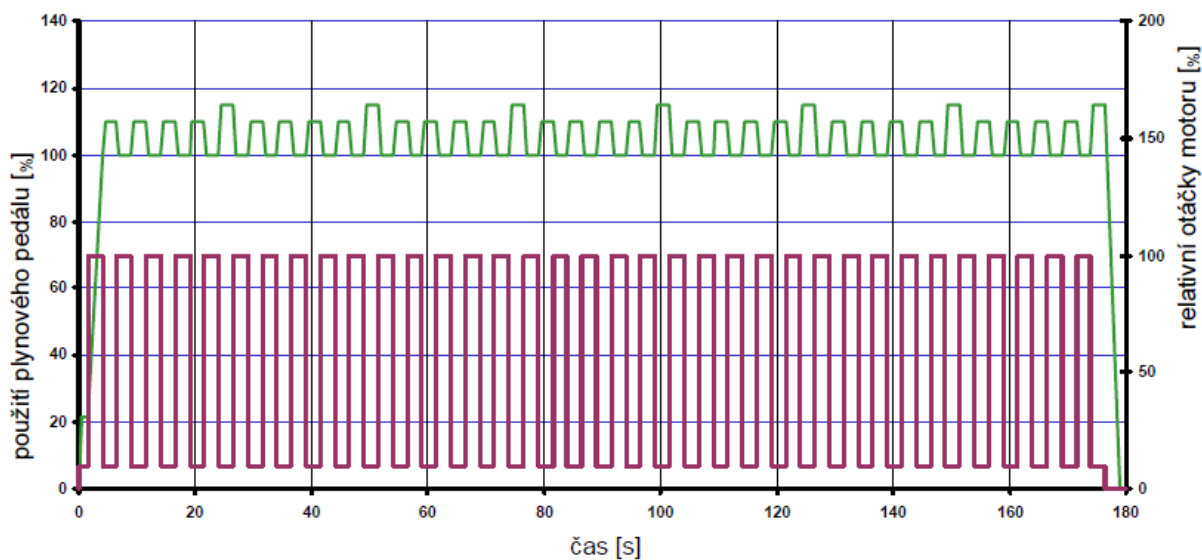
0 – 5V. Jako příklad uvádím test PDL4000 (z německého Programmdauerlauf, Graf 1), který ve tříminutovém cyklu simuluje rozjezd, zrychlení a zpomalení, řazení jednotlivých rychlostních stupňů, jízdu z kopce, atd., jak je patrné z grafu. Graf 2 znázorňuje testovací režim pro pracovní stroje, kde je simulováno cyklické zatížení 100-110% s periodickými špičkami.

Testy se podle způsobu zatěžování dělí na:

- **Konstant**
 - Konstantní otáčky a pedál po celou dobu zkoušky. Otáčky a tlak jsou zpravidla maximální povolené, bývá zahrnuto pravidelné krátké odlehčení.
- **Program**
 - Periodicky se měnící otáčky a zatížení. Pod pojmem zatížení rozumíme např. tlak v systému nebo vstřikované množství. Program simuluje skutečný provoz motoru.
- **Motor Start-Stop**
 - simuluje funkci Start-Stop v automobilech
- **HALT** (Highly Accelerated Lifetime Test)
 - postupné zvyšování úrovně zatížení zkoušeného dílu
- **QALT** (Quantitative Accelerated Lifetime Test)
 - výběr kritického pracovního bodu z naměřeného zatížení
- **HASS** (Highly Accelerated Stress Screening)
 - zkoušený díl je vysoce přetěžován (tlak, teplota, otáčky), doba zkoušky pouze cca 10 h



Graf 1. Testovací program PDL 4000 pro osobní automobily

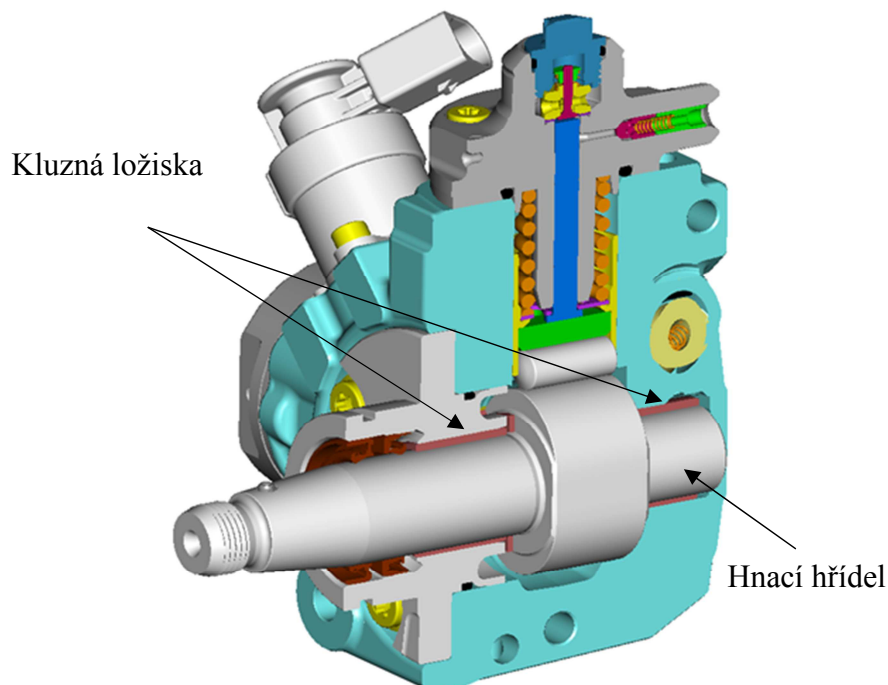


Graf 2 Testovací režim pro pracovní stroje



2 DLOUHODOBÁ ZKOUŠKA - POHON OZUBENÝM ŘEMENEM

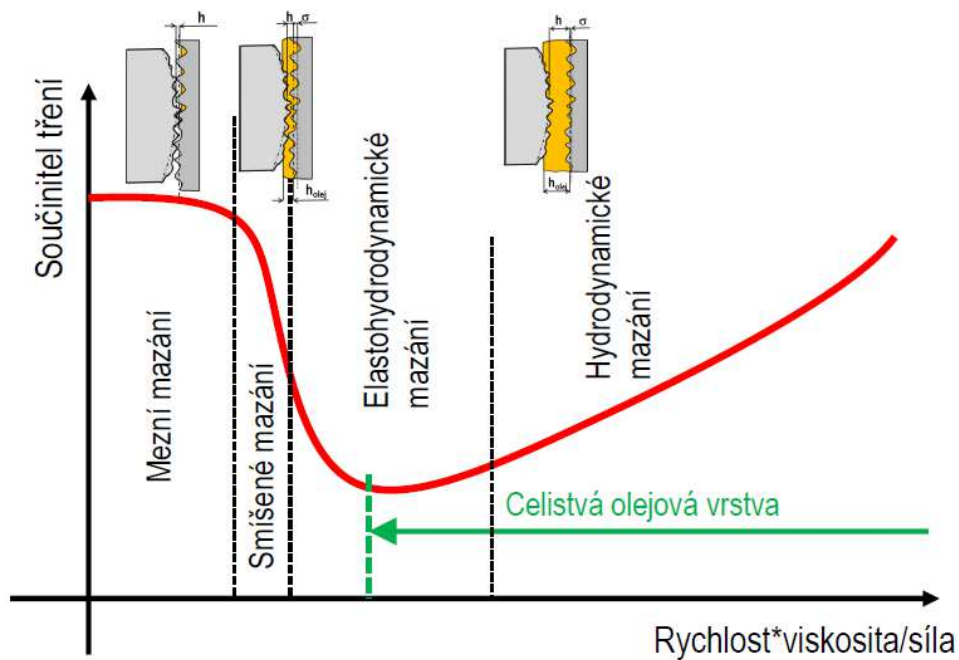
Pohon čerpadla ozubeným řemenem je nejčastější v rámci osobních a lehkých nákladních vozidel. Pomocí řemenového převodu s napínací kladkou je na hnacím hřídeli zkoušeného vysokotlakého čerpadla cíleně vyvozena radiální síla, čímž jsou simulovány limitní podmínky provozu čerpadla. Při zatížení čerpadla touto silou je nejvíce namáhané uložení jeho hnacího hřídele, zejména kluzná pouzdra v přírubě a v tělese čerpadla. Napnutím řemene dochází k elastické deformaci hnacího hřídele, který se „opře“ do kluzných ložisek v přírubě a v tělese čerpadla (viz. Obr. 10). Napnutí řemene je realizováno na takovou hodnotu síly F , aby alespoň v jednom kluzném pouzdru vznikl měrný tlak σ , což je hlavním cílem tohoto testu. Obecně můžeme říci, že testy probíhají se zatížením zpravidla vyšším, než s jakým jsou komponenty namáhány v motoru. Požadované hodnoty pro jednotlivá rozmezí napínacích sil jsou získány výpočtem a jsou uvedeny v Tabulka 1.



Obr. 10 Vysokotlaké čerpadlo Bosch CP4

Obě ložiska jsou tlakově mazána naftou skrz mazací otvor, tím je v ložisku zaručen režim hydrodynamického mazání. Dojde-li však vlivem pružných deformací k přimáčknutí mazacího otvoru hřídelí, přechází režim mazání z hydrodynamického na mezní, viz Obr. 11. Z toho lze vyvodit, že čím vyšší napínací síla, tím vyšší zatížení v ložisku a nižší životnost, v nejhorším případě může dojít ke ztrátě mazání a tím k zadření ložiska.

Směr, kterým působí výslednice sil na hnací hřídel je závislá na úhlu natočení čerpadla při montáži. Proto i poloha čerpadla na přípravku musí odpovídat konfiguraci na motoru.



Obr. 11 Stribekova křivka, režimy mazání

Tabulka 1 Požadované hodnoty měrného tlaku 80[1]

Síla v řemeni F [N]	Měrný tlak σ [MPa]
0 - 380	12,0
380 - 450	11,9
450 - 550	11,8
550 - 650	11,7
650 - 750	11,5
750 - 850	11,3
850 - 950	11,1
950 - 1050	10,9

2.1 POPIS A KONSTRUKCE SOUČASNÉHO NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Současné konstrukční uspořádání umožňuje seřizovat sílu v řemeni pouze manuálně a to jen při zastaveném pohonu čerpadla. Mechanik nastaví před začátkem dlouhodobého testu požadovanou sílu, avšak působením třecích sil mezi řemenem a řemenicemi a také provozem vysokotlakého čerpadla dochází k ohřátí řemene i celého zkušebního zařízení až na 54°C. Vlivem teplotní roztažnosti se řemen prodlužuje a napínací síla klesá. Po stabilizaci teploty řemene i upínacího přípravku, se síla seřizuje znovu a poté ji mechanik kontroluje v pravidelných denních intervalech po celou dobu zkoušky. Postup při nastavování síly v řemeni popisuje kapitola 2.1.4.

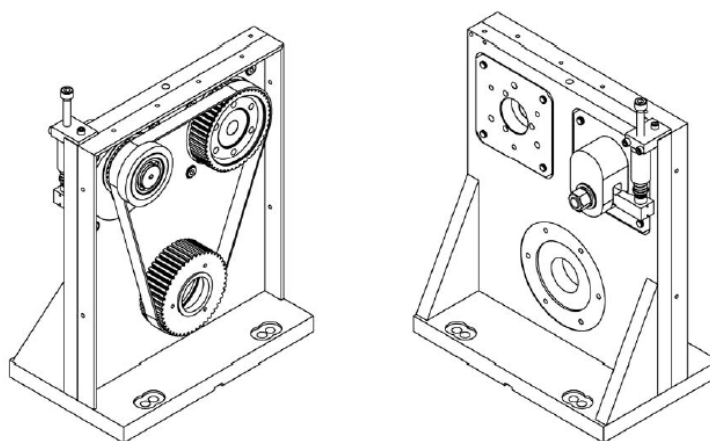


2.1.1 POPIS A KONSTRUKCE UPÍNACÍHO RÁMU

Do upínacího rámu (Obr. 12) se pomocí přírub uchycuje testované čerpadlo a napínací kladka. Rámem je možno posouvat po litinové desce v ose vřetena z montážní do pracovní polohy, kde je pevně stažen šrouby. V montážní poloze mechanik namontuje čerpadlo a napínací kladku, pak posune rám tak, aby řemenice vřetena byla v jedné rovině s řemenicí čerpadla a kladky. Nakonec přes ně přetáhne ozubený řemen.

Upínací rám je svařen ze čtyř ocelových desek o síle 25 mm (podstava, kotevní deska a dvě žebra). Po obvodu jsou přivařeny ocelové pásy o tloušťce 5 mm z důvodu uchycení krytu, který slouží jako ochrana proti odletujícím kusům prasklého řemene.

Univerzálnost konstrukce umožňuje zaměnit polohu přírub napínací kladky a čerpadla, podle smyslu jeho otáčení.

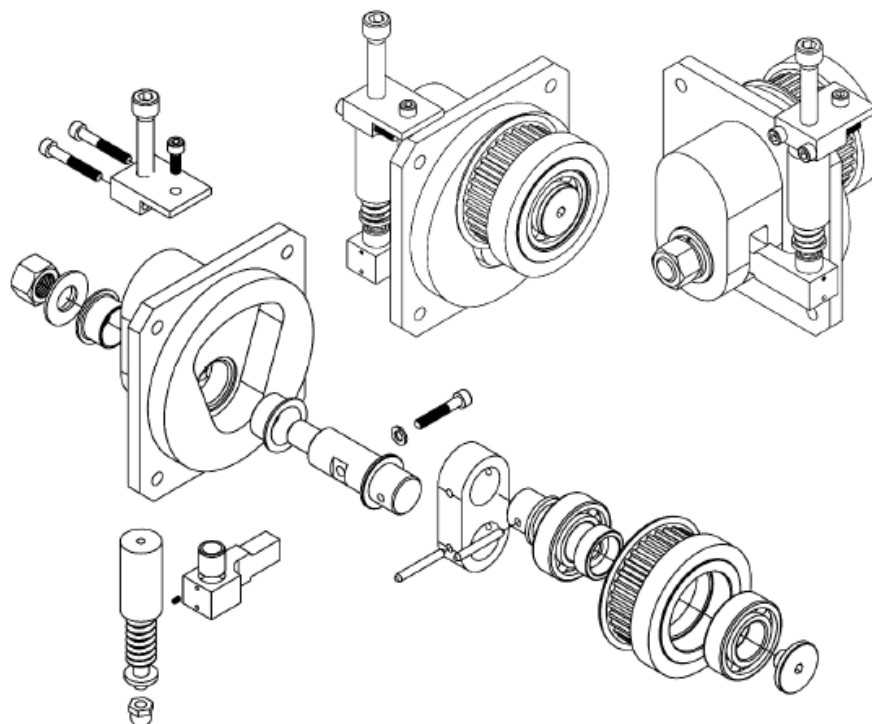


Obr. 12 Zkušební rám



2.1.2 POPIS A KONSTRUKCE NAPÍNACÍHO MECHANISMU

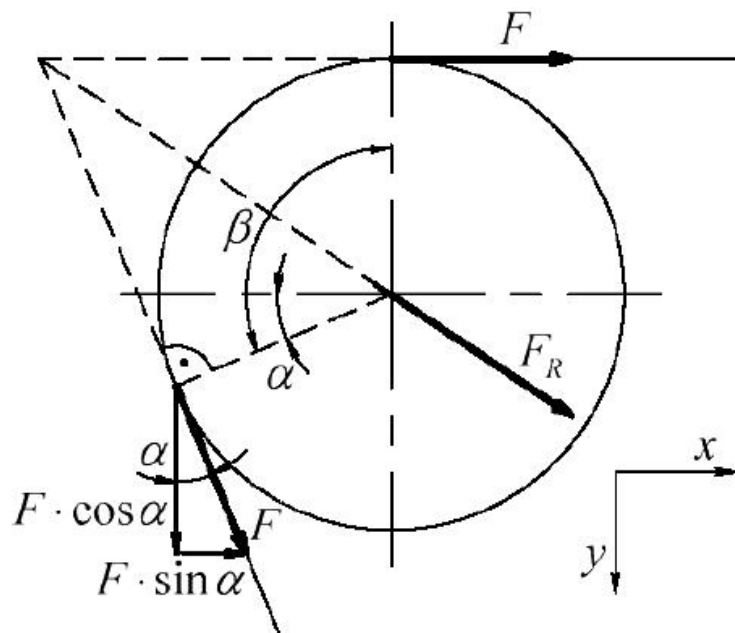
Napínací zařízení Obr. 13, je součástí zkušební sestavy. Slouží k napínání řemene a tím k vyvození patřičné radiální síly na hnací hřídel čerpadla. Funkce napínací kladky je založena na principu dvojzvrtné páky, kde otočný bod představuje naklápěcí hřídel. Kratší rameno tvoří hřídelová spojka, na jejímž konci je na kuličkových ložiscích nalisována napínací řemenice. Působením síly na naklápěcí páku (delší rameno) dojde k napnutí řemene. Sílu působící na naklápěcí páku, určuje velikost deformace a tuhost tlačné pružiny, která je z důvodu torzní tuhosti umístěna do dutého ocelového válečku. Velikost deformace pružiny je korigována utahováním seřizovacího šroubu M8 vůči příložce uchycené v rámu. Pružina zde působí i jako ochranný prvek, jelikož částečně pohlcuje silové rázy v řemeni vyvolané chodem vysokotlakého čerpadla. Standardně jsou používány nástrojové pružiny o tuhostech: červená pružina s tuhostí 60 N/mm pro síly v řemeni do 800 N a žlutá pružina o tuhosti 106 N/mm pro síly v řemeni do 1200 N.



Obr. 13 Konstrukční provedení napínací kladky [1]

2.1.3 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA Kladce

Obr. 14 znázorňuje statický rozbor sil působících na napínací řemenici, kde síla F představuje hodnotu napnutí řemene, síla F_R pak reakci na tuto sílu působící v ose rotační vazby a β je úhel opásání.



Obr. 14 Síly působící na napínací řemenici [1]

Pro výpočet mezní hodnoty reakční síly je uvažována maximální síla v řemeni $F = 1250 \text{ N}$, se kterou jsou čerpadla v DS/ETC - Jh testována. Úhel opásání řemenice $\beta = 105,5^\circ$.

Jestliže platí:

$$\alpha = \beta - 90^\circ = 105,5^\circ - 90^\circ = 15,5^\circ, \quad (1)$$

pak síly ve směru x :

$$F + F \cdot \sin \alpha = 1250 + 1250 \cdot \sin 15,5^\circ = 1548 \text{ N}, \quad (2)$$

a síly ve směru y :

$$F \cdot \cos \alpha = 1250 \cdot \cos 15,5^\circ = 1205 \text{ N}, \quad (3)$$

lze nahradit jejich výslednicí F_R o velikosti:

$$F_R = \sqrt{(F + F \cdot \sin \alpha)^2 + (F \cdot \cos \alpha)^2} = \sqrt{1548^2 + 1205^2} = 1991 \cong 2000 \text{ N}. \quad (4)$$

Silové působení na celý napínací mechanismus znázorňuje Obr. 15, na kterém je naznačeno jak grafické, tak i početní řešení. F_R je síla působící na hřídel napínací řemenice vyvolaná silou v řemeni F . F_S je napínací síla působící na rameni naklápěcí páky s . Síla F_U je potom reakce v ose naklápěcího hřídele vyvolaná těmito silami.



Grafické řešení vychází z předpokladu, že mechanismus se nachází v rovnovážné poloze. Na základě toho lze sestavit silový trojúhelník.

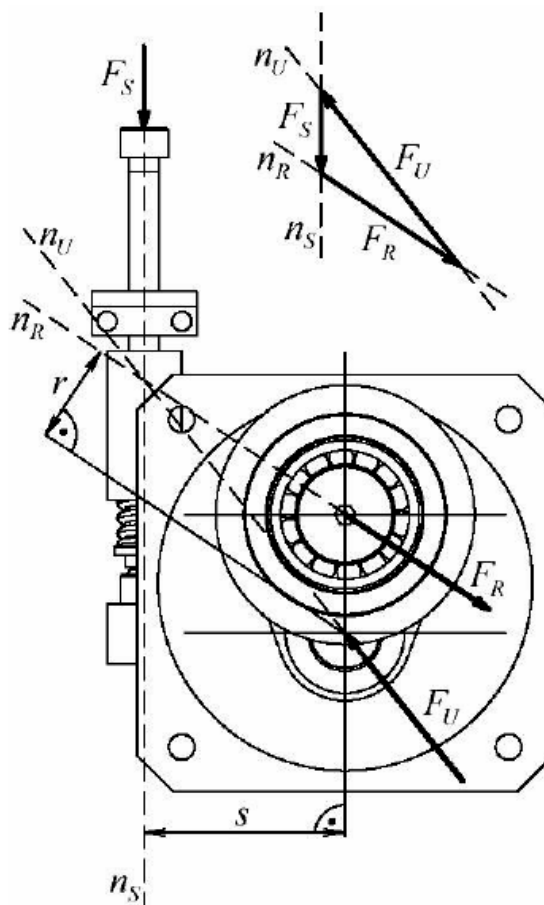
Počtní řešení vychází z podmínek momentové rovnováhy v bodě, ve kterém působí reakce F_U :

$$\sum M_U = 0 : F_R \cdot r - F_S \cdot s = 0. \quad (5)$$

Potom lze určit maximální sílu F_S potřebnou pro napnutí řemene:

$$F_S = \frac{F_R \cdot r}{s} = \frac{2000 \cdot 31,8}{67,5} \cong 940 \text{ N} \quad (6)$$

Délky ramen r a s jsou uvažovány v základní poloze napínacího mechanismu, kdy naklápěcí páka zaujímá vodorovnou polohu, avšak při maximálním vyklonění páky, tj. při síle v řemeni $F = 1250 \text{ N}$, se délka ramene r snižuje. Hodnota maximální síly pro napnutí řemene by tak ve skutečnosti byla nižší, než vypočtená, ale pro návrh nového napínacího zařízení, provedený v dalších kapitolách práce, bude z hlediska bezpečnosti počítáno s hodnotou vypočtenou tj. $F_S = 940 \text{ N}$ [1].



Obr. 15 Rozbor sil na napínacím zařízení [1]



2.1.4 SOUČASNÁ METODA MĚŘENÍ A NASTAVENÍ SÍLY V ŘEMENI

V současné době se při dlouhodobých testech k měření napnutí řemene, respektive síly v řemeni, používá měřidlo napnutí řemene Gates Sonic Tension Meter 505C, viz Obr 16. Přístroj umožňuje měřit frekvenci kmitů pomocí analýzy zvukových vln rozkmitaného řemene přes mikrofon. Po zadání vstupních hodnot (volná délka měřené větve, hmotnost a šířka řemene), lze na displeji přístroje zobrazit přímo hodnotu síly, na kterou je řemen napnut.

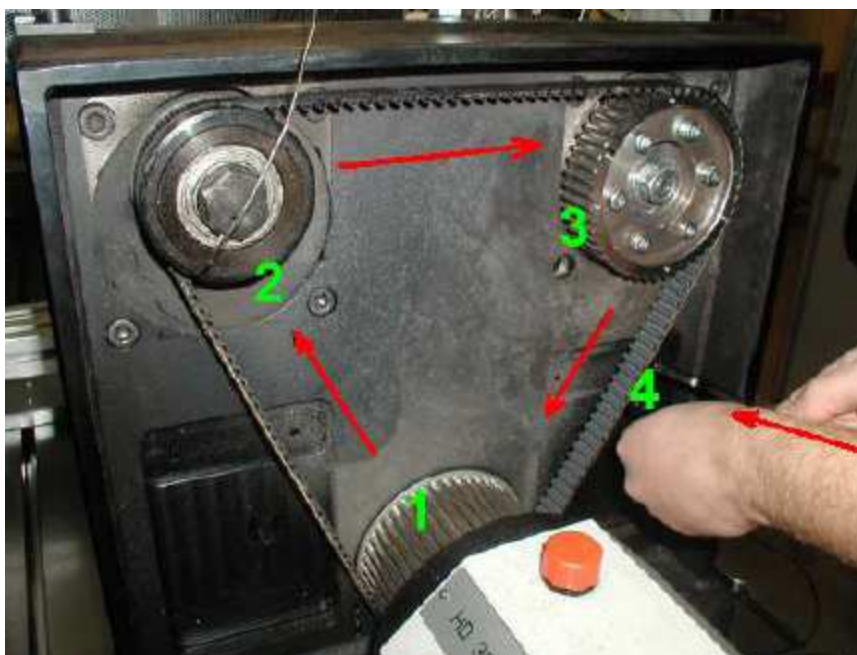


Obr. 16 Měřič napjatosti Gates 507C [3]

Na obr 17. je znázorněno místo (4) měření síly v řemeni. Jedná se vždy o tažnou větev, a to mezi hnací řemenicí na vřetení (1) a hnanou řemenicí na čerpadle (3). Pozice (2) pak znázorňuje napínací zařízení.

Mechanik soustavu nejprve několikrát protočí, aby se řemen usadil. Poté přiloží přístroj k měřenému místu a klíčem, kterým utahuje seřizovacím šroubem, lehce uhodí do řemene. Při měření během dlouhodobého testu se při zastaveném vřetení měří síla ve třech sadách:

1. 3x měření síly, jedno otočení čerpadlem
2. 3x měření síly, jedno otočení čerpadlem
3. 3x měření síly



Obr. 17 Měřící bod na řemeni [1]

Hodnoty se zaznamenají a poté porovnají dle následujících pravidel: Maximální rozdíl mezi naměřenými hodnotami jednoho setu měření nesmí překročit 10N. Maximální rozdíl mezi průměrnými hodnotami setů nesmí překročit hodnotu závislou na síle napnutí:

- do 300 N povolená odchylka 15 N
- 300 - 600 N povolená odchylka 20 N
- 600 - 1000 N povolená odchylka 25 N

Výsledná hodnota je zaznamenána do formuláře.

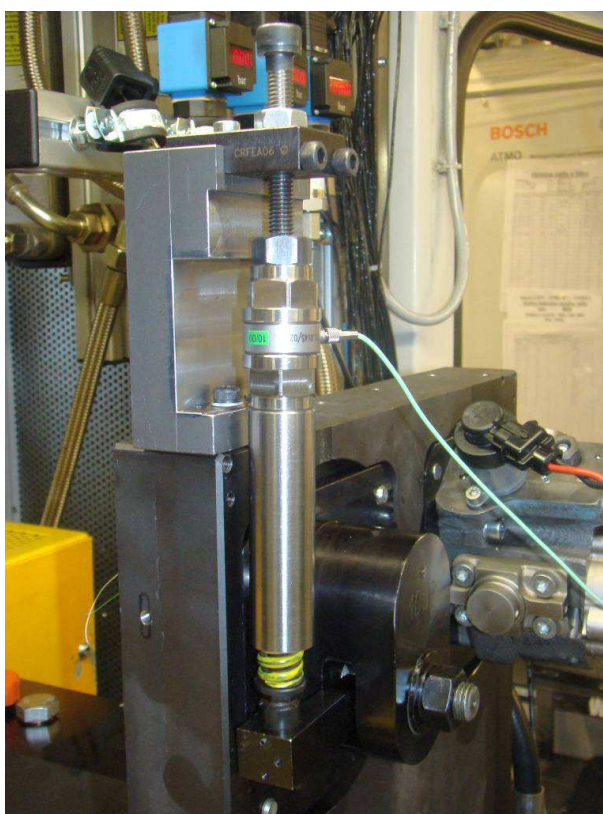
Tato metoda napínání řemene není nijak složitá, avšak nastavení síly je velice zdouhavé. Mechanik musí pozastavit celou zkoušku až na několik minut, potřebných pro provedení celého postupu nastavení síly (viz výše). Chci podotknout, že nastavení síly seřizovacím šroubem je velice citlivé. Při nepatrném potočení šroubu dochází k velkým změnám napínací síly. Dále tato metoda nezahrnuje možnost sledování napnutí řemene i během běžícího testu. Také postrádá eventualitu automatického přenastavení síly, které by při prodloužení řemene vlivem ohřátí dopnulo řemen na požadovanou hodnotu.

Proto byl v DS/ETC-Jh, již v roce 2008, vznesen požadavek na zhotovení **automatické napínací kladky**, která by udržovala stálou hodnotu napnutí řemene během celého dlouhodobého testu. Síla by byla neustále regulována jen s nepatrnou odchylkou a ruční nastavování by mělo být eliminováno.



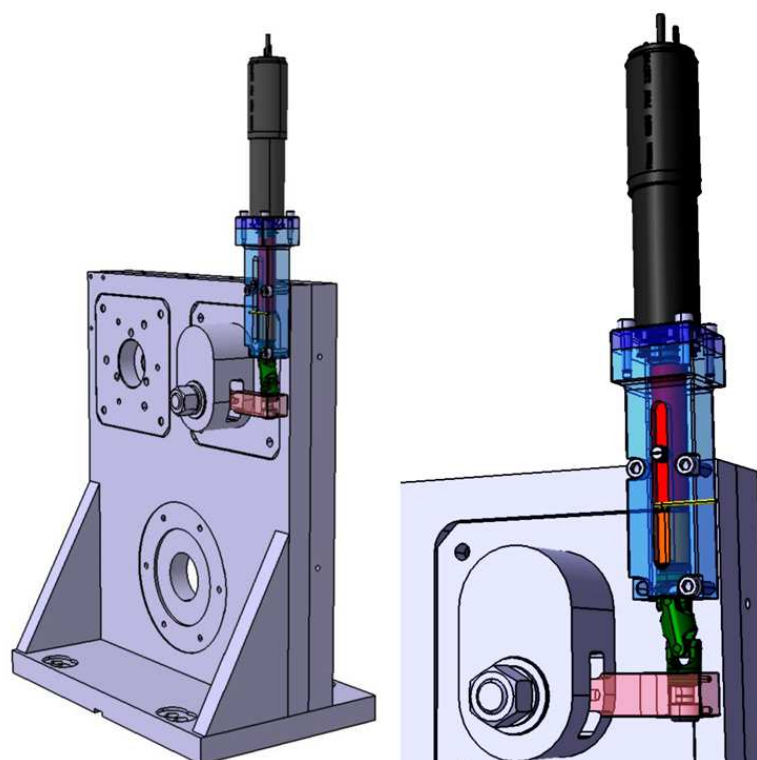
3 KONCEPČNÍ NÁVRH AUTOMATICKÉ NAPÍNACÍ KLDKY

Diplomová práce Ing. Rostislava Kolmana z roku 2009 podrobně popisuje použití piezoelektrického snímače síly Kistler 9331B, k měření napnutí řemene za běhu dlouhodobé zkoušky. Práce obsahuje konstrukci měřicího přípravku, zabudovaného do stávajícího napínacího zařízení viz Obr. 18, odzkoušení funkčnosti a sestavení kalibrační křivky. Síla v řemeni se takto měří nepřímým způsobem. Průměrná hodnota elektrického napětí U odpovídá osově síle F_s , které byla přiřazena odpovídající síla v řemeni F změřená přístrojem Gates 505C. Měření touto metodou splnilo požadavky, a tudíž je možno pro návrh automatického napínacího zařízení tento způsob dále využívat.



Obr. 18 Přípravek pro měření piezoelektrickým snímačem

Dále tato práce obsahuje koncepční návrh automatické napínací kladky (Obr. 19). Konstrukce částečně vychází z dosavadního řešení, avšak seřizovací šroub je nahrazen lineárním pohonem. V návrhu je použit snímač Kistler 9130B o velice kompaktních rozměrech, který je zabudován do vedení lineárního posuvu. Původní návrh řízení předpokládal, že by tento snímač dával zpětnou vazbu řídicí jednotce motoru o stavu napnutí řemene, která by po vyhodnocení napínací sílu upravovala. Předběžná cena návrhu tohoto zařízení byla vyčíslena na bezmála 100 000,- Kč.



Obr. 19 Návrh automatické napínací kladky Ing. Kolmana

Nastupující hospodářská krize v tomto roce a k tomu poměrně vysoká cena návrhu celého zařízení znemožnila reálné zhotovení tohoto zařízení. Zvláště při představě vícekusové výroby bylo od záměru upuštěno.



4 STANOVENÍ CÍLŮ PRÁCE

V roce 2013 bylo vypsáno nové zadání diplomové práce s cílem přepracovat stávající návrh, zohlednit zástavbové rozměry, snížit finanční náklady a nakonec vyrobit a otestovat funkční prototyp.

Konstrukce automatické napínací kladky a způsob měření síly v řemeni bude vycházet z dosavadního řešení upínacího rámu a z konstrukčního návrhu, popsaném v diplomové práci Ing. Kolmana. Z důvodu budoucího rozšíření na více stanicích je kladen důraz na jednoduchost a ekonomičnost celého provedení. Dále na zachování univerzálnosti, tj. možnost testování čerpadel s pravotočivým i levotočivým chodem, a na dodržení maximálních zástavbových rozměrů. Zařízení musí být řízeno samostatnou řídicí jednotkou bez použití PC² a opatřené displejem pro zobrazení hodnoty síly v řemeni.

Potřebné vstupní informace budou čerpány od konzultantů a z předešlé diplomové práce.

Další požadavky na zařízení jsou následující:

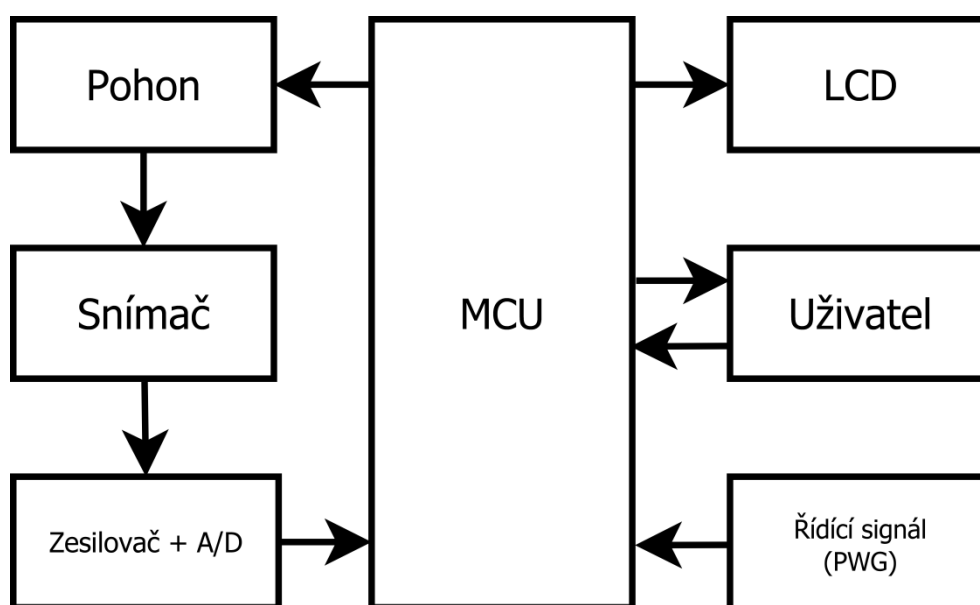
- minimální úpravy na dosavadním napínacím zařízení
- automatická a stálá regulace napínací síly
- rychlost reakce při požadavku na změnu napínací síly > 300 N/s
- možnost provedení testu s proměnnou (řízenou) napínací silou
- ochrana zařízení při dosažení krajních poloh nebo prasknutí řemene
- zaručení bezpečnosti obsluhy při manipulaci se zařízením

² Všechny počítače ve firmě BOSCH jsou předinstalovány systémem, který umožňuje vzdálenou správu a instalace programů bez nutnosti zásahu uživatele. Vedlejším efektem jsou vynucené aktualizace, které se mohou po předešlé výstraze spustit samy. V takovém případě jsou všechny běžící programy ukončeny a počítač je v průběhu instalace uzamčen. Pro řízení testu je tedy takový počítač nevhodný.



5 NÁVRH ZAŘÍZENÍ PRO AUTOMATICKOU REGULACI SÍLY

Před začátkem návrhu mechanické části a výběru elektronických komponent je nutné se nejprve zamyslet nad otázkou elektrického řízení pohonu a celého zařízení. Ze zadání je zřejmé, že bude nutné použít programovatelnou řídicí jednotku, která umožní řízení pohonu bez použití počítače. Řízení pohonu bude probíhat na základě zpětnovazebního signálu ze snímače síly. Jednotka musí zároveň umožnit komunikaci přes uživatelské rozhraní a mít možnost grafického výstupu z důvodu nastavení a kontroly napínací síly. Obr. 20 znázorňuje návrh zapojení komponent řízení automatické napínací kladky, kde názvy jednotlivých bloků odpovídají jejich funkci. Buňka s názvem řídicí signál (PWG), představuje řídicí napětíovou veličinu v rozmezí 0–5V.



Obr. 20 Návrhové schéma řízení automatické napínací kladky

Při následné volbě vhodného pohonu a snímače jsem se zaměřil hlavně na snížení celkových nákladů oproti předešlému návrhu pana Kolmana. Základní představa byla použít lineární pohybovou jednotku kompaktních rozměrů. Prozkoumáním možností na trhu jsem však zjistil, že nabízené lineární pohony v tak malém provedení nemají potřebnou tlačnou sílu $F_S \cong 940 \text{ N}$.

5.1 LINEÁRNÍ AKTUÁTOR

Bylo zřejmé, že pokud chci použít některý z těchto lineárních pohonů, budu muset snížit sílu potřebnou k ovládní naklápací páky. Nabízela se jednoduchá konstrukční úprava, která spočívala v prodloužení ramene páky s . Toto řešení jsem si ověřil výpočtem, kdy dosazením delšího ramene s' do rovnice (6) jsem schopen vypočítat novou hodnotu síly F'_S .

$$F'_S = \frac{F_R \cdot r}{s'} = \frac{2000 \cdot 31,8}{180} \cong 353 \text{ N} \quad (7)$$



Podle výpočtu jsem stanovil požadavky na lineární aktuátor:

- Napájecí napětí 24 V (napětí používané ve zkušební stanici)
- Maximální síla potřebná pro pohyb naklápací páky $F_s' \cong 353 \text{ N}$
- Zdvih min 70 mm
- Odolnost vůči chemikáliím
- Dlouhodobý pracovní režim
- Malé montážní rozměry
- Teplotní odolnost

Na základě těchto parametrů, jsem z několika lineárních pohonů nakonec vybral kompaktní lineární pohybový systém MDrive Linear Actuator od americké firmy Schneider Electric.

Lineární pohon Mdrive 23



Obr. 21 Lineární pohon MDrive 23 [6]

Hlavní důvod, proč jsem vybral lineární pohon MDrive 23 (Obr. 21) je, že spojuje krokový motor a lineární pohon spolu s elektronickým řídicím ovladačem a veškerou mechanikou do jednoho kompaktního systému, což vyhovuje jak ekonomickým tak i rozměrovým požadavkům. Pohon se skládá z dvoufázového krokového motoru, kterým prochází pohybový šroub opatřený trapézovým závitem. Přimo na motoru je umístěn palubní plně programovatelný ovladač, řídicí elektronika a volitelný enkodér. Díky tomu je lineární pohon MDrive prakticky zároveň samostatnou výpočetní jednotkou. Řídicí signál je přímo převeden z rotačního pohybu na lineární, což eliminuje potřebu použití spojky a lineární převodovky. Pohon je vybaven sériovým rozhraním RS 422/485, osmi programovatelnými digitálními vstupy / výstupy a jedním analogovým vstupem. Komunikace s počítačem, přímé zadávání příkazů, programování, stahování a ukládání programu do paměti ovladače je umožněno softwarem SEM Terminal, který je zdarma ke stažení na stránkách výrobce.



Obr. 22 Příslušenství k lineárnímu pohonu MDrive [6]

Na Obr. 22 je vidět startovací sadu s veškerým potřebným příslušenstvím pro provoz lineárního pohonu MDrive 23. Lineární pohon, napájení a řízení (šedý kabel), komunikace a převod signálu z PC (černý kabel), instalační CD.

I přes své malé rozměry (56x75x67) mm je, dle katalogu výrobce, tento pohon schopen vyvinout statickou maximální sílu

$$F_{axial} = 770 \text{ N.} \quad (8)$$

Při dlouhodobém zatěžování je však kvůli bezpečnosti nutno počítat se silou nižší. Zpravidla 60 až 70 % z maximální síly, tj.

$$F_{axial} = 462 - 539 \text{ N.} \quad (9)$$

Aby pohon splnil předpokládaný účel, musí být splněna podmínka, že vyvinutá axiální síla pohonu F_{axial} musí být vyšší než maximální síla, která může nastat při mezním napnutí řemene, tj. $F'_s = 353 \text{ N}$.

$$F_{axial} > F'_s \Rightarrow \text{vyhovuje.} \quad (10)$$



Hodnota axiální síly F_{axial} značně převyšuje požadovanou hodnotu, kterou musí být zvolený pohon schopen překonat. Díky tomu je pohon vhodný pro tuto aplikaci. Pohon je navíc přímo určen do průmyslového prostředí s pracovní teplotou až 100 °C. [6]

5.2 SNÍMAČ SÍLY

Jak již bylo uvedeno výše, lineární pohon bude ovládán zpětnovazebně na základě elektrického signálu ze snímače síly, proto je důležité, aby zvolený snímač měřil s vysokou přesností a spolehlivostí a aby svými rozměry umožnil zabudování do upraveného napínacího mechanismu. Z celé řady dodavatelů jsem vybral dva, Kistler a Burster, kteří nabízejí miniaturní snímače o $\varnothing 10 - 20 \text{ mm}$, výšce $3 - 7 \text{ mm}$ a měřícím rozsahu $0 - 3 \text{ kN}$.

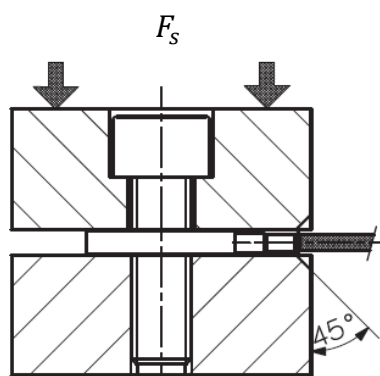
5.2.1 PIEZOELEKTRICKÝ SNÍMAČ SÍLY

Snímače síly zahrnují pružný prvek - krystal, který se deformuje vlivem zatížení. Frekvenční rozsah tohoto typu snímače je však omezen kapacitou pružného prvku. Toto omezení překonává piezoelektrický princip měření dynamických sil u těchto snímačů. Krystaly produkují elektrický náboj, úměrný mechanickému zatížení. Díky vysoké tuhosti krystalu je jeho deformace během měření jen velmi malá, většinou v řádech několika mikrometrů. Při malých rychlostech a statických procesech je chyba měření téměř nulová. Avšak při měření extrémně rychlých procesů jsou kvůli tuhosti a vlastní vysoké frekvenci krystalu výsledky měření nepřesné. Krystal přeměňuje měřenou hodnotu do přímého výstupního signálu, který je dostatečně lineární a bez hysterezní chyby. K hlavním přednostem piezoelektrických snímačů síly patří jejich malé rozměry a hmotnost. Další výhody těchto krystalů zahrnují vysokou citlivost, extrémně široký rozsah měření a kompaktně stabilní nastavení. Tyto snímače umožňují měřit v teplotách od -20 do +120 °C. [4]

Jedním z předních výrobců piezoelektrických snímačů je firma Kistler. Vyrábí jedno-komponentní a troj-komponentní snímače síly a snímače točivého momentu. Skládají se z tlakově či smykově citlivých vrstev krystalů nebo kombinaci těchto vrstev pro možnost zatížení snímače ve více směrech. V mém případě je nejvhodnější použít snímač s jednou tlakově citlivou vrstvou. Z katalogu výrobce (viz příloha) jsem vybral snímač se sériovým označením 9130B (viz Obr. 23), tento snímač se vyznačuje svými miniaturními rozměry a možností měřit tlakovou sílu až do $F_s = 3 \text{ kN}$. Jeho cena je vzhledem k malému provedení poměrně vysoká (19 700,-Kč bez DPH). Způsob montáže naznačuje Obr. 24. Zde je kladen důraz na rovinnost a strukturu povrchu dosedajících ploch. Ke snímači je nutné připojit příslušný napěťový zesilovač, který převádí elektrický náboj ze snímače na elektrické napětí. Pro tento typ snímače je vhodný jednokanálový napěťový zesilovač Kistler 5073A, jehož výstupní napětí se pohybuje v rozmezí $\pm 10 \text{ V}$. Cena včetně připojovacích kabelů je 15 800,-Kč bez DPH, sestava celkově vychází na 35 500,- Kč bez DPH.



Obr. 23 Piezoelektrický snímač Kistler 9130B [4]



Obr. 24 Způsob montáže snímače Kistler [4]

Přesnost měření, malé rozměry, způsob montáže i další výhody dělají tento snímač vhodný pro mou aplikaci, avšak podle specialisty firmy Kistler i mého konzultanta klesá u piezoelektrických snímačů při dlouhodobém zatěžování (několika desítek minut) přesnost a stabilita výstupního signálu. V mém případě je nutné, aby snímač měřil přesně i po několika stech hodinách provozu. Bylo mi pro tento případ doporučeno použít tenzometrický snímač podobné konstrukce od německé firmy Burster.

5.2.2 TENZOMETRICKÝ SNÍMAČ SÍLY

Tenzometrický snímač síly pracuje na principu deformace pružného elementu. Měřená síla deformaci, ta je následně měřena tenzometry a převedena na elektrický signál.

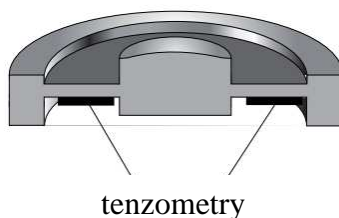
Pružný element je nejdůležitější mechanická součást snímače, jeho úkolem je převést měřenou sílu na lineární prodloužení. To závisí na elastických vlastnostech materiálu. Jedná se tak o nepřímý způsob stanovení síly. Materiál silového snímače musí mít tyto vlastnosti:

- vysokou pevnost a odolnost vůči porušení
- vysokou mez pružnosti v tahu
- minimální hysterezi a dopružování materiálu
- dlouhodobou stabilitu mechanických veličin
- lineární průběh pružné deformace v měřeném rozsahu
- minimální vnitřní pnutí



Tyto požadavky lze splnit správnou volbou materiálu, jeho tepelným zpracováním a vhodným tvarem pružného prvku.

Na Obr. 25 vidíme konstrukci pružného elementu silového snímače Burster 8415, na jehož spodní straně jsou nalepeny tenzometry.



Obr. 25 Pružný prvek s tenzometry [5]

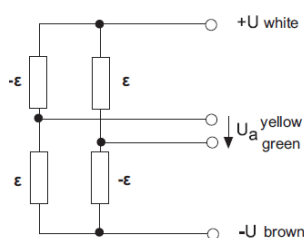
Princip funkce tenzometru je následující: Elektrický odpor vodiče roste s jeho narůstající délkou a snižujícím se průřezem. Je-li vodič natahován, stává se tenčím a delším, což vede k nárůstu elektrického odporu ve vodiči. Na tomto principu jsou založeny odporové tenzometry, jen s tím rozdílem, že se neskládají z jednoho samostatného vodiče, ale z kovové fólie napařené na podkladním materiálu, ve které je vyleptána meandrující struktura tenzometru.



Obr. 26 Meandrující struktura tenzometru

Jednou z nevýhod je teplotní závislost tenzometrů, z toho důvodu se využívá úplného můstkového zapojení tenzometrů (Wheatstone bridge) - viz Obr. 28. Zapojení se skládá ze dvou stlačovaných a dvou natahovaných tenzometrů, navíc pro teplotní kompenzaci a kompenzaci můstkového zapojení jsou do konektoru snímače zabudovány další pomocné rezistory.

Výhodou silového snímače Burster 8415 Obr. 27 jsou jeho relativně malé rozměry, vysoká tuhost, zajišťující vysokou rezonanční frekvenci. Dále vysoká přesnost a stabilita měření v neposlední řadě také poměrně nízká cena 450 € (cca 12 150,- Kč bez DPH).

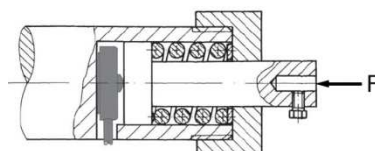


Obr. 28 Úplné můstkové zapojení tenzometrů [5]



Obr. 27 Silový snímač Burster 8415[5]

Snímač je možno zatížit osovou silou až $F_s = 500 \text{ N}$, což zahrnuje potřebnou maximální hodnotu, která na něj bude působit. Způsob montáže je podobný jako u snímače Kistler (Obr. 29), kontaktní plochy musí být přesně obrobeny a musí být spolu rovnoběžné.



Obr. 29 Příklad montáže snímače Burster [5]

Ke snímači je nutné pořídit převodník se zesilovačem Burster 9236. Ten zesiluje napěťový signál z tenzometrů, který se pohybuje v rozmezí $U_a = 0 - 10 \text{ mV}$ na napětí úměrné zatížení v rozmezí $U_{fdb} = 0 - 10 \text{ V}$, respektive $U_{fdb} = 0 - 5 \text{ V}$, v závislosti na nastavení zesilovače. Cena tohoto snímače je 5 832,- Kč bez DPH. K tomu je ještě možno objednat nastavení převodníku dle snímače za 1 800,- Kč, čehož jsem pro první seznámení se se zařízením využil. Celková cena sestavy se může pohybovat okolo 18 000,- Kč bez DPH.



Obr. 30 Zesilovač Burster 9236 [5]

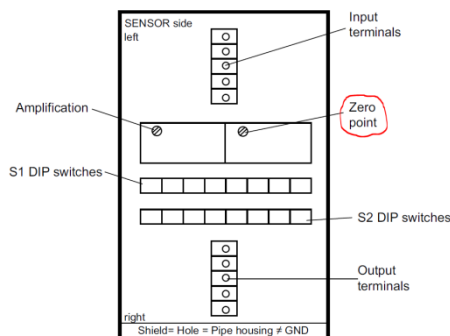
Dle doporučení a výhod tenzometrického snímače, hlavně při dlouhodobějším měření a téměř poloviční ceně vzhledem k piezoelektrickému snímači, jsem jej použil ve své práci jako zpětnou vazbu k řízení pohonu.

MĚŘENÍ A KALIBRACE SNÍMAČE

Po zakoupení snímače a zesilovače jsem provedl jeho kalibraci a ověřil hysterezi snímače. Nejprve jsem přenastavením DIP spínačů na desce zesilovače upravil výstupní napětí



na $U_{fdb} = 0 - 5 \text{ V}$. Tabulka 2 znázorňuje výstupní napětí zesilovače Burster 9236 v závislosti na zatížení snímače. Dále jsem provedl seřízení nulového bodu pootáčením trimtu 2 (Obr. 31) tak, aby po ustálení teploty snímače bylo výstupní napětí v nezatíženém stavu $U_{fdb} = 0 \text{ V}$.

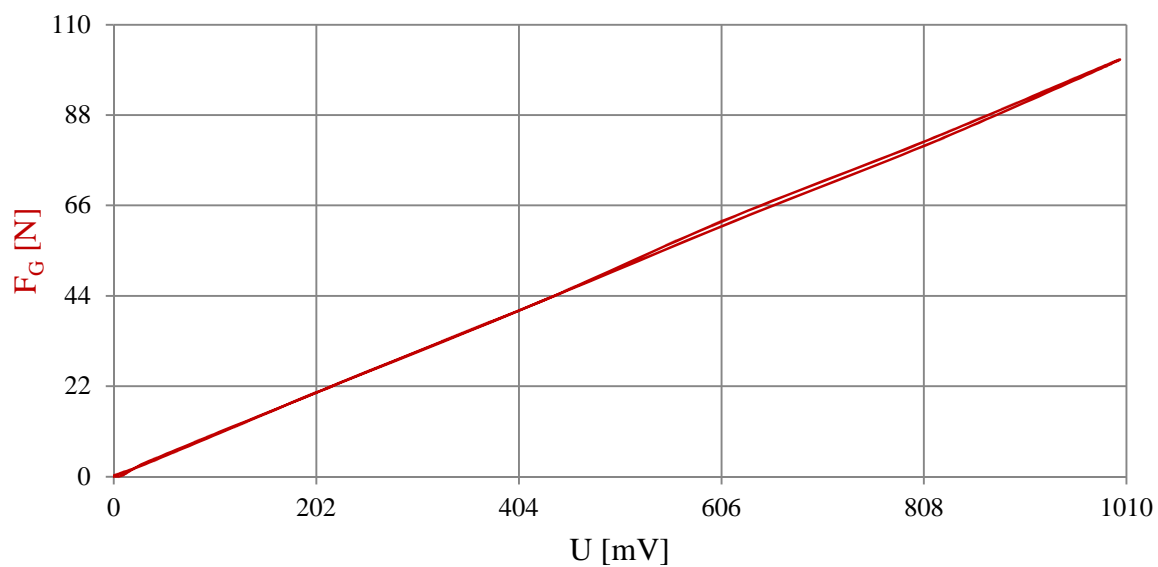


Obr. 31 Vnitřní rozestavení komponent zesilovače Burster 9236

Tabulka 2

Kalibrace $U_{fdb} = 0 - 5 \text{ V}$	
$F_s \text{ [N]}$	$U_{fdb} \text{ [mV]}$
0	0
100	1000
150	1500
200	2000
250	2500
300	3000
350	3500
400	4000
450	4500
500	5000

Za použití jedné z navržených komponent jsem upnul držák snímače do svěráku (viz Obr. 32) a postupně jsem na snímač pokládal a následně odebíral ocejchovaná závaží od 0 do 10kg (Bosch Diesel 129766 viz Obr. 32). Výstupní napětí ze zesilovače jsem měřil za pomoci přístroje Dewetron DEWE5000. Výsledné hodnoty jsem zprůměroval a zanesl do grafu (Graf 3). Ze závislosti je patrná úzká hystereze snímače, s odchylkou jen ve střední části charakteristiky.



Graf 3 Hysterezní křivka snímače Burster



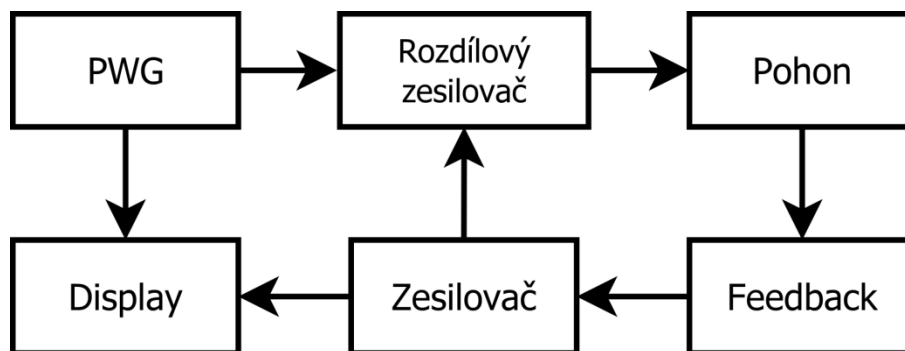
Obr. 32 Způsob uchycení snímače a použité závaží

Soubory s datovými listy snímače a zesilovače jsou spolu s naměřenými hodnotami umístěny v přílohách práce.



6 NÁVRH AUTOMATICKÉHO ŘÍZENÍ NAPÍNAČÍ KLDKY

Zároveň s výběrem pohonu a snímače je nutné se zamyslet, jak co nejjednodušeji bude celé zařízení řešeno po elektrotechnické stránce. S pomocí mého konzultanta Ing. Čápa jsem přišel na jednoduchý, uživatelsky příjemný způsob automatického řízení. Finální blokové schéma zapojení řízení napínač kladky znázorňuje Obr. 33.

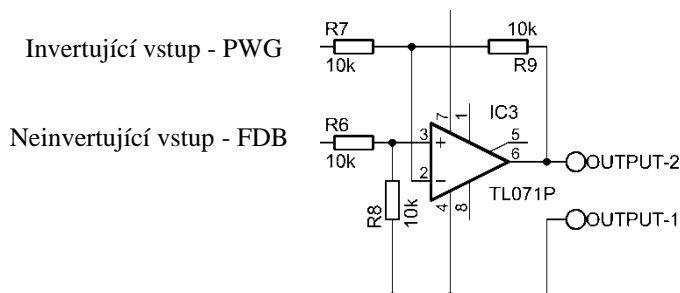


Obr. 33 Blokové schéma řízení napínač kladky

Obecně lze říci, že součástí napínačho zařízení bude jednoduchý elektrický obvod složený z několika součástek, který bude porovnávat zpětnovazební signál ze snímače síly s řídicím signálem PWG³. Rozdíl těchto hodnot H poté přivedu na analogový vstup řídicí jednotky pohonu. Ta bude naprogramovaná tak, aby hodnota napětí na tomto vstupu dosáhla hodnoty $H = 5\text{ V}$. Při hodnotě $H < 5\text{ V}$ bude motor sílu navyšovat a pro $H > 5$ odlehčovat. Při dosažení úrovně $H = 5\text{ V}$ se zastaví. Pro řízení tak bude stačit jen jeden analogový vstup a digitální linky využiji na ošetření koncových poloh a spuštění regulace. Výsledná síla v řemeni spolu s řídicím signálem bude zobrazena na displeji.

6.1 PRINCIP FUNKCE A POPIS ŘÍDÍCÍHO OBVODU

Hlavní funkci v tomto obvodu (viz schéma na Obr. 36) koná operační zesilovač v zapojení rozdílového zesilovače, jehož se s výhodou používá ke sledování dvou napětíových signálů. Detail zapojení rozdílového zesilovače je na Obr. 34.



Obr. 34 Rozdílový zesilovač

³ Po snazší orientaci jej pojmenuji stejně jako řídicí signál ve zkušební stanici.



Na invertující vstup je přiveden řídicí signál (PWG) v rozsahu $0 - 5\text{ V}$ a na neinvertující vstup je připojen signál ze snímače síly tzv. feedback (FDB) v rozsahu $5 - 10\text{ V}$. Výsledné napětí U_{out} se vypočítá dle následujícího vztahu:

$$U_{out} = \frac{R_9}{R_7} \cdot (FDB - PWG). \quad (11)$$

Má-li rozdílový zesilovač skutečně zesilovat jen rozdílové napětí, musí se dodržet následující podmínka:

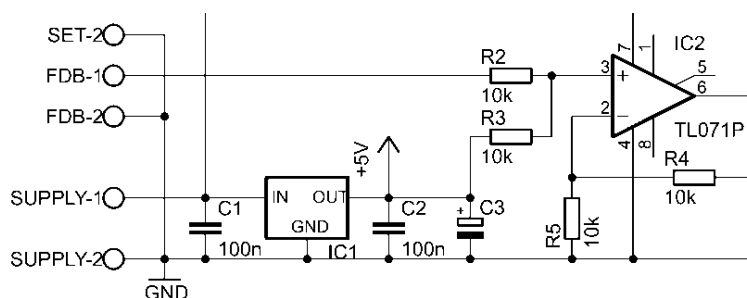
$$\frac{R_9}{R_7} = \frac{R_8}{R_6}. \quad (12)$$

Z toho plyne, že dvojice odporů R_9 a R_7 musí být ve stejném poměru jako R_8 a R_6 . Záleží i na přesnosti použitých rezistorů. Vhodné je použít rezistory ze stejné výrobní řady, nechceme-li zapojení a oživení obvodu komplikovat nastavitelnými odpory.

ÚPRAVA SIGNÁLU ZE SNÍMAČE SÍLY

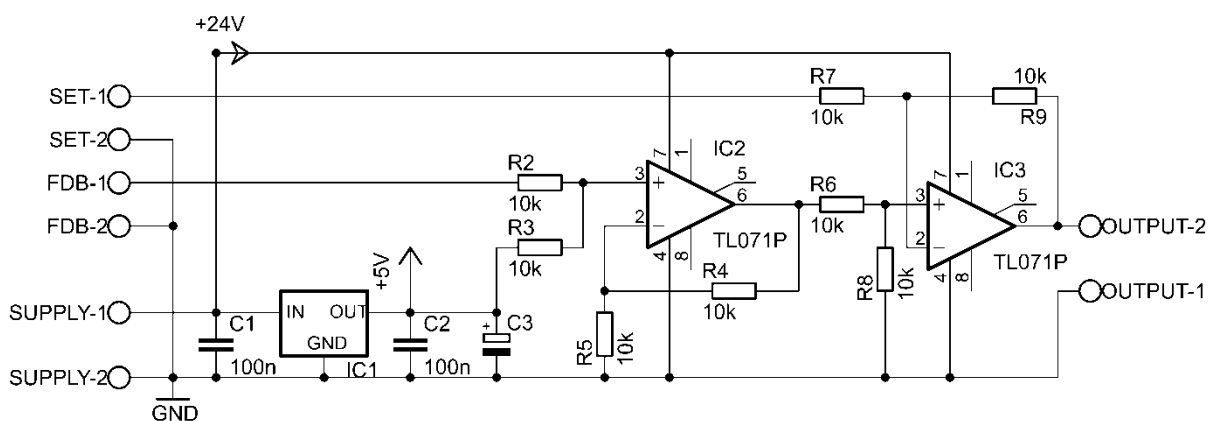
Aby bylo možné aplikovat navrhnutý postup řízení, je nutné napěťový signál ze snímače síly upravit tak, aby na neinvertující vstup rozdílového zesilovače přicházel signál vždy o úroveň 5 V vyšší. To docílím opět použitím operačního zesilovače, tentokrát v zapojení sumátoru. Detail zapojení je na Obr. 35. Na neinvertující vstup sumátoru je přivedeno napětí ze zpětné vazby a referenční napětí 5 V ze stabilizátoru napětí LM7805. Tato napětí se na výstupu OZ sečtou dle vztahu:

$$U_0 = U_{FDB} + U_{5V} \quad (13)$$



Obr. 35 Operační zesilovač v zapojení sumátor

Ve výsledku je funkce celého obvodu (viz Obr. 36) následující. Napěťový signál ze silového snímače je na sumačním zesilovači sečten s referenční hodnotou napětí 5 V a od této hodnoty se na rozdílovém zesilovači odečte napěťový řídicí signál PWG . Výstupní napětí vede na analogový vstup palubního ovladače lineárního pohonu MDrive 23 (viz celkové schéma zapojení automatické napínač kladky).



Obr. 36 El. schéma řízení s rozdílovým zesilovačem

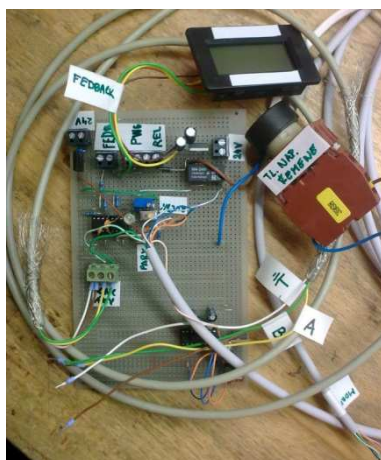
Podle teoretického předpokladu by se při extrémních hodnotách napětí měl obvod chovat dle Tabulka 3.

Tabulka 3 Chování obvodu při extrémních hodnotách

PWG [V]	Feedback [V]	U_{out} [V]	Povel pro lineární pohon
0	0	5	stát
5	0	0	točit vlevo
0	5	10	točit vpravo
5	5	5	stát

REALIZACE ŘÍDÍCIHO OBVODU

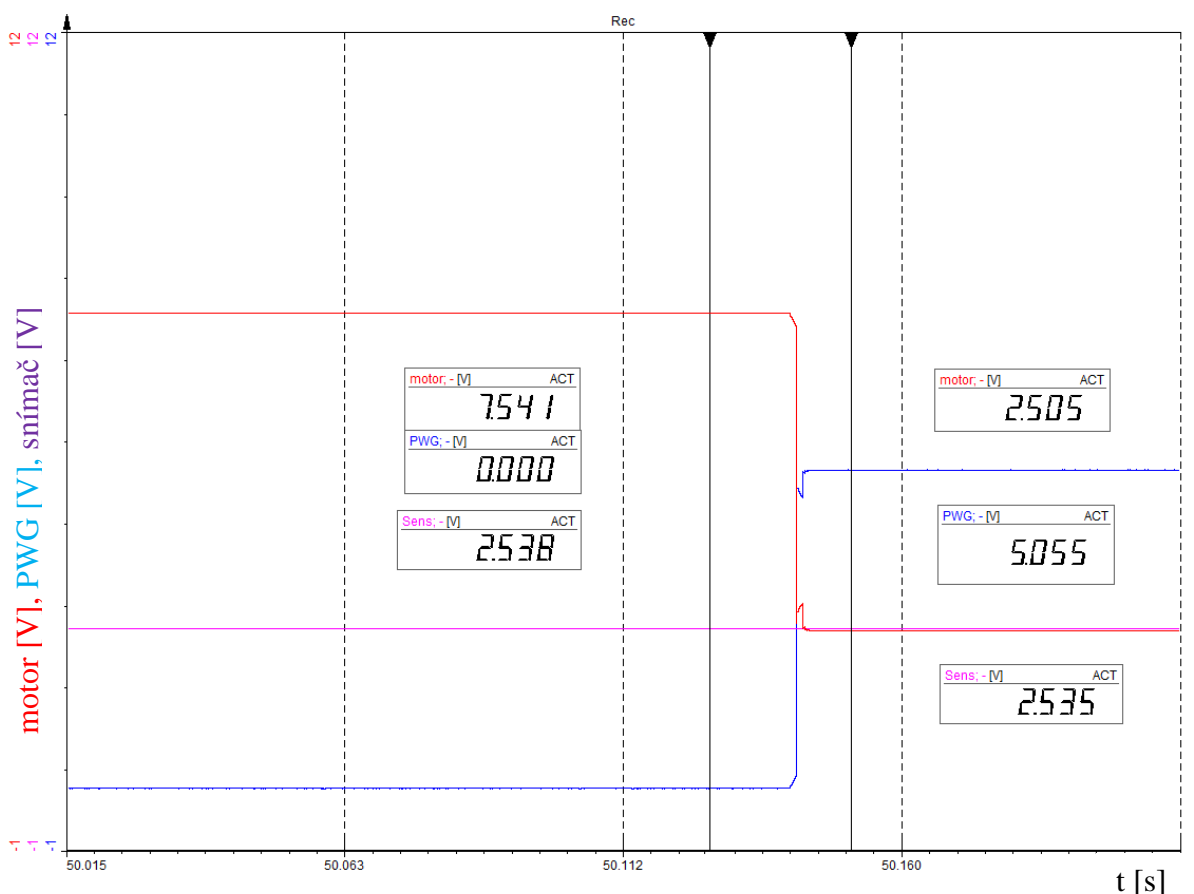
Podle navrhnutého elektrického schématu jsem na pájivém poli sestavil prototyp řízení automatické napínačí kladky Obr. 37.



Obr. 37 Prototyp elektrického řízení



Při odzkoušení funkčnosti jsem nahradil signál ze snímače a řídicí signál PWG pomocí dvou nezávislých napěťových zdrojů. Data jsem zaznamenával pomocí přístroje Dewetron, viz Obr. 38. Obvod fungoval správně ihned po připojení napájení. Operační zesilovače jsou napájeny nesymetrickým napájením z důvodu úspory nákladů za další zdroj.



Obr. 38 Funkce řídicího obvodu

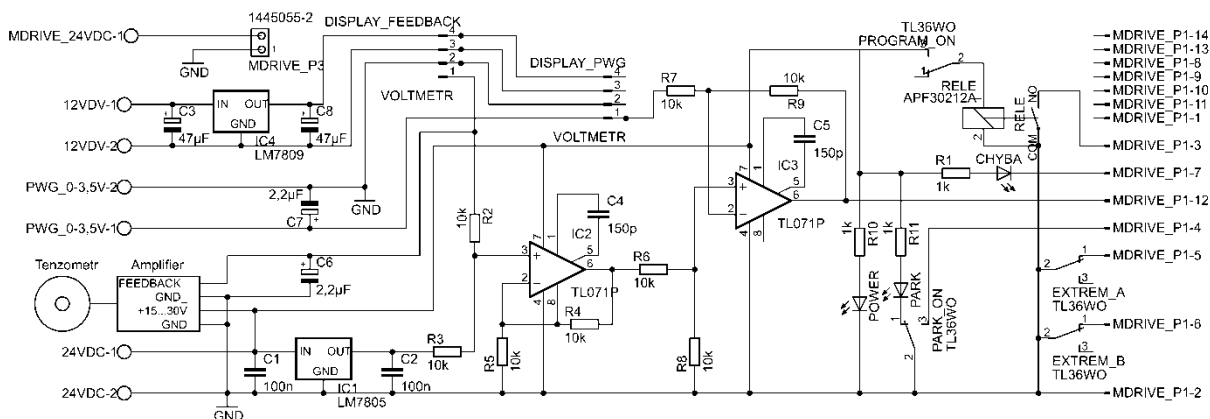
V prvním případě (na Obr. 38 vlevo) je výstupní napětí snímače rovno přibližně 2,5V, k tomuto napětí se na sumačním zesilovači přičte referenčních 5V a od výsledných 7,5V se na rozdílovém zesilovači odečte napěťový signál PWG rovno 0V. Výsledné napětí 7,5V přivedené na analogový vstup pohonu způsobí, že pohon začne snižovat tlačnou sílu na naklápěcí páku. V druhém případě (na Obr. 38 vpravo) bude výsledná hodnota rozdílového zesilovače rovna 2,5V, což způsobí, že pohon bude sílu navyšovat. Tímto jsem si ověřil, že navržený řídicí obvod bude fungovat správně a velice pohotově.

6.2 ELEKTRICKÉ SCHÉMA NAPÍNAČÍHO ZAŘÍZENÍ

Na základě funkčního řídicího obvodu jsem sestavil celkové elektrické schéma automatické napínač kladky (viz Obr. 39), na jehož vstupu jsou dva hlavní signály, řídicí signál PWG a napěťový signál ze silového snímače. Obě tyto hodnoty jsou zobrazeny na dvou voltmetrech opatřených displeji. Pro voltmetry je nutno zvolit samostatné, galvanicky oddělené napájení 9V z důvodu jejich správné funkčnosti. Dále následují dva operační zesilovače zapojené jako



sumační a rozdílový zesilovač (viz kapitola 6.1). Výstupní napětí z rozdílového zesilovače je přivedeno na analogový vstup lineárního pohonu. Zařízení dále obsahuje dva koncové spínače („EXTREM_A“, „EXTREM_B“) pro zajištění koncových poloh posuvu. Přepínač s označením „PROGRAM_ON“ slouží k sepnutí relátka, čímž dojde ke spuštění programu. Sepnutím přepínače „PARK_ON“ najede pohon do krajní polohy a umožní tím nasazení, či sejmutí řemene a zároveň se rozsvítí LED dioda. LED dioda „POWER“ signalizuje zapnuté napájení a LED dioda „CHYBA“ signalizuje dosažení koncových poloh a poruchu systému.



Obr. 39 Elektrické schéma automatické napínačí kladky

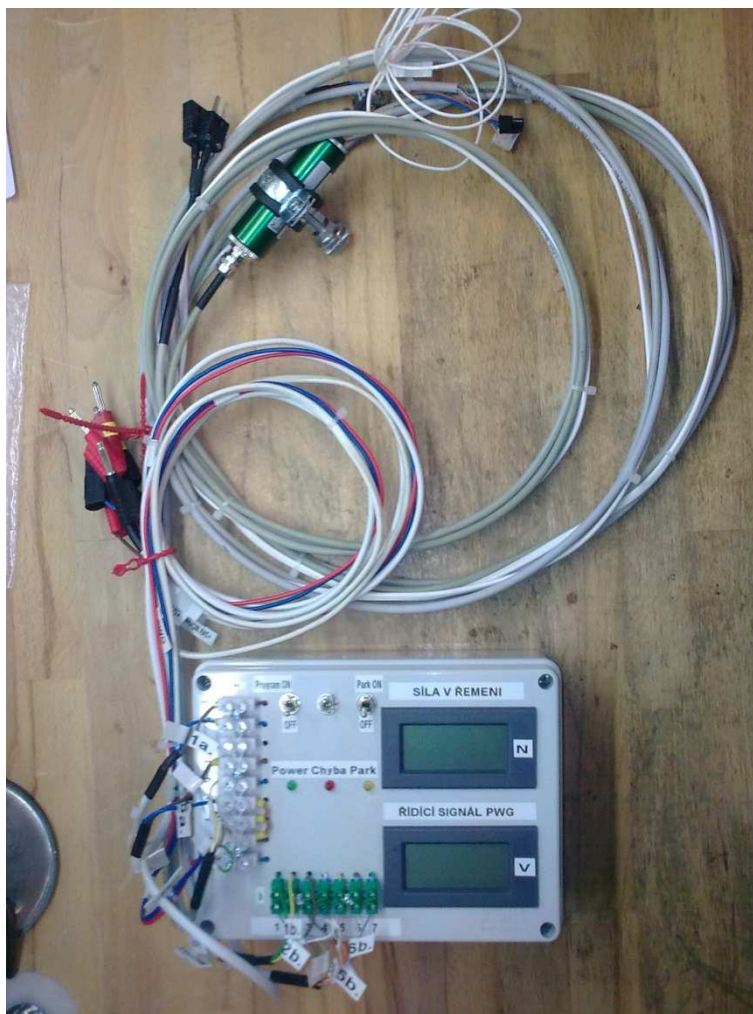


Obr. 40 Detail čelního panelu řídicího modulu

Obr. 40 ukazuje zkušební verzi řídicí elektroniky zabudované do plastové krabičky s popisy. Modul je navržen a zkonstruován tak, aby umožnil snadné odladění programu a rychlou montáž a demontáž na zkušební stanici, neboť získat volnou stanici k testování pohonu je obtížné, a když už je jedna stanice volná, tak jen na krátkou dobu a z toho důvodu je potřeba jednat rychle. Mechanik nainstaluje přípravek na stanici a já si poté skrz otvor ve stropě stanice provléknu a zapojím kabeláž a mohu začít s testováním. V průběhu testu je třeba mít



možnost si veškeré signály ověřit, k čemuž slouží svorkovnice umístěné na čelním panelu. Na Obr. 41 je vidět opět řídící modul s vyrobenou kabeláží, pro připojení: napájení, komunikace s pohonem, snímače síly a koncových spínačů. Toto řešení elektroniky se v praxi výborně osvědčilo.



Obr. 41 Řídící modul s připojenými kabely

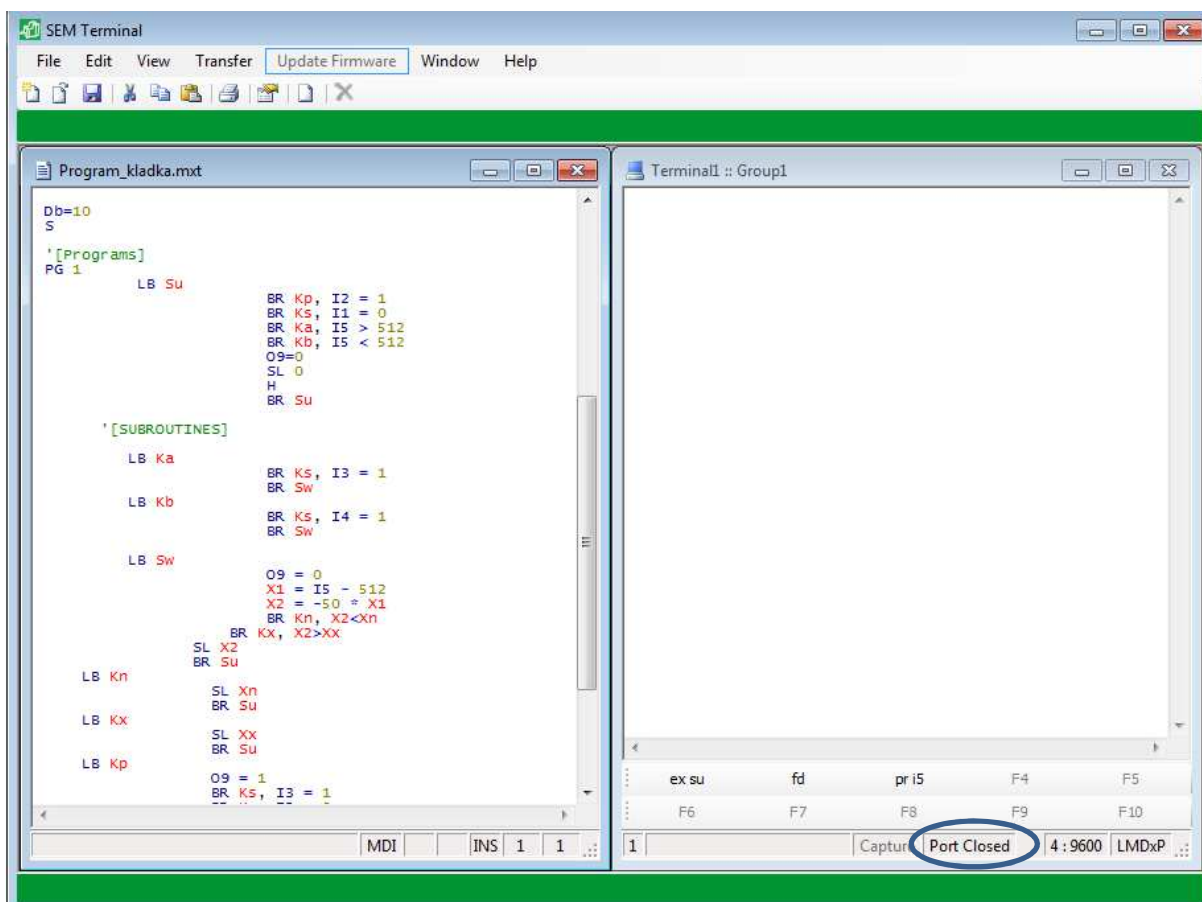
Seznam použitých elektrotechnických komponent je součástí přílohy této práce.

6.3 PROGRAMOVÁNÍ POHONU

Pro naprogramování lineárního pohonu MDrive 23, stahování či nahrávání programu do jeho paměti nebo jeho vymazání je nutné mít v počítači nainstalované vývojové prostředí SEM Terminal a také ovladače k převodníku MD-CC4 (instalační soubory viz příloha). Při odpojování platí opačný postup. Toto pravidlo je důležité a je ho nutné dodržovat, v opačném případě dojde ke zničení řídicí elektroniky pohonu. Pro úspěšné spárování je nutné otevřít komunikační port („Port open“) dvojitým poklepáním myši na tlačítko „Port closed“ v dolní části dialogového okna „Terminal1“ viz Obr. 42. Po úspěšném spárování se v dialogovém

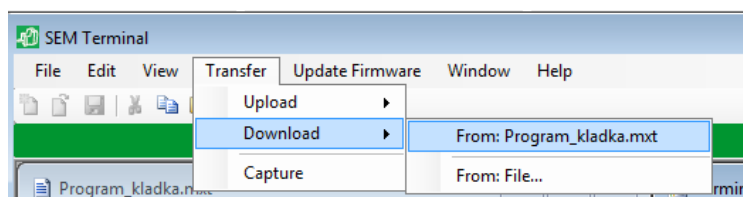


okně zobrazí zpráva „Copyright © 2010 Schneider Electric Motion USA“. Podrobný návod na instalaci softwaru a spárování pohonu je k dispozici na webových stránkách výrobce. [6]



Obr. 42 Hlavní okno programu SEM Terminal

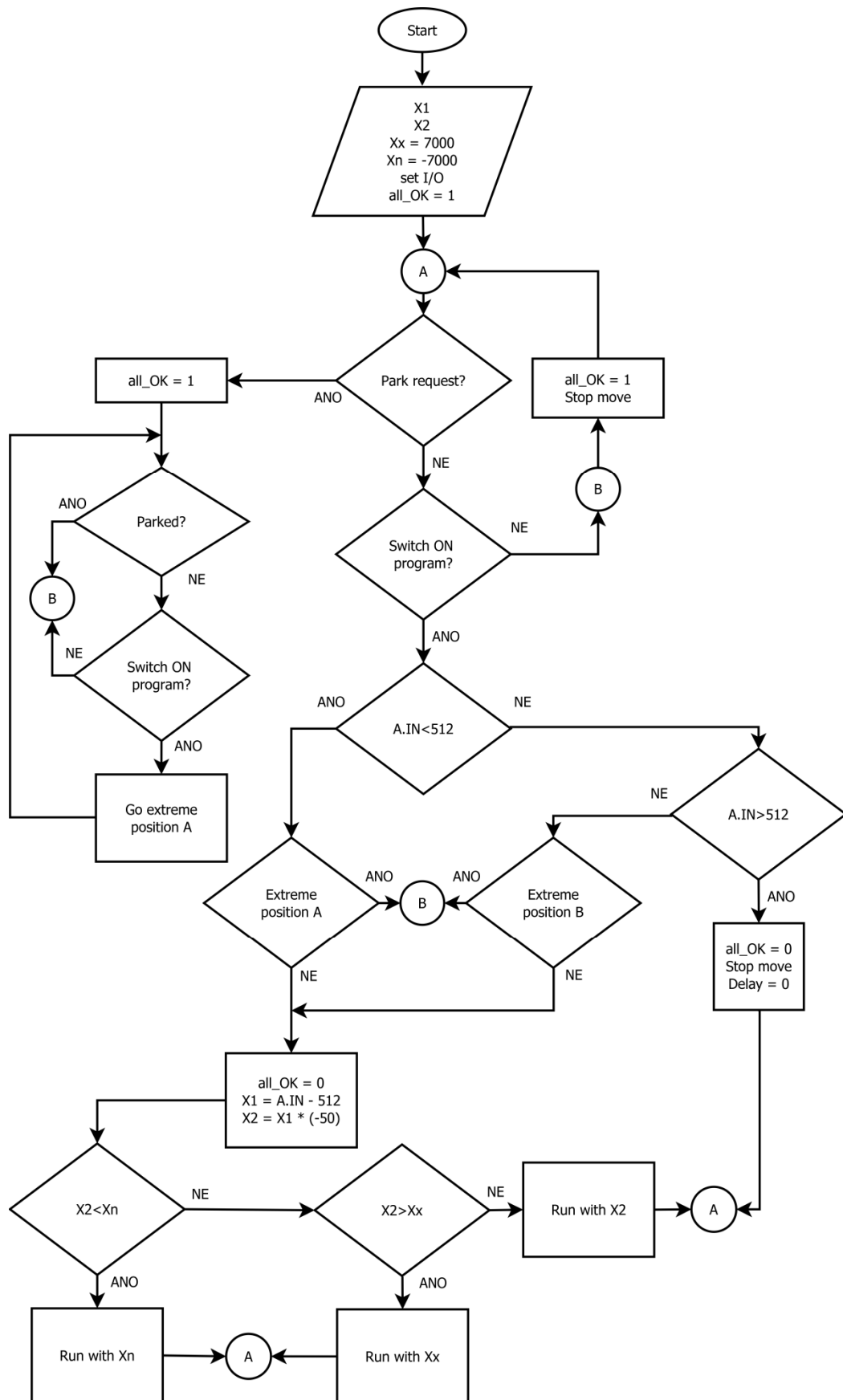
Postup při stahování programu do řídicí jednotky pohonu znázorňuje Obr. 43.



Obr. 43 Postup při stahování programu do jednotky pohonu

6.3.1 VÝVOJOVÝ DIAGRAM

Psaní každého programu začíná návrhem vývojového diagramu (Obr. 44), který graficky znázorňuje jednotlivé kroky algoritmu. To napomáhá při zápisu zdrojového kódu.



Obr. 44 Vývojový diagram



6.3.2 ZDROJOVÝ KÓD

Je psaný programovacím jazykem MCode určeným speciálně pro lineární pohony MDrive pomocí integrovaného textového editoru ve vývojovém prostředí SEM Teminal (viz příložený soubor s názvem Mcode.pdf, který obsahuje výčet všech příkazů jejich popis a názorné ukázky použití). V této kapitole je funkční algoritmus přepsán do zdrojového kódu s poznámkami a významem jednotlivých příkazů.

Na začátku programu jsou nastaveny parametry vstupů a výstupů, analogového vstupu, počet kroků motoru, maximální proudy atd.

6.3.3 PRINCIP FUNKCE PROGRAMU

Regulace je postavena na základě velikosti napětí na analogovém vstupu lineárního pohonu. Tento vstup je opatřen analogově digitálním převodníkem s rozlišením 10 bitů a je nastaven na rozsah vstupujícího napětí 0-10V. Při digitalizaci je napěťový signál nejprve navzorkován 10-bitovým převodníkem, což znamená, že signál bude mít konečný počet vzorkovacích úrovní. V mém případě je to $2^{10} = 1024$ úrovní. Takže hodnota 1024 odpovídá napětí 10V a polovina 512 odpovídá napětí 5V. Regulace je tedy nastavena tak, aby výstupní napětí ze snímače síly, respektive hodnota A/D převodníku byla 5V respektive 512.

Regulaci tvoří tři jednoduché příkazy. Vysvětlím to na příkladu. V prvním případě bude hodnota A/D převodníku $I_5 = 500$, pak dle vztahu (14) bude do proměnné X_1 uložena hodnota -12. V následujícím kroku programu je do proměnné X_2 uložena hodnota součinu rychlostní konstanty -50 a proměnné X_1 , kde právě tato zvolená konstanta určuje počáteční rychlost pohonu, tedy v případě že $X_1 = 1$ bude počáteční rychlost -50 kroků/s.

$$X_1 = I_5 - 512 = 500 - 512 = -12 \quad (14)$$

$$X_2 = -50 \cdot X_1 = (-50) \cdot (-12) = 600 \quad (15)$$

Motor se tedy začne otáčet s rychlostí 600 kroků/s.

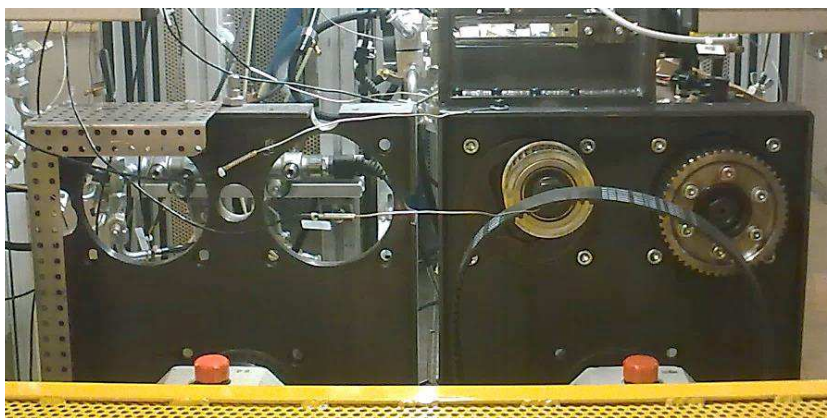
V druhém případě bude hodnota A/D převodníku 524. Pak dle vztahů (14 a 15) je výsledná hodnota -600. Motor se v tomto případě začne otáčet s rychlostí -600 kroků/s. Z výpočtu dále plyne, že čím více se bude hodnota napětí analogového vstupu blížit 5V, tím se bude rychlost otáčení motoru zmenšovat. Naopak čím více se bude velikost napětí vzdalovat 5V, tím bude rychlost motoru větší. Regulace je u konce tehdy, když $I_5 = 512$, pak dle (14) $X_1 = 0$ a dle (15) $X_2 = 0 \Rightarrow$ motor se zastaví.

Zdrojový kód je součástí vložené přílohy.



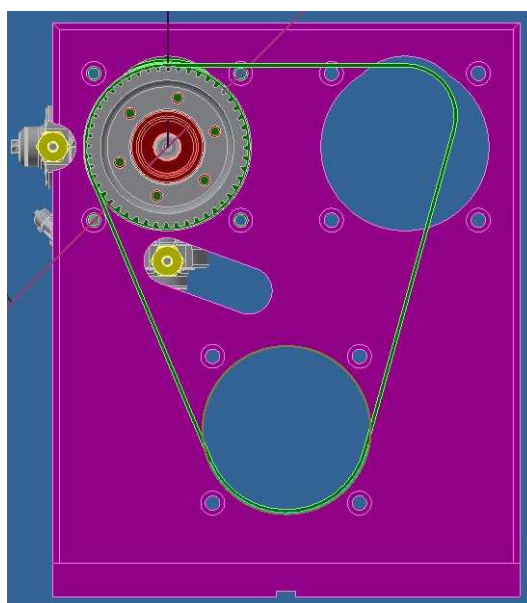
7 VÝVOJ KONSTRUKCE NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Při navrhování mechanismu napínacího zařízení je nutné si nejprve uvědomit jaké omezení a požadavky plynou ze zadání. V první řadě jsou to rozměrové možnosti omezující umístění výsledné konstrukce. Za další musí být zachována univerzálnost testovacího přípravku pro pravotočivá i levotočivá čerpadla, proto musí konstrukce napínáku umožnit pravostrannou i levostrannou montáž. Tento přípravek se takřka výhradně používá ve dvou-vřetenových stanicích, přičemž mezi upínacími deskami je mezera pouze 2,5 cm (viz Obr. 45). Z toho plyne, že celý napínací mechanismus by měl být umístěn nejlépe na horní hraně upínací desky.



Obr. 45 Umístění dvou upínacích přípravků vedle sebe

Při návrhu je třeba počítat také s tím, aby základna nebo napínací mechanismus nezasahovaly do čerpadla. Je třeba brát v úvahu to, že čerpadlo občas přesahuje obrys upínací desky jako například na Obr. 46, kdy čerpadlo přesahuje vlevo. Zrovna tak může přesahovat i nahore.



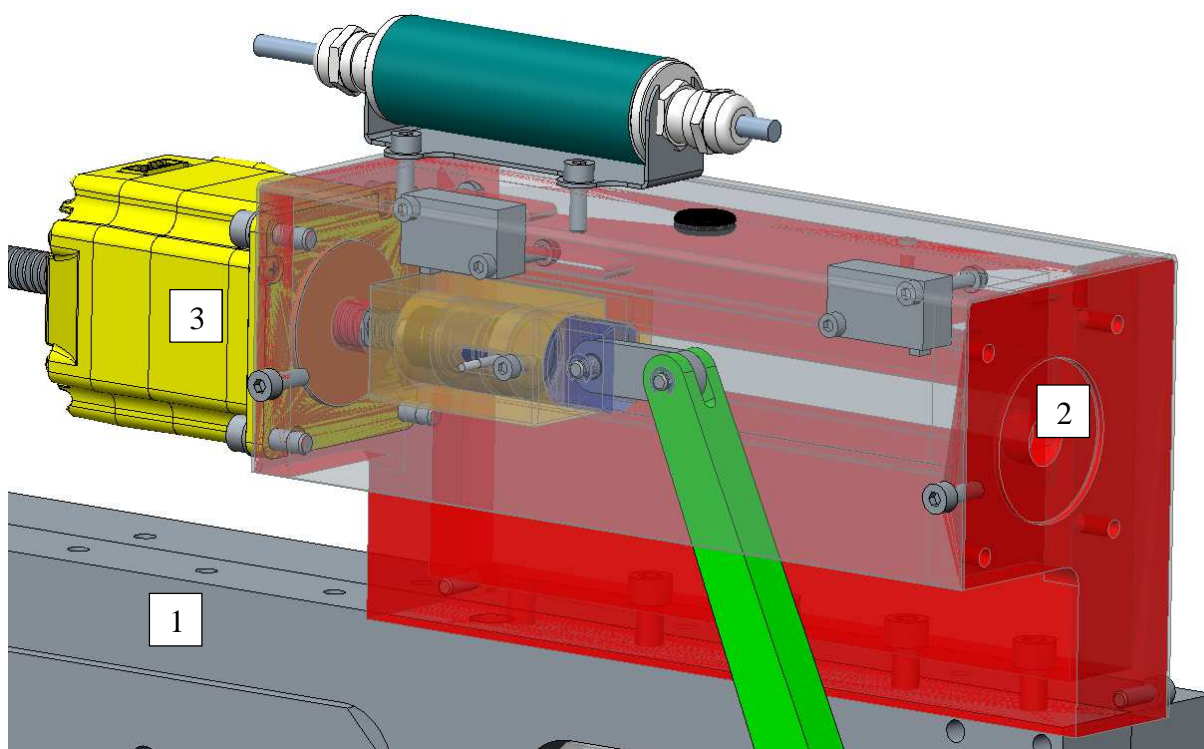
Obr. 46 Příklad možného upnutí čerpadla



Dle požadavků zákazníka je potřeba testovat čerpadlo s různě natočenými vysokotlakými hlavami. Proto musely být do upínacího přípravku vyfrézovány otvory, viz obrázky výše, kterými jsou vedena vysokotlaká potrubí přitažená maticemi (na Obr. 46 žluté barvy) k vysokotlakým hlavám. Je tedy nutné navrhnout konstrukci tak, aby do těchto otvorů nezasahovala a nikde nedocházelo ke kolizím s částmi vysokotlakého čerpadla.

7.1 PRVNÍ VARIANTA MODELU SESTAVY

Dle výše uvedených požadavků a cílů jsem za pomoci 3D modeláře (Creo 2.0), navrhnul konstrukci napínacího mechanismu, viz Obr. 47.



Obr. 47 Model napínacího zařízení

Základní upínací prvek tvoří základna (2), detail viz Obr. 48 a). Skládá se ze čtyř ocelových plechů svařených k sobě, je vyrobena symetricky vůči středové rovině, čímž je zachována univerzálnost celého zařízení. K upínacímu přípravku (1) je přitažen čtyřmi šrouby do vyvrtaných závitových děr. V rámu je vyfrézována drážka (lineární vedení) pro pohyb lineárního vozíku a v obou čelech jsou vyvrtány otvory k průchodu pohybového šroubu a k uchycení lineárního pohonu (3). V horní části jsou ještě vyfrézovány drážky pro volitelné umístění koncových mikrospínačů.

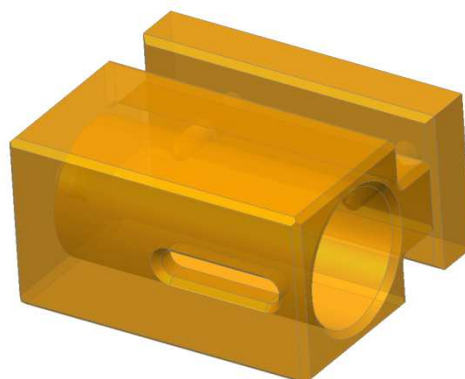
Spojovacím prvkem mezi pohybovým šroubem (4) a napínací pákou (5) je sestava lineárního vozíku viz Obr. 49. Skládá se z lineárního vozíku, viz Obr. 48 b) s vyfrézovanou slepou dírou,



do jejíhož dna působí z jedné strany síla od pohybového šroubu a z druhé strany působí přes silový snímač (6) a pružinu (7) síla od napínací páky.



a) Základna s lineárním vedením



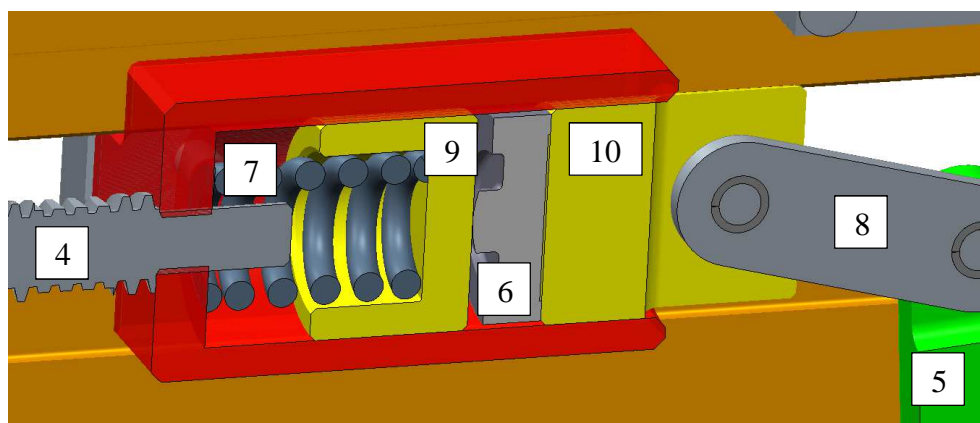
b) Lineární vozík

Obr. 48 Lineární pohybová jednotka

Z důvodu kruhové trajektorie upínacího oka napínací páky, je nutné do systému přidat ojnici (8), jenž tvoří spojovací prvek mezi rotačním pohybem napínací páky a translačním pohybem lineárního vozíku a zaručí tak správnou funkci celého kinematického mechanismu.

Silový snímač je uložen mezi dvěma broušenými písty (9,10), viz Obr. 49, které jsou pohyblivě uloženy ve válcové díře lineárního vozíku. Zaručují tak kolmý styk se snímačem síly, který je nutný pro výslednou přesnost měření.

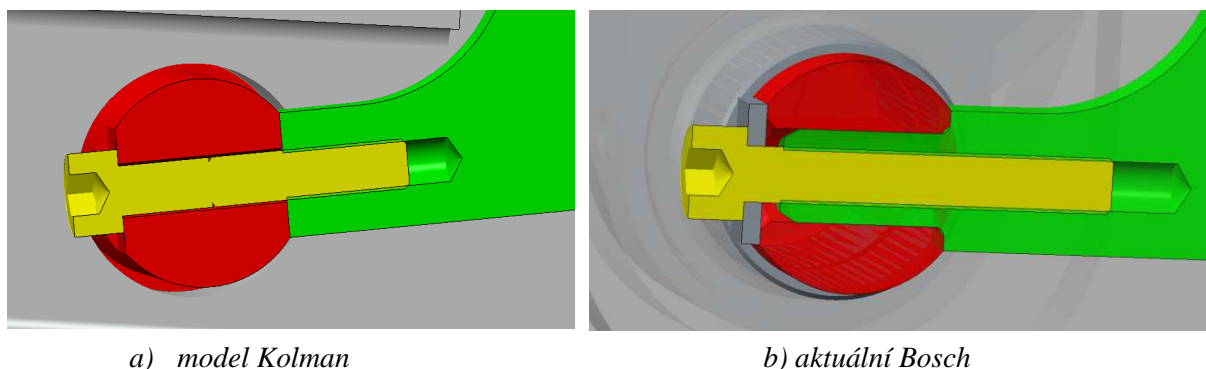
Do řetězce je také vložena pružina s tuhostí $R=109$ N/mm, z důvodu ochrany snímače před přetížením způsobeným přeskočením zubů řemene a také před silovými rázy způsobenými zatížením čerpadla.



Obr. 49 Sestava lineárního vozíku



Nejdůležitější a také nejproblematictější součástí je naklápěcí páka. Při jejím navrhování jsem vycházel z CAD dat umístěných v příloze k diplomové práci Ing. Kolmana. Byla zde nevhodně tvarovaná napínací páka. Této chyby jsem si všiml až při montáži, jejíž problém tkvěl ve spojení páky s naklápěcím hřídelem a tvaru zakončení, kde podle modelu Ing. Kolmana bylo spojení dle Obr. 50 a). Aktuálně používaný způsob uložení páky v hřídeli je na Obr. 50 b).

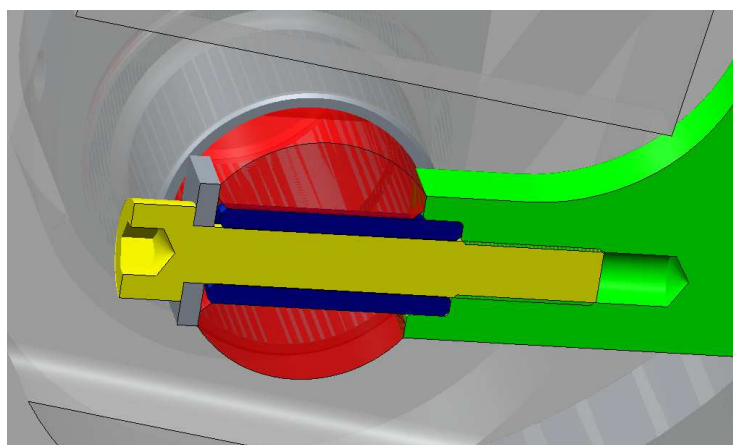


a) model Kolman

b) aktuální Bosch

Obr. 50 Spojení napínací páky s hřídelí

Jelikož jsem měl již zarezervovanou zkušební stanici⁴ a potřeboval jsem začít s testováním mého zařízení, provedl jsem, za pomoci místního soustružníka, provizorní úpravu napínací páky, viz Obr. 51. Nechal jsem vysoustružit dutý váleček o vnějším průměru 10 mm a vnitřním 6 mm. V páce jsem nechal vyvrtat vřetovou díru a váleček do ní nalisoval. Tím jsem docílil vhodnějšího spojení páky s hřídelí a mohl začít s testováním.



Obr. 51 Provizorní řešení uložení napínací páky v hřídeli

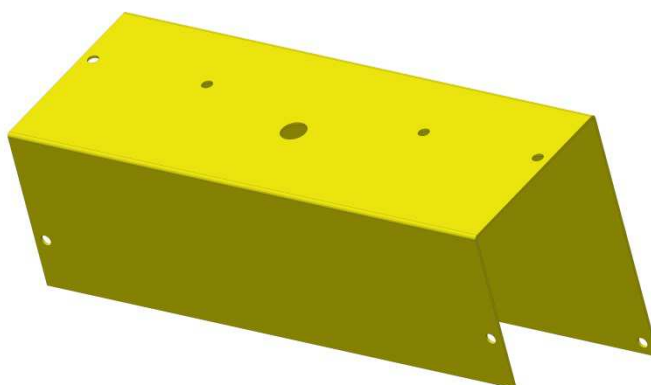
Zakončení napínací páky jsem ihned v mém návrhu opravil a předal nový výkres do výroby. Reálná podoba napínací páky je na Obr. 52.

⁴ Rezervace zkušební stanice může trvat v dobém případě čtrnáct dní, nebo v horším případě až tři měsíce.



Obr. 52 Upravená napínací páka

Celé zařízení jsem z důvodu ochrany obsluhy překryl plechovým krytem, viz Obr. 53.



Obr. 53 Kryt

7.2 SILOVÉ POMĚRY NA NAPÍNACÍM ZAŘÍZENÍ

Jelikož maximální síla pohonu je dle rovnice (9) rovna $F_{axial} = 462 - 539 \text{ N}$ je nutné zkontrolovat, zda při maximálním napnutí řemene $F = 1250 \text{ N}$ nedojde k jejímu překročení.

Podmínka, která musí být splněna:

$$F_{axial} > F'_s \quad (16)$$

Jestliže platí:

$$\gamma = 9^\circ \quad (17)$$

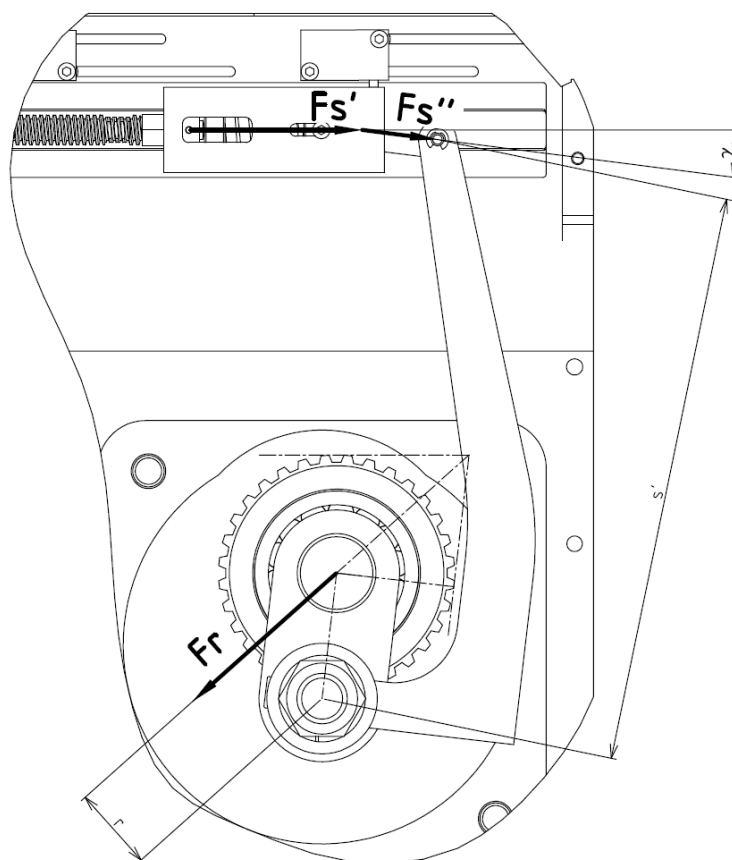
$$s' = 180 \text{ mm} \quad (18)$$

$$r = 28 \text{ mm} \quad (19)$$

a dle rovnice (4) je

$$F_R = 1990 \text{ N}, \quad (20)$$

pak dle Obr. 54 byly za pomoci momentové podmínky a goniometrických funkcí sestaveny následující rovnice:



Obr. 54 Silové poměry na napínacím zařízení při mezním napnutí řemene

$$F_s'' = \frac{F_R \cdot r}{s'} = \frac{1990 \cdot 28}{180} \cong 310 \text{ N} \quad (21)$$

$$F_s' = \cos \gamma \cdot F_s'' = \cos 9^\circ \cdot 310 = 306 \text{ N} \quad (22)$$



$$539 N > 306 N \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (23)$$

Z kontrolního výpočtu plyne, že i při mezním stavu napnutí řemene, pro který je pohon dimenzován, nedojde k přetížení pohonu.

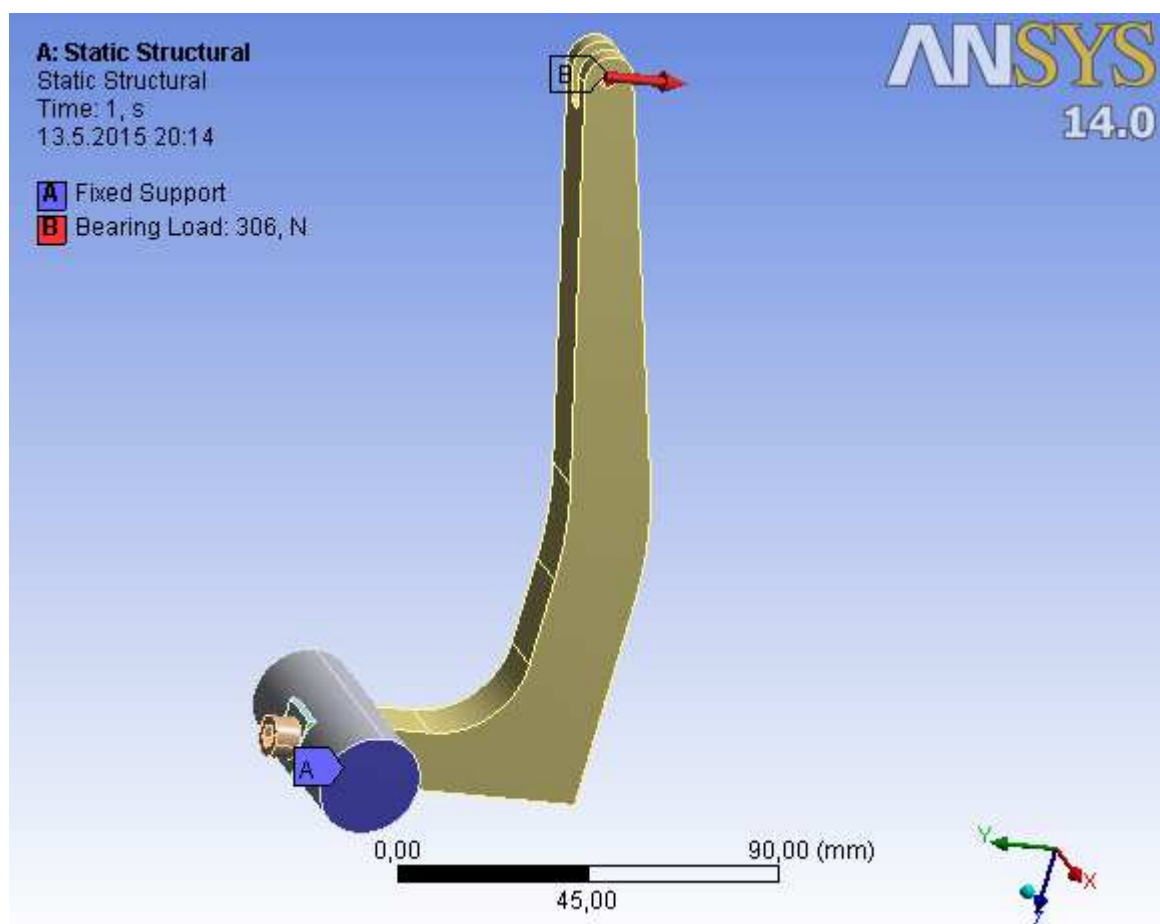
Napnutím řemene mezní silou $F = 1250 N$ dojde k vychýlení napínací páky o úhel $\gamma = 9^\circ$. Tím dojde ke změně délky ramena r na $28 mm$ a ve výsledku i ke zmenšení napínací síly F'_s .

Součástí přílohy je podrobný výpočet bezpečnosti napínací páky k meznímu stavu pružnosti, který je rozebrán v následující kapitole. Dále také výpočet třecího šroubového spoje základny s upínacím rámem a výpočet čepového spoje ojnice s napínací pákou.

7.3 SIMULAČNÍ ANALÝZA NAPÍNACÍ PÁKY

Napínací páka je nejvíce namáhanou součástí celé sestavy a proto je nutno analyzovat maximální napětí, která v páce působí a následně určit bezpečnost v těchto místech. Nejvyšší napětí je předpokládáno v místě vrubu, konkrétně v místě přechodu obdélníkového průřezu na kruhový. Za pomoci simulačního programu, určeného pro analýzy s využitím metody konečných prvků, jsem zatížil sestavu tvořenou napínací pákou, částí naklápacího hřídele, šroubem a čtverhrannou podložkou statickou silou $F'_s = 306 N$, viz Obr. 55, a zjistil maximální napětí v tomto místě.

Materiál napínací páky jsem na doporučení konstruktéra z firmy Bosch Diesel volil konstrukční ušlechtilou ocel 1.7131 (14 220, 16MnCr5). V simulátoru je nejprve nutné nastavit materiálové vlastnosti, modul pružnosti v tahu $E = 206 GPa$, hustota materiálu $\rho = 7850 kg/m^3$, Poissonovo číslo $\nu = 0,3$, mez kluzu $R_e = 840 MPa$, mez pevnosti $R_m = 1100 MPa$. Pro síť jednotlivých těles sestavy jsem použil hexa prvek o velikosti $0,5-2 mm$. Mezi jednotlivými tělesy je zvolen třecí kontakt se součinitelem tření $f = 0,13$ a kontakt mezi šroubem a závitovým otvorem je volen jako pevný (bounded).



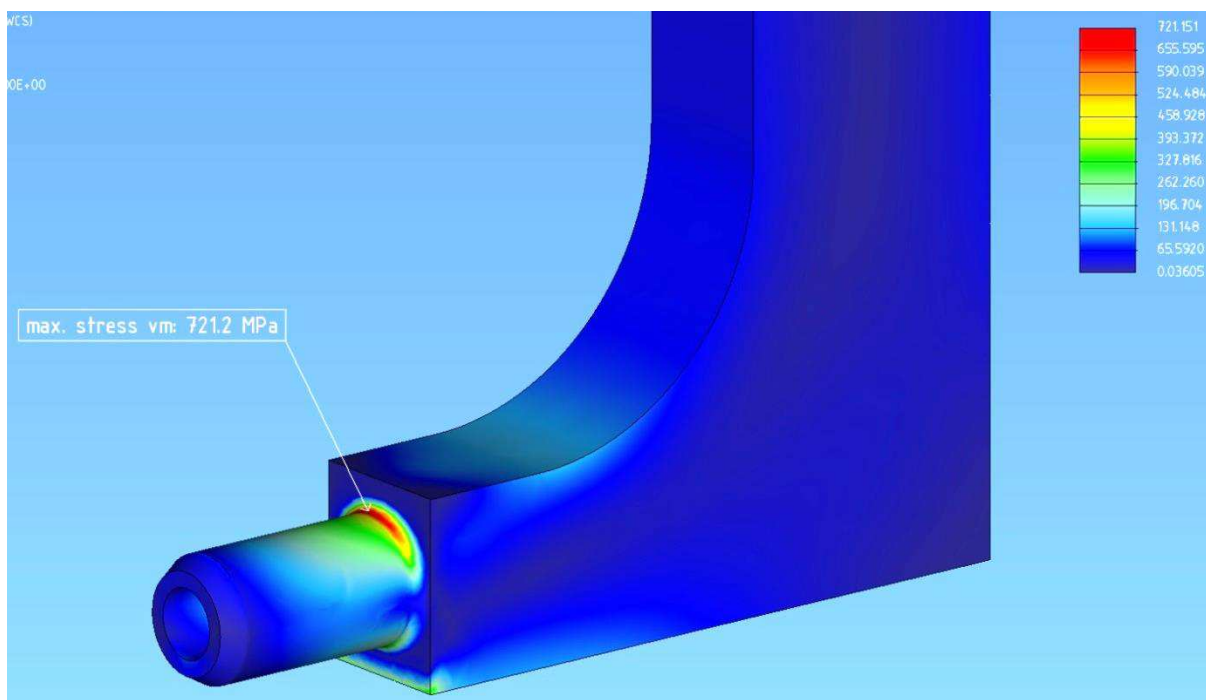
Obr. 55 Zatížení napínací páky silou F_s'

Na obrázku 58. je výsledek statické analýzy, kde maximální prohnutí páky je $1,3 \text{ mm}$ a redukované napětí v místě vrubu dle podmínky HMM (Von Mises) je

$$\sigma_{red} = 721,2 \text{ MPa}, \quad (24)$$

pak bezpečnost k meznímu stavu pružnosti je

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{840}{731} = 1,16. \quad (25)$$



Obr. 56 Redukované napětí (Von Mises) v místě vrubu

Z následující nerovnosti

$$\sigma_{red} < R_e \quad (26)$$

plyne, že materiál je ve stavu pružném, čili nedojde plastickým deformacím, nebyl dosažen mezní stav pružnosti, bezpečnost

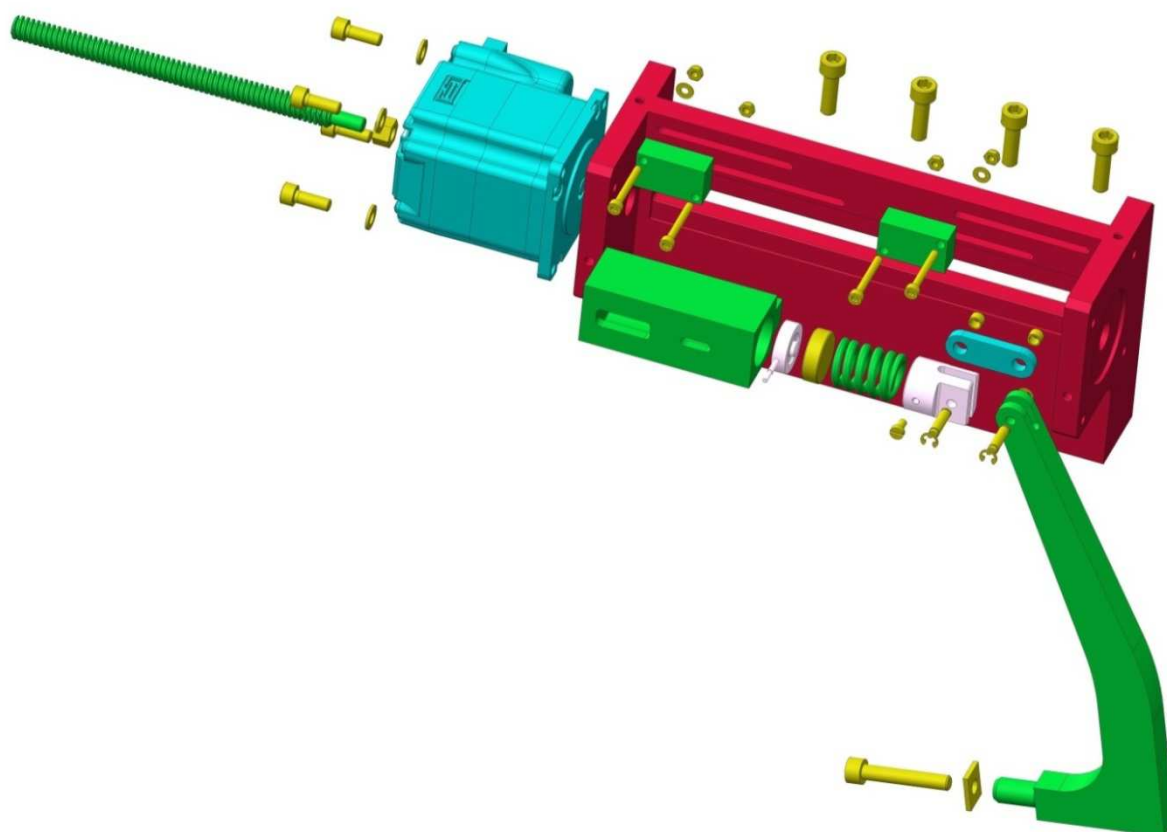
$$k_k > 1, \quad (27)$$

a tudíž toto řešení vyhovuje za předpokladu statického zatížení i při mezním napnutí řemene.

Veškeré výpočty byly prováděny výpočtovým softwarem Mathcad a jsou umístěny v elektronické příloze.

7.4 FINÁLNÍ SESTAVA

Jelikož při oživování a sestavování zařízení vyvstaly problémy, viz níže, bylo nutné část návrhu přepracovat. Na obr. 59 je vidět rozpad součástí napínacího zařízení s popisem hlavních komponent.



Obr. 57 Rozpad jednotlivých dílů napínacího zařízení

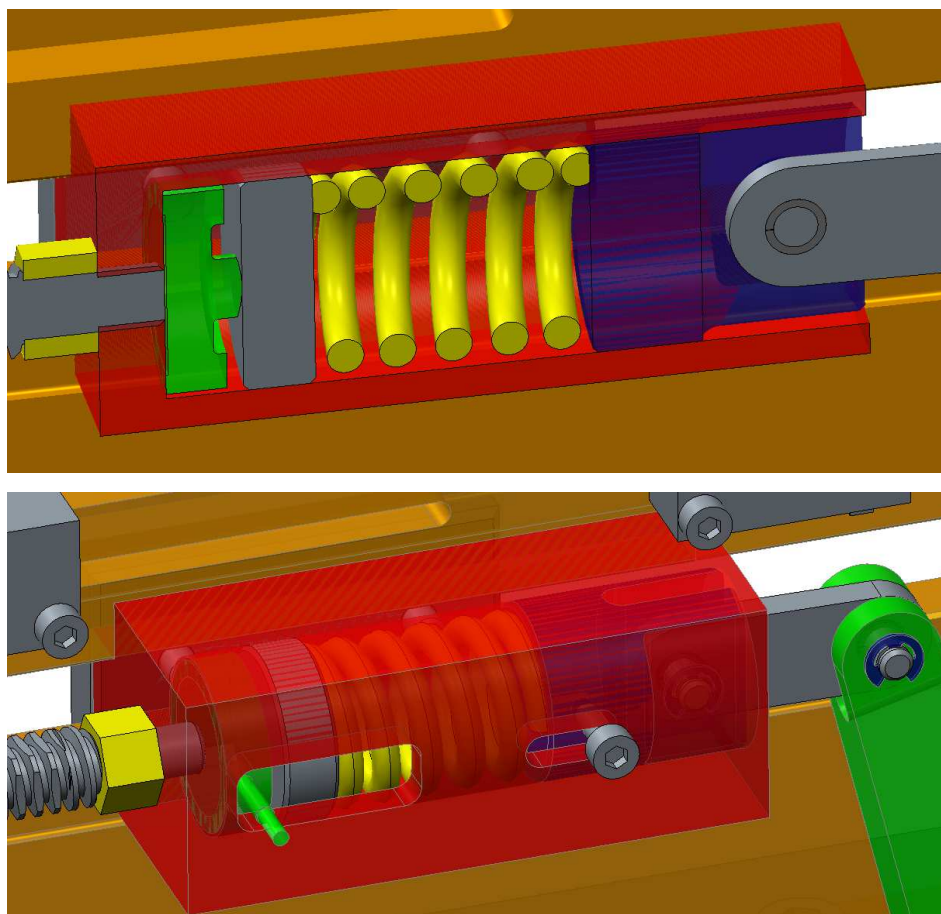
Při prvním testování zařízení docházelo i přes všechny úpravy programu ke značným odchylkám a skokům v průběhu síly v řemeni vůči referenční hodnotě PWG. Zjistil jsem, že problém tkví v tuhosti pružiny. Tuhost pružiny jsem volil přibližně stejnou, jako u stávajícího řešení. Tato pružina však byla napočítaná na délku ramene $s = 67,5 \text{ mm}$. Moje páka má však délku $s' = 180 \text{ mm}$, což je přibližně 2,66 x větší hodnota. Tudiž i tuhost pružiny jsem vynásobil tímto koeficientem, čili výsledná tuhost pružiny je přibližně 280 N/mm . Tato úvaha se po dalším testování potvrdila. Přesnost regulace se zvýšila a dříve „trhavý“ pohyb napínací páky při zatížení se ustálil.

Pružinu tak malých rozměrů o poměrně vysoké tuhosti vyrábí firma Hennlich a řadí se do sekce nástrojových pružin s velmi vysokým zatížením. Vybral jsem dva typy pružin, červenou s tuhostí 216 N/mm pro síly v řemeni do 800 N a žlutou pro napjatost do 1250 N s tuhostí 293 N/mm . Průměr pružin vyhovoval navržené konstrukci, avšak jejich délka narostla o $4,5 \text{ mm}$, díky čemuž se řemenice napínací páky při maximálním možném vychýlení nedostala do takové pozice, aby na ni bylo možné navléci ozubený řemen. Proto jsem musel posunout celý napínací mechanismus o 10 mm směrem k čerpadlu převrtáním děr na základně.

Použití delší pružiny znamenalo přepracovat konstrukci sestavy lineárního vozíku, kde jsem oproti předchozímu řešení zvolil výhodnější rozmístění komponent, zejména umístění silového snímače. V předchozí konstrukci byl umístěn pohyblivě, viz Obr. 49, což mělo za následek otírání přívodního kabelu o stěnu drážky. To by časem vedlo ke zničení kabelu,



zároveň to znamenalo komplikovanou montáž a demontáž snímače v lineárním vozíku. V novém řešení je umístěn nepohyblivě na dně otvoru lineárního vozíku, viz Obr. 58.



Obr. 58 Nová podoba sestavy lin. vozíku

Snímač se vloží vyfrézovaným oknem, viz Obr. 59, uvnitř se vytočí do pracovní polohy a přitlačí se do dna lineárního vozíku. Dříve jsem byl nucen pracně rozpojit přívodní kabel od zesilovače ke snímači a celý jej protáhnou úzkou drážkou, nyní jej lze snadno vložit i vyjmout. Do pinu snímače se opře tlačný píst, na který přes nově navrhnoutou pružinu působí síla od napínací páky.



Obr. 59 Montáž silového snímače



Poslední úpravou bylo vylepšení uchycení zesilovače Burster 9236. Původně jsem měl snímač a zesilovač umístěn blízko sebe tak aby velice slabý signál (mV) šel po co nejkratším vedení do zesilovače. Zesilovač byl umístěn přímo na horní hraně napínacího zařízení, avšak toto umístění nebylo vhodné, jelikož docházelo ke kolizím s přívodními hadicemi a také při montáži je mohl mechanik poškodit klíčem. Proto jsem pro uchycení snímače použil ocelového drážku s gumovou vložkou a T-šroubem (viz obr) k uchycení do profilované konstrukce zkušební kabiny. Snímač je navíc dodáván s přívodním kabelem o délce 1200 mm, takže jej je možno umístit i vně zkušební kabiny, například dle Obr. 60.



Obr. 60 Umístění zesilovače Burster 9236

Kompletní výkresová dokumentace v tištěné podobě je vložena do této práce a 3D model je součástí přílohy práce.

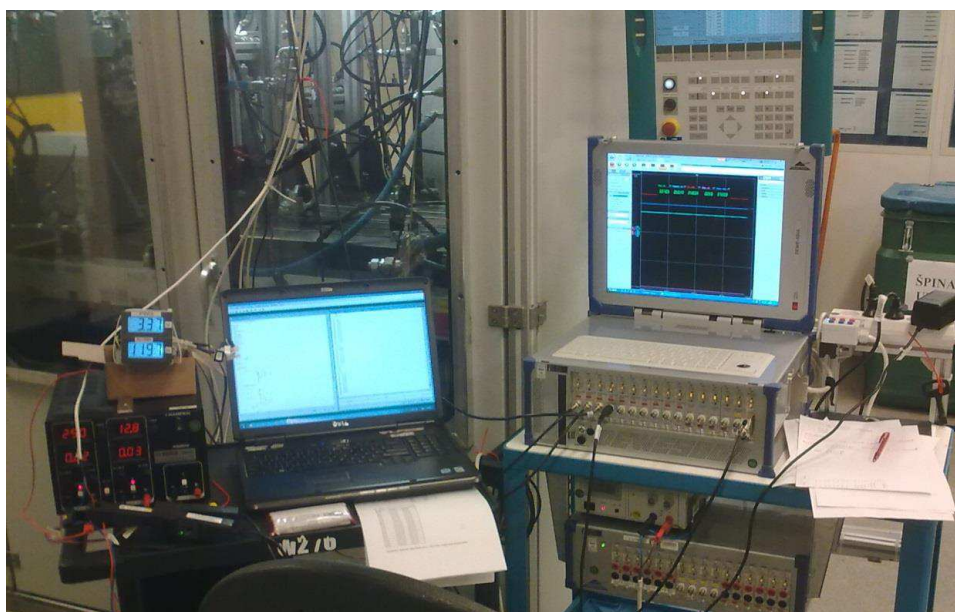


8 REALIZACE A TESTOVÁNÍ NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Jedním z cílů této práce bylo provést měření a testování na prototypu automatického napínacího zařízení. V této kapitole jsou popsány testy, které jsem na zařízení provedl, důvody a vyvozené závěry. Pro testování zařízení při reálném provozu jsem si vybral testovací program PDL 4000 (viz Graf 1). V průběhu testování jsem měřil a zaznamenával řídicí napětí (PWG), napěťový signál ze snímače síly (Feedback), celkový odběr pohonu, otáčky čerpadla a tlak vysokotlakého zásobníku. K měření i zaznamenávání dat jsem používal vícekanálový měřicí přístroj Dewetron, viz Obr. 61.



Obr. 61 Vícekanálový měřicí přístroj Dewetron



Obr. 62 Měřicí sestava



8.1 OŽIVENÍ A SEŘÍZENÍ NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Mechanik mi pomohl s instalací upínacího přípravku s napínací kladkou a čerpadlem CP 4 do zkušební stanice. Poté jsem vložil snímač do lineárního vozíku a připojil veškerou elektroniku (napájení motoru, komunikace s počítačem s řídicím modulem). Bylo třeba seřídít koncové mikrospínače tak, aby bylo možno v parkovací poloze nasadit ozubený řemen, ověřit jejich správnou funkci nahráním a spuštěním programu ještě bez nasazeného řemene. Poté jsem nasadil řemen a začal jsem postupně, navyšováním řídicího napětí PWG, zvyšovat napínací sílu.

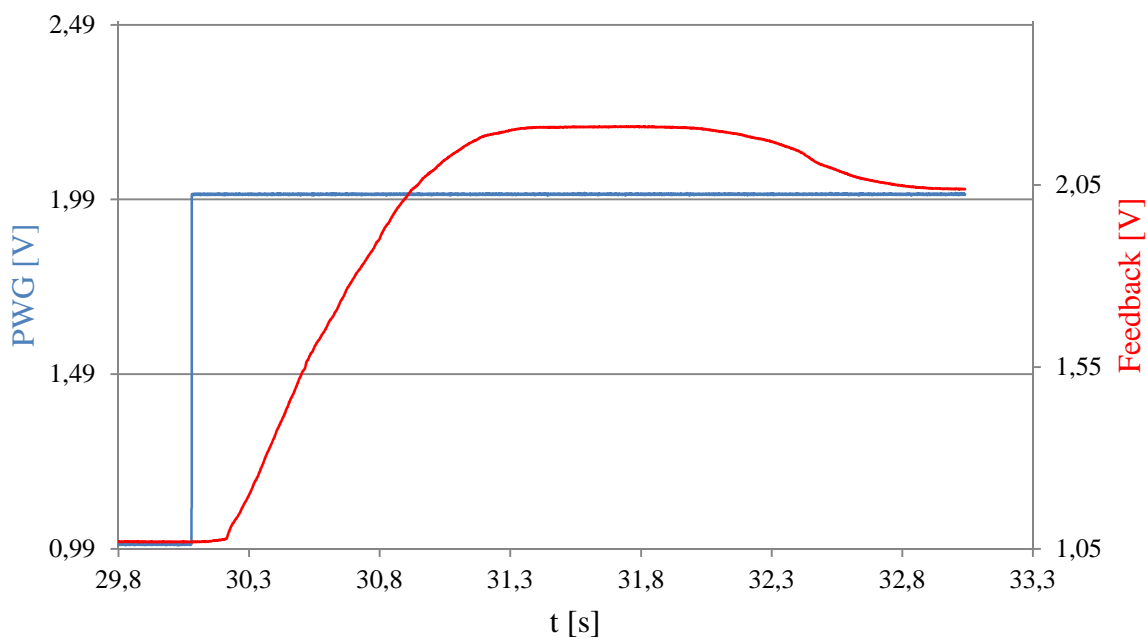
Při prvním zapnutí jsem musel seřídít panelový voltmetr ukazující sílu v řemeni (Obr. 63). Ten je připojený přímo na signál ze snímače síly, který lze pomocí děliče napětí upravit tak, aby se na displeji zobrazovala hodnota síly v řemeni. Nastavení požadovaného poměru děliče se děje otáčením potenciometru umístěném pod zadním krytem voltmetru. Přesný návod je následující: pomocí přístroje Gates 505C zjistím reálnou sílu v řemeni a tu nastavím i na voltmetru. Nevýhodou tohoto řešení zobrazení napínací síly je to, že pohybem napínací páky dochází ke změně délky ramena r a tím ke změně nastaveného poměru. Proto je výhodné nastavit poměr děliče na hodnotu síly v řemeni $F = 900 \text{ N}$, protože při dlouhodobých zkouškách čerpadel je tato síla zpravidla nejpoužívanější.



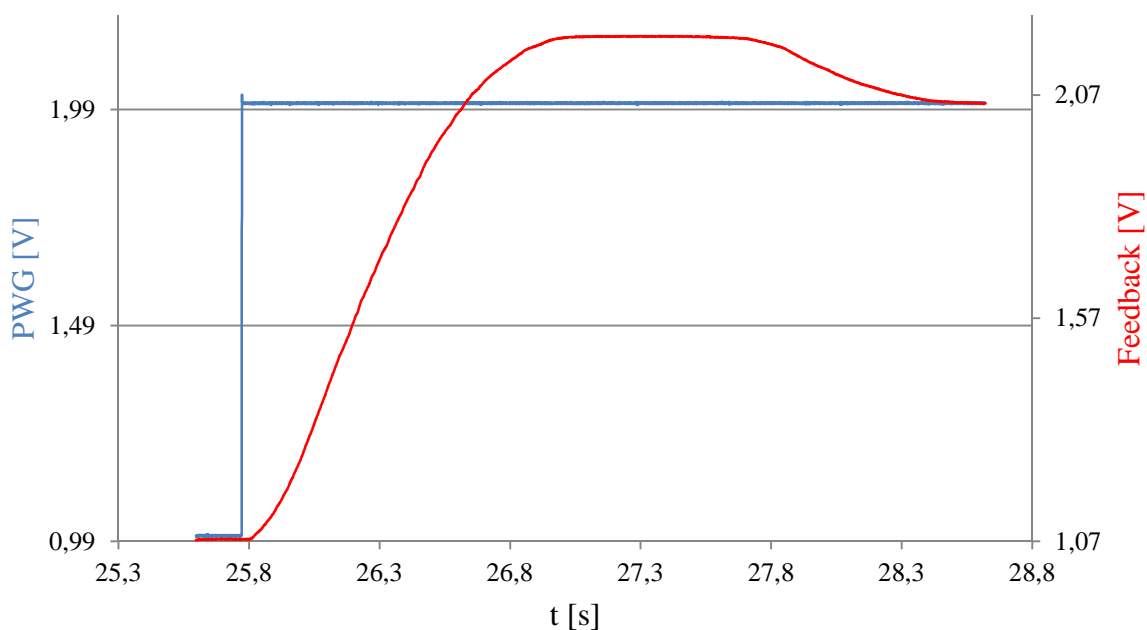
Obr. 63 Digitální panelový voltmetr

8.2 RYCHLOST REAKCE POHONU NA SKOKOVOU ZMĚNU NAPÍNACÍ SÍLY

Rychlost reakce pohonu lze nastavit rychlostní konstantou ve zdrojovém kódu programu, viz kapitola 6.3.2. Graf 4 znázorňuje průběh naměřený průběh reakce pohonu na skokovou změnu PWG o 1V při nastavené konstantě -100. Jak je patrné z grafu regulační křivka nejprve přesáhne řídicí napětí a poté ho dorovná, což může mít negativní vliv na výsledek dlouhodobé zkoušky, jelikož by síla v řemeni rázově narostla nad maximální mez únosnosti kluzných ložisek čerpadla. Celková doba reakce je v tomto případě 2,75 s.



Graf 4 Rychlost reakce pohonu při konstantě -100

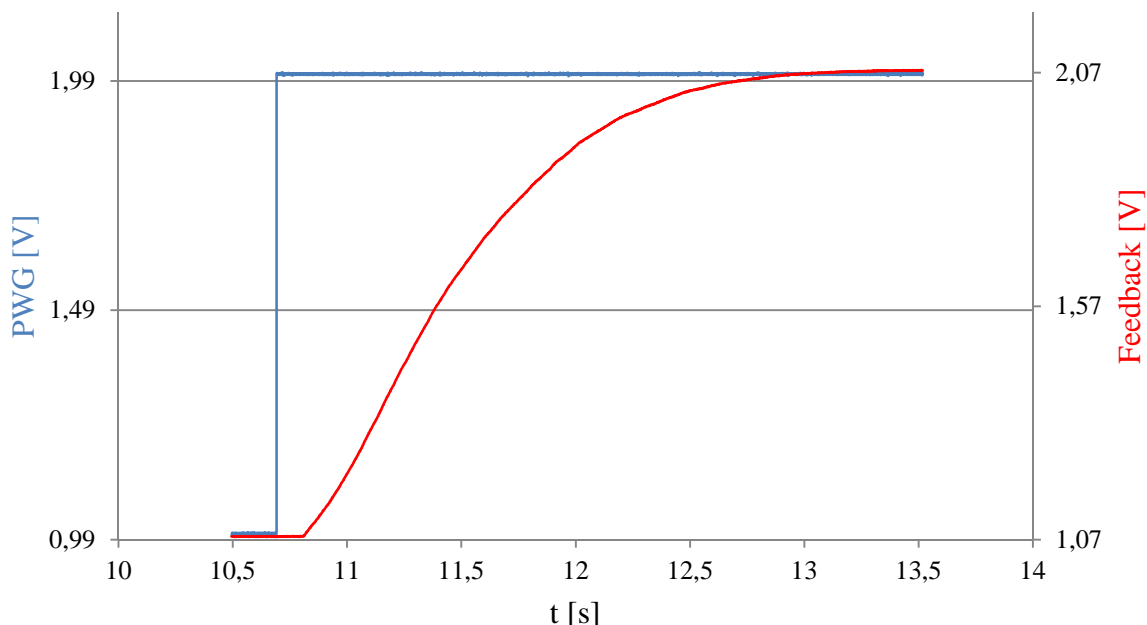


Graf 5 Rychlost reakce pohonu při konstantě -75

Graf 5 znázorňuje stejnou situaci, jen s rozdílnou konstantou -75 . V tomto případě je doba reakce $2,86$ s, avšak přesahující vlna je zde stále značná.



Následující Graf 6 znázorňuje řešení, při nastavené konstantě -50 . Regulační se křivka se asymptoticky blíží k řídicímu napětí PWG, doba reakce se tím zkrátila na $2,4$ s. Toto řešení je ze všech nejlepší a pro další testování již budu používat rychlostní konstantu -50 .

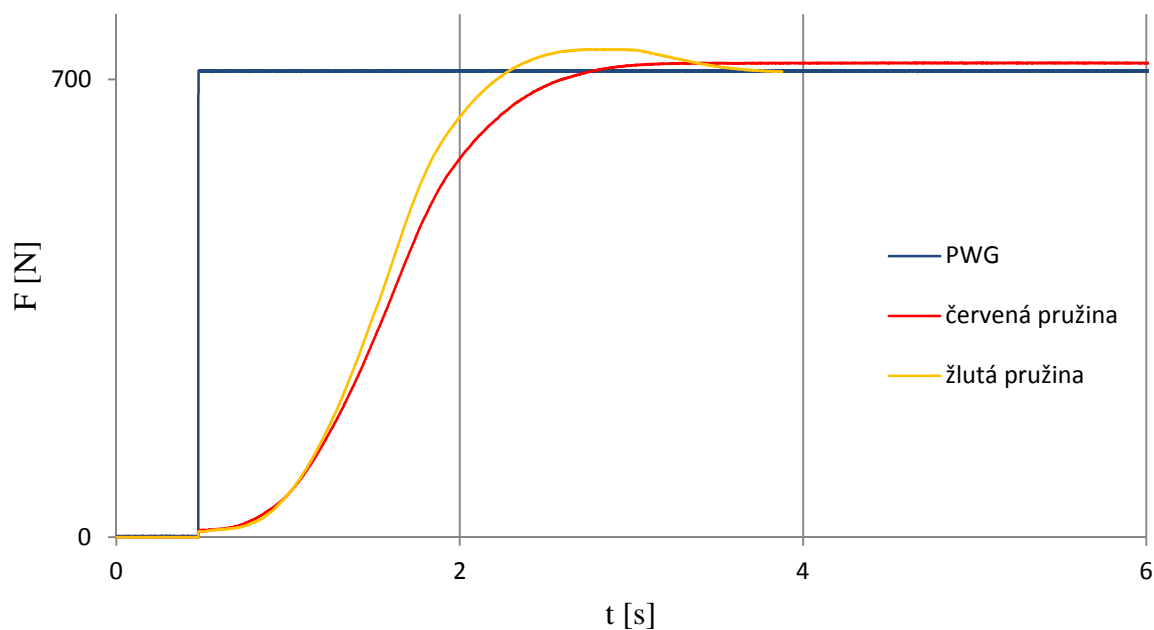


Graf 6 Rychlost reakce pohonu při konstantě -50

Tímto testem jsem ověřil, jak rychle dokáže pohon při skokové změně signálu PWG nastavit požadovanou sílu v řemeni. Důvodem tohoto testu bylo splnění dalšího bodu zadání, což bylo navrhnout takové zařízení, aby umožnilo speciální test s proměnnou silou v řemeni za běhu dlouhodobé zkoušky. Z výsledků tohoto měření soudím, že použití zařízení k podobným testům nic nebrání.

Graf 7 představuje průběhy nastavení síly v řemeni $0-700$ N za použití obou navržených pružin a rychlostní konstanty -50 . U průběhu se žlutou pružinou je vidět opět mírné zavlnění způsobené vysokou tuhostí a nepoddajností pružiny, naproti tomu při použití červené poddajnější pružiny je náběh síly plynulý a hladký. Doba nastavení požadované síly, v tomto případě 700 N, je $3,2$ s s červenou a $3,7$ s se žlutou pružinou.

Tímto testem jsem chtěl ukázat rychlost nastavení síly z parkovací polohy. Mé zařízení nastaví sílu v řemeni za necelé 4 s, oproti ručnímu nastavování síly utahováním seřizovacího šroubu a vícenásobné kontrole napjatosti přístrojem Gates 505C.



Graf 7 Rychlost reakce pohonu při použití různě tuhých pružin

8.3 PROUDOVÁ ZÁTĚŽ LINEÁRNÍHO POHONU

Jelikož bude zařízení neustále v provozu, je potřeba znát spotřebu elektrického proudu lineárního pohonu. Proud jsem měřil pomocí proudových kleští připojením na plusový napájecí kabel, viz Obr. 64.



Obr. 64 Měření proudu lineárního pohonu



Pohon má nastavené hodnoty dovoleného maximálního proudu. „Hold current“ pro brždění motoru a „run current“ pro běh motoru. Hodnoty proudu jsou $I_H = 0,16 A$ a $I_R = 0,3 A$. Napájecí napětí pohonu je $U = 24,4 V$. Příkon pohonu při běhu motoru se vypočítá dle následujícího vztahu

$$P_R = U \cdot I_R = 24,4 \cdot 0,3 = 7,32 VA \quad (28)$$

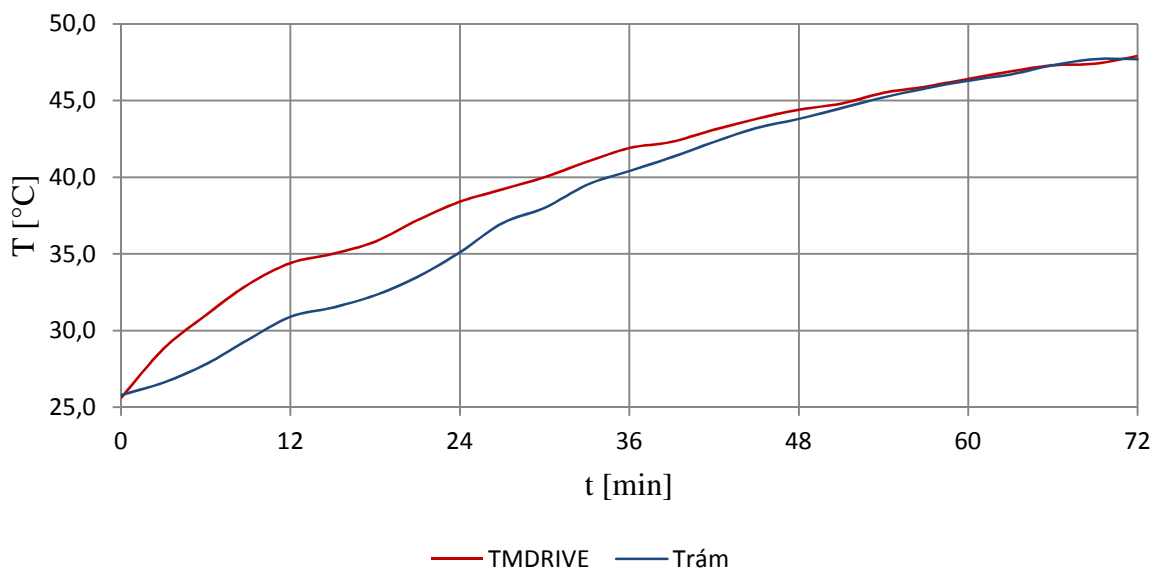
a příkon při brždění

$$P_H = U \cdot I_H = 24,4 \cdot 0,16 = 3,9 VA. \quad (29)$$

Odběr řídicího modulu je v tomto případě zanedbatelný pohybuje se v řádu jednotek mA .

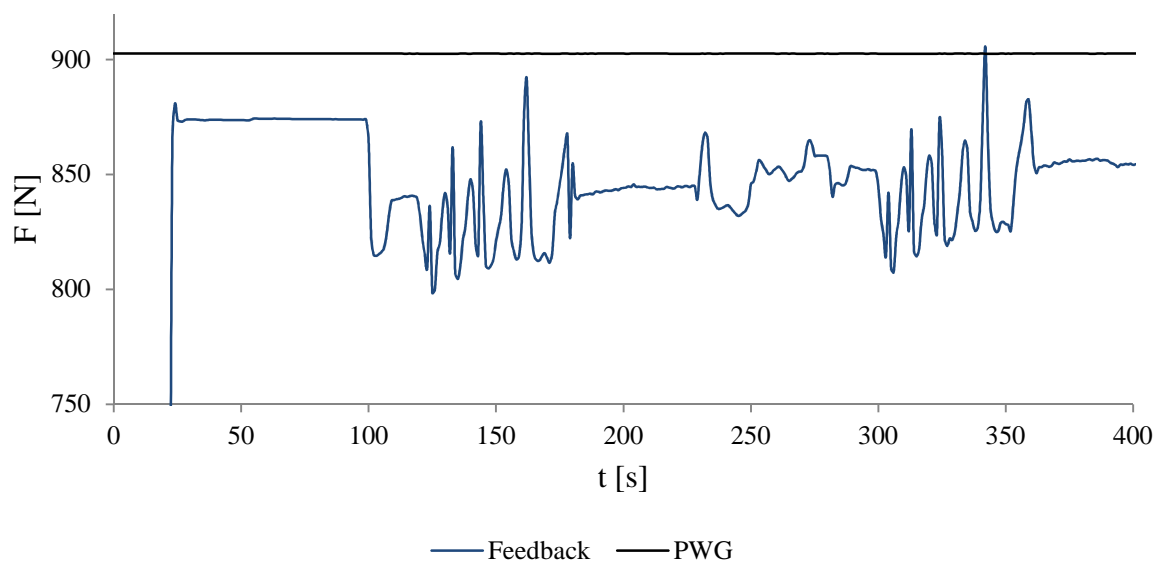
8.4 TEPLOTNÍ ZÁVISLOST SNÍMAČE

Testováním kladky jsem také prověřil teplotní závislost tenzometrického snímače. Při provozu čerpadla během dlouhodobého testu vzrůstá teplota upínacího přípravku a napínacího mechanismu uvnitř zkušební kabiny dle následujícího Graf 8.

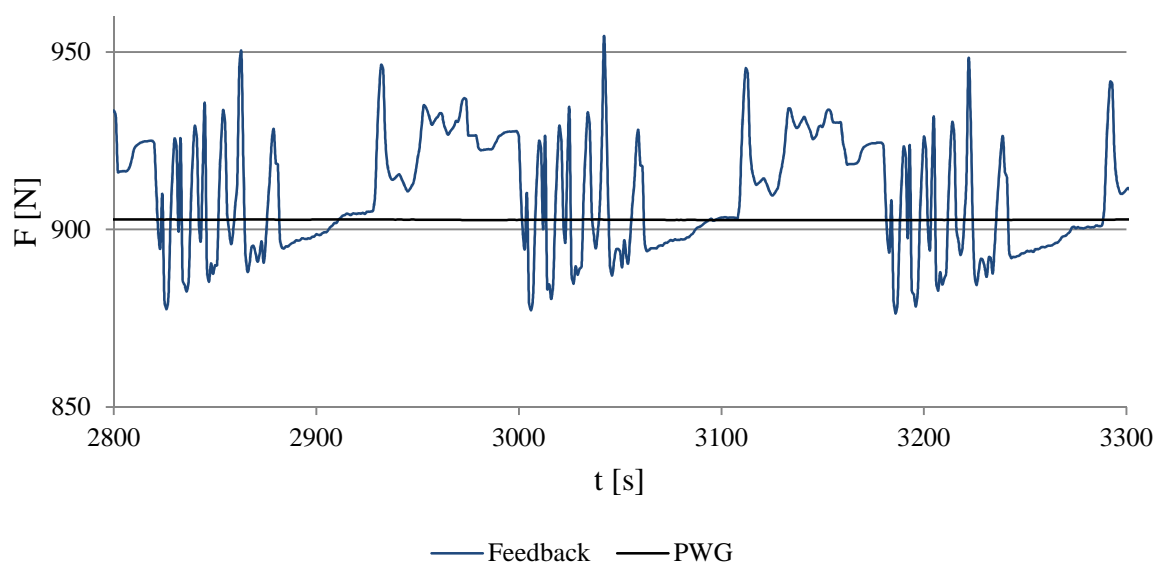


Graf 8 Ohřev mechanismu v závislosti na čase

Teplotní závislost tenzometrického snímače znázorňují následující grafy. Graf 9 ukazuje počáteční hodnotu při tzv. „studeném startu“ zkoušky. Zde je vidět zřetelný propad síly oproti nastavené hodnotě. Graf 10 ukazuje tentýž test po cca ½ hodině, zde je již snímač teplotně stabilizovaný, neboť průměrná hodnota síly v řemeni se pohybuje v tolerančním pásu okolo nastavené hodnoty. Odtud plyne, že nastavení poměru děliče panelového voltmetru, viz kapitola 8.1, musí být realizováno až po úplné teplotní stabilizaci tenzometru.



Graf 9 Výchozí hodnota silového snímače



Graf 10 Vytemperovaný silový snímač

8.5 TESTOVÁNÍ NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ V REÁLNÉM PROVOZU

Na začátku testování jsem nastavil maximální sílu v řemeni $F = 1200 \text{ N}$, abych ověřil, zda kladka tuto zátěž vydrží. Avšak po několika cyklech zkušebního programu PDL 4000 došlo ke zlomení provizorní napínací páky v místě spojení s naklápěcím hřídelem, viz Obr. 65 a). Na obrázcích je vidět únavový lom pevnostních šroubů a nalomená napínací páka. Jelikož v té době jsem stále čekal na výrobu nové páky, pustil jsem se do testování znovu s opravenou



pákou, ale tentokrát s nižší silou v řemeni $F = 900 \text{ N}$. V tomto případě došlo k zlomení páky po delší době opět ve stejném místě.



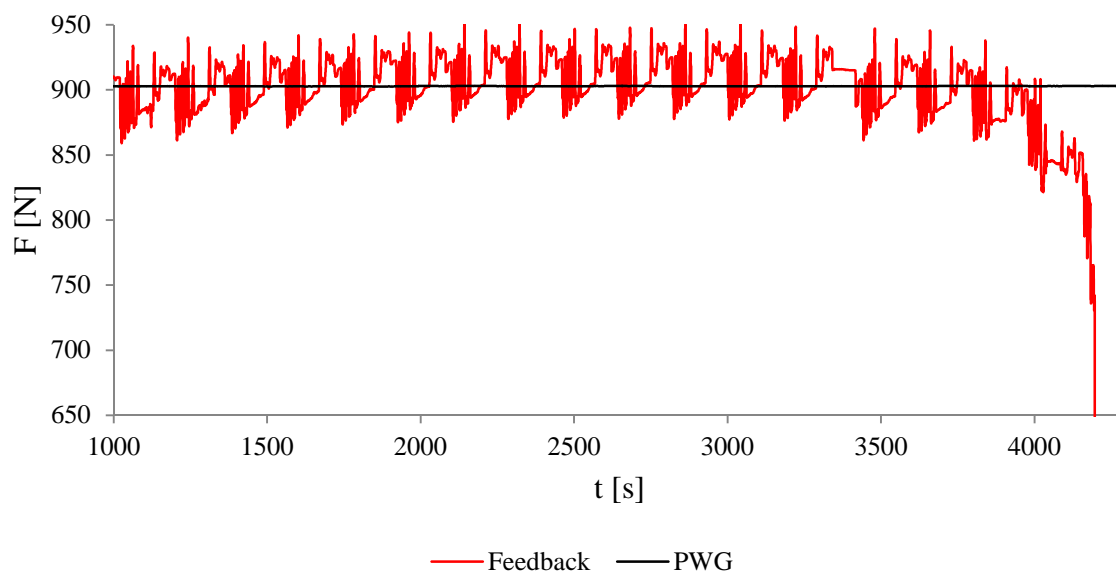
a) nalomená napínací páka

b) únavový lom šroubu

Obr. 65 Provizorní řešení uložení napínací páky

Na obrázku níže je vidět jak během testování došlo ke zlomení napínací páky cca po 70 min běhu zkoušky. Napínací síla byla $F = 900 \text{ N}$, prováděl jsem test, kterým jsem chtěl dokázat teplotní závislost ozubeného řemene. Z Graf 11 je možné vypočítat únavové poškození napínací páky již během několika posledních cyklů zkoušky až po únavový lom šroubu Obr. 65 b).

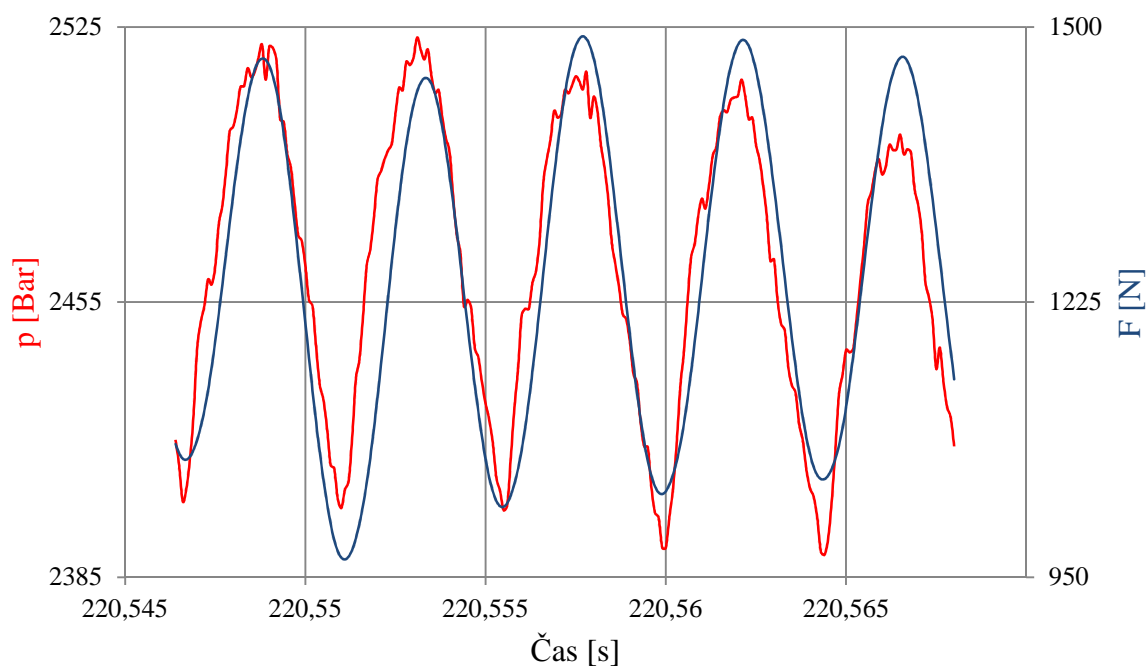
Nakonec jsem díky tomuto testu zjistil důvody praskání páky. Jedním z důvodů bylo samozřejmě provizorní konstrukční řešení spoje napínací páky a hřídele, ale při důkladném rozboru naměřených dat jsem zjistil, že charakter zatížení páky nemá konstantní průběh, nýbrž pulsující v rozmezí $F_s'' = 180 - 343 \text{ N}$.



Graf 11 Únavový lom napínací páky

8.6 BEZPEČNOST NAPÍNACÍ PÁKY NA MEZNÍ STAV ÚNAVY

Analyzoval jsem, že silové pulzy jsou vyvolány tlakovými rázy ve vysokotlakém potrubí, jelikož fáze těchto dvou charakteristik se shodují, viz Graf. Rázy v systému jsou způsobeny stlačením vysokotlakých hlav čerpadla. S každou otáčkou hnacího hřídele čerpadla dojde ke čtyřem stlačováním nafty ve vysokotlakých hlavách, protože hnací hřídel je osazen dvojitou vačkou a mnou testované čerpadlo CP4 má celkem dvě vysokotlaké hlavy, viz Obr. 10.



Graf 12 Pulsující průběh síly v řemeni a tlaku

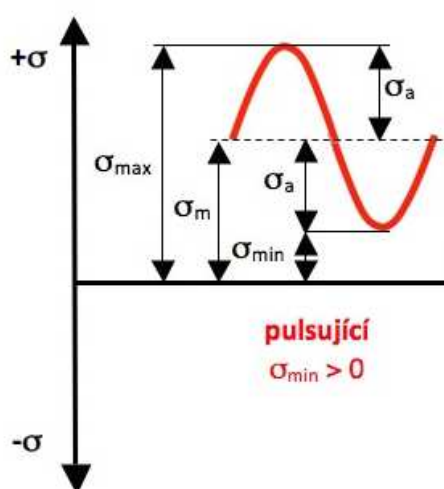


Pomocí softwaru Dewesoft jsem ze signálu snímače síly analyzoval maximální a minimální hodnoty sil působící na naklápěcí páku.

$$F'_{s\ min} = 180\ N \quad (30)$$

$$F'_{s\ max} = 343\ N. \quad (31)$$

Z toho plyne, že časový průběh napětí ve vrubu naklápěcí páky má pulsující charakter, viz Obr. 66.



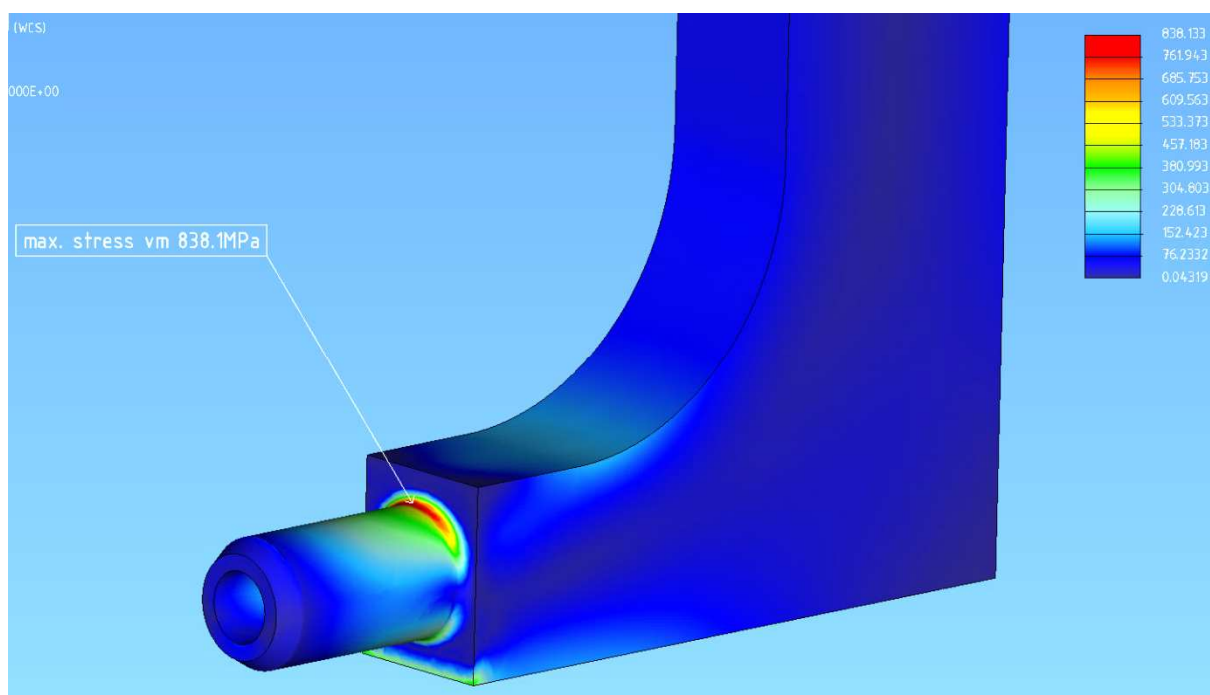
Obr. 66 Pulsující charakter napětí

Proto je nutné, znovu určit bezpečnost tentokrát k meznímu stavu únavy, jenž určuje vztah

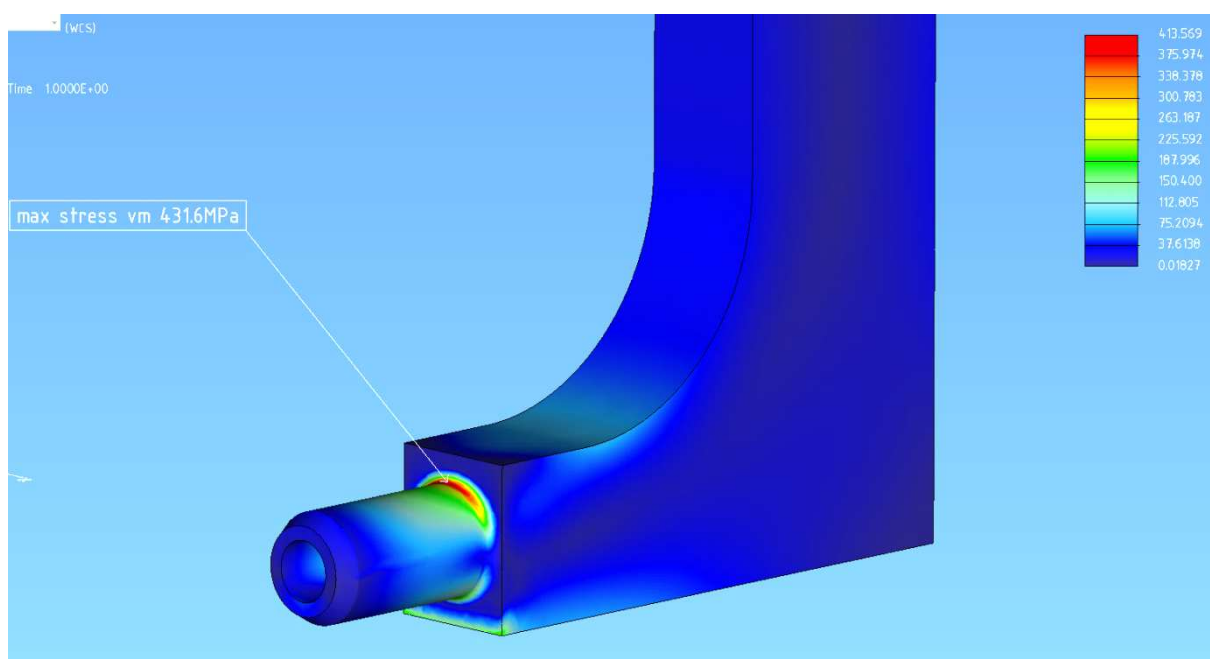
$$k_{\sigma} = \min \left[\frac{\sigma_c^*}{\frac{\sigma_c^*}{\sigma_c} \cdot \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m + \sigma_a}, \frac{R_e}{\sigma_m + \sigma_a} \right], \quad (32)$$

kde σ_c^* je mez únavy napínací páky, σ_c je mez únavy materiálu, ψ_{σ} je veličina závislá na mezi pevnosti materiálu, σ_m je střední napětí, σ_a je amplituda napětí a R_e je mez kluzu materiálu.

Podobně jako v kapitole 7.3 jsem za pomoci simulačního programu určil horní a dolní napětí působící ve vrubu napínací páky, viz Obr. 67 a Obr. 68.



Obr. 67 Horní napětí σ_h při síle $F_s'' = 343\text{ N}$



Obr. 68 Dolní napětí σ_n při síle $F_s'' = 180\text{ N}$



Jestliže

$$\sigma_h = 838,1 \text{ MPa} \quad (33)$$

$$\sigma_n = 431,6 \text{ MPa}, \quad (34)$$

pak dle následujících rovnic určíme σ_a a σ_m

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2} = \frac{838,1 - 431,6}{2} = 203,2 \text{ MPa} \quad (35)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2} = \frac{838,1 + 431,6}{2} = 634,8 \text{ MPa}. \quad (36)$$

Pomocí následujících rovnic jsem určil mez únavy páky,

$$\sigma_c^* = \frac{v_\sigma \cdot \eta_\sigma}{\beta_\sigma} \cdot \sigma_c, \quad (37)$$

kde

$$\sigma_c = 550 \text{ MPa} \quad (38)$$

je mez únavy materiálu určené pomocí Smithova diagramu pro pulsující průběh napětí,

$$v_\sigma = 0,969 \quad (39)$$

je součinitel velikosti tělesa (páky),

$$\eta_\sigma = 1,76 \quad (40)$$

je součinitel povrchu a

$$\beta_\sigma = 1,539 \quad (41)$$

je součinitel vrubu. Dosazením do rovnice (35) jsem vypočítal mez únavy napínací páky v místě vrubu,

$$\sigma_c^* = 609,376 \text{ MPa} \quad (42)$$

a dosazením všech hodnot do rovnice (30) jsem dostal následující výsledky bezpečnosti

$$k_\sigma = \min[1,002 ; 2,228]. \quad (43)$$



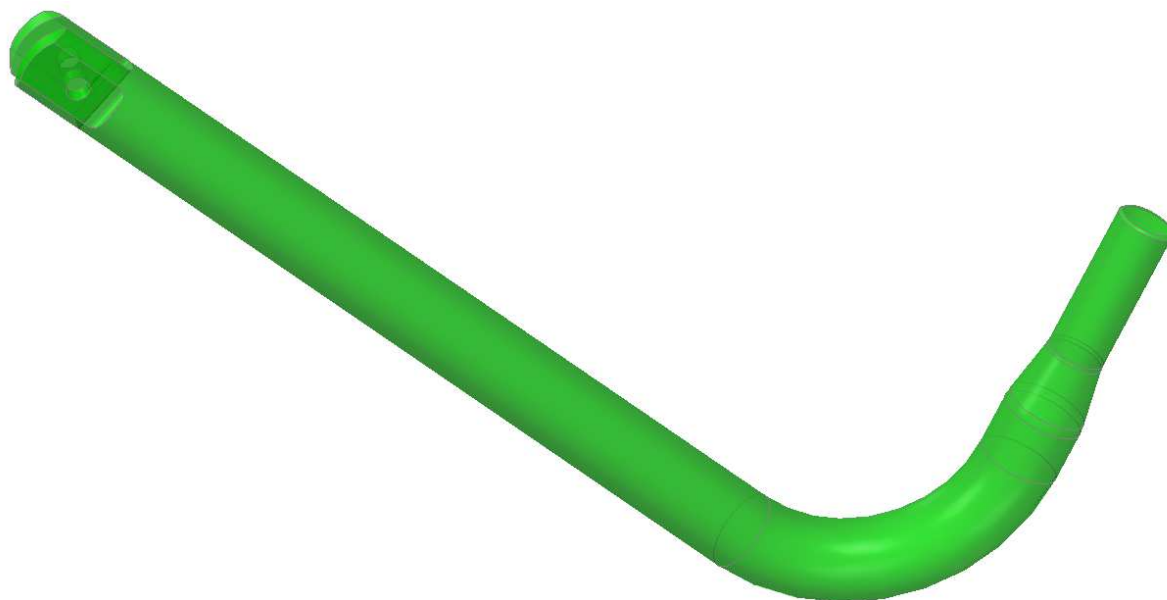
POSOUZENÍ BEZPEČNOSTI

V mém případě vyšla bezpečnost $k_\sigma = 1$ což znamená, že napínací páka může plnit svou funkci, ale má značně sníženou životnost, kterou je možné stanovit pomocí metod pro nízkocyklickou únavu, nebo je nutné použít jiný konstrukční materiál nebo provést vhodné konstrukční úpravy. Avšak z hlediska mezního stavu únavy je tato varianta nepřijatelná.

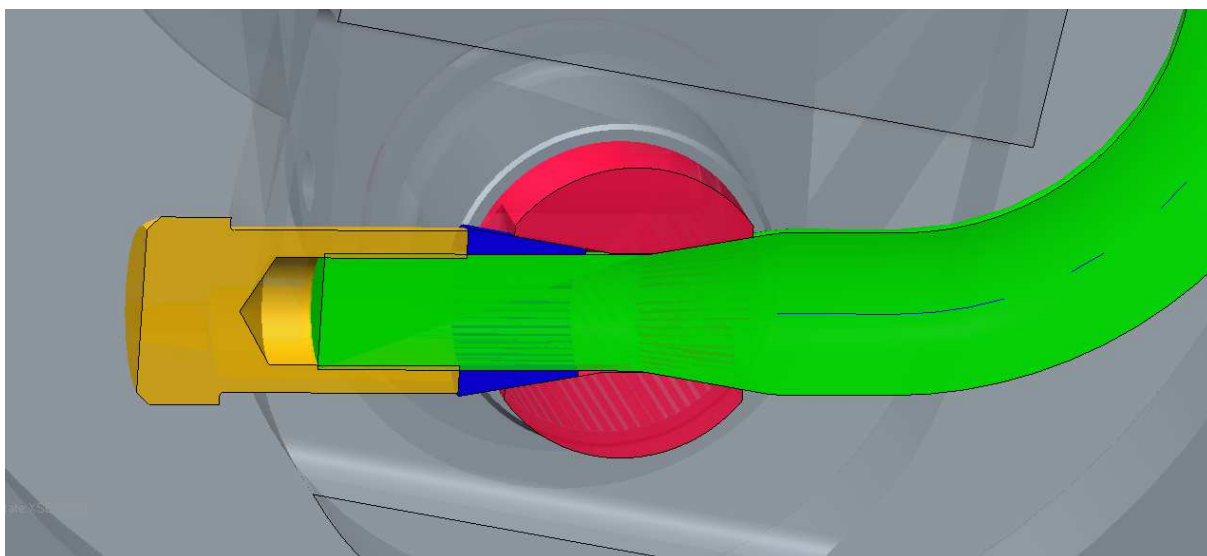
Pro zvýšení bezpečnosti jsem použil do výpočtu lepší materiál (1.5920) a bezpečnost se mírně zvýšila na $k_\sigma = 1,3$, avšak ani tato hodnota nezaručuje, že by součást měla vydržet neomezený počet cyklů ($N_C > 10^7$ cyklů). Abych dosáhl ještě lepších výsledků, musel bych použít materiál třídy 18–19, čím by se výroba páky ekonomicky prodražila. Proto jsem se zamyslel a přepracoval konstrukční návrh, který je včetně výpočtu bezpečnosti popsán v následující kapitole.

8.7 PŘEPRACOVANÁ KONSTRUKCE NAPÍNACÍ PÁKY

Nově navržená napínací páka, viz Obr. 69, je navržena z kruhového materiálu o $\varnothing 14$ mm. V místě spojení s naklápěcím hřídelem je vyrobeno konické osazení, které tvoří plynulý přechod z těla páky k jejímu zakončení. Konická díra v naklápěcím hřídeli zaručuje potřebné dosednutí obou ploch. Pevné spojení, viz Obr. 70, je zajištěno stažením maticí M10 přes konickou vložku.

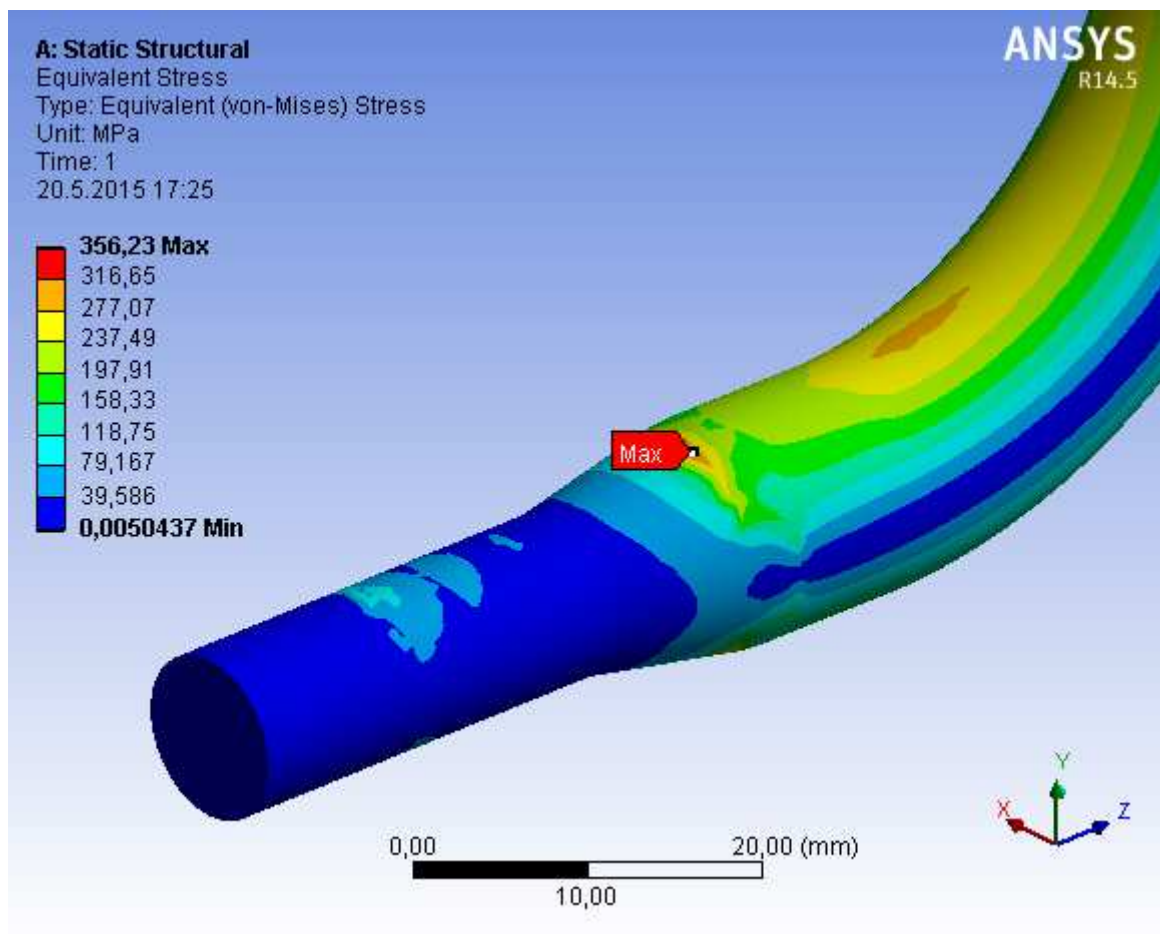


Obr. 69 Nový konstrukční návrh napínací páky

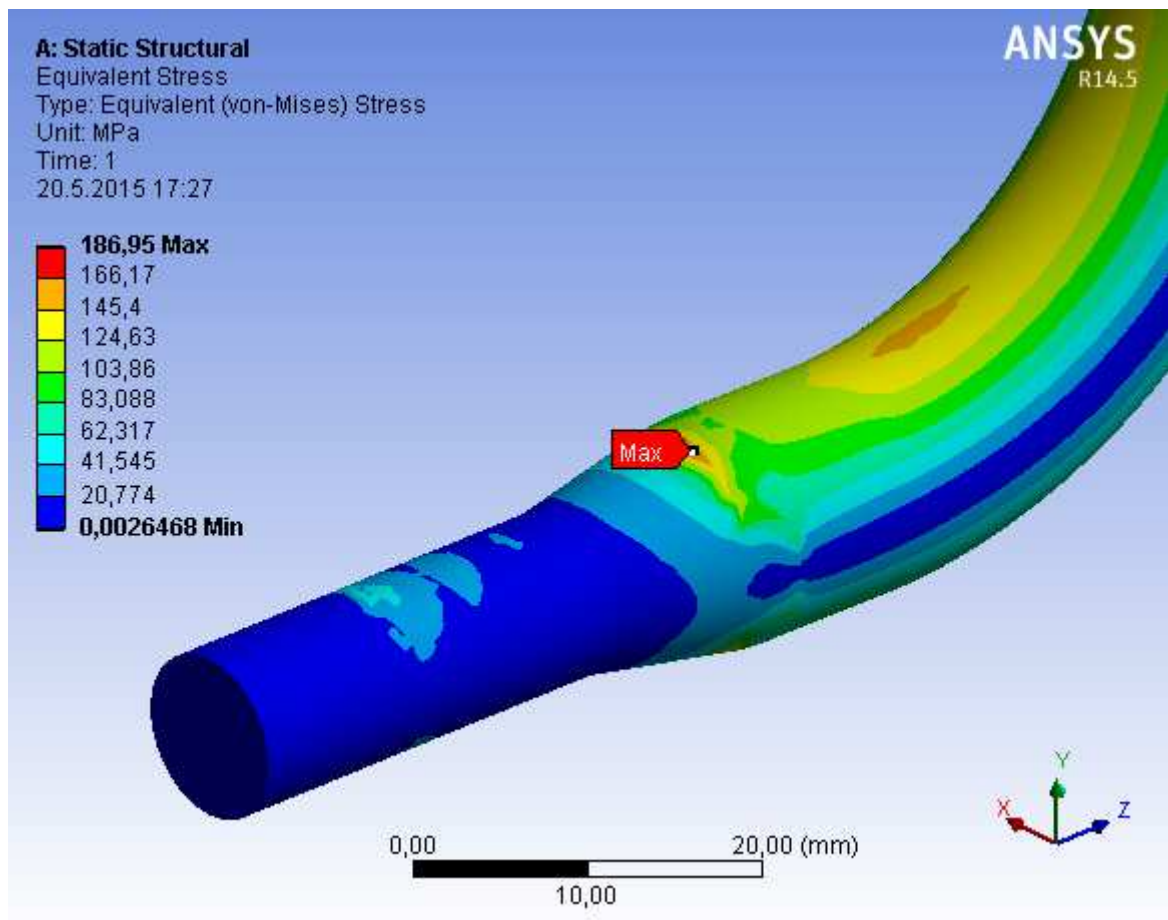


Obr. 70 Spojení páky s naklápěcí hřídelí

Opět za použití simulačního programu jsem určil horní a dolní napětí, viz Obr. 71 a Obr. 72.



Obr. 71 Horní napětí σ_h při síle $F_s'' = 343\text{ N}$



Obr. 72 Dolní napětí σ_n při síle $F_S'' = 180\text{ N}$

$$\sigma_h = 356,23\text{ MPa} \quad (44)$$

$$\sigma_n = 186, \text{MPa}, \quad (45)$$

pak dle následujících rovnic (33) a (34) určíme σ_a a σ_m

$$\sigma_a = 97,5\text{ MPa} \quad (46)$$

$$\sigma_m = 222,5\text{ MPa}. \quad (47)$$

Pak dle rovnice (35) je

$$\sigma_c^* = 350,14\text{ MPa} \quad (48)$$

a dosazením všech hodnot do rovnice (30), jsem dostal následující výsledky bezpečnosti



$$k_{\sigma} = \min[2,36 ; 4,68]. \quad (49)$$

Bezpečnost nově navržené páky je $k_{\sigma} = 2,36$, tato konstrukce by měla vydržet neomezený počet cyklů $N_C > 10^8$

Kompletní výpočet je přiložen v elektronické příloze.



9 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Tabulka 4 porovnává celkovou cenu Kolmanova návrhu s mým. Při výrobě obráběných dílů nářadovnou ve firmě Bosch bych firmě ušetřil 36 927,- Kč, při poptání obráběných dílů u externí firmy by celková finanční úspora činila téměř 51 000,- Kč. Rozšířením zařízení na 40 zkušebních stanic by se celkové náklady snížily o více než 2mil. korun.

Tabulka 4 Ekonomické porovnání Čoček vs. Kolman

Komponenta	Cena Kolman	Cena Čoček nářadovna Bosch	Cena Čoček externí firma
Snímač síly + zesilovač	37 000,-	16 740,-	
Lineární pohon	22 000,-	18 333,-	
Řídící modul	15 000,-	1 000,-	
Ovládací panel	14000,-	0,-	
Převodník napětí	2 000,-	0,-	
Vyráběné díly	7 000,-	24 000,-	10 000,-
Celkem	97 000,-	60 073,-	46 073,-
Celkem pro 40 stanic	3 880 000,-	2 402 920,-	1 842 920,-

Uvedené ceny jsou bez DPH.



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout a zkonstruovat prototyp automatické napínací kladky. Podkladem k této práci byl koncepční návrh, který bylo nutno nejprve analyzovat a poté přistoupit k vývoji zařízení s cílem nalezení ekonomičtější varianty. Tím, že jsem měl snížit cenu zařízení, musel jsem se zaměřit na díly, které byly nejdražší, tedy pohon, silový snímač a řídicí jednotku. Po prozkoumání trhu a seznámení se s aktuálními možnostmi jsem našel vhodný pohon od firmy Schneider Electric Motion USA, který spojuje krokový motor, lineární pohon a programovatelnou řídicí jednotku do jednoho kompaktního produktu. Zároveň byl o třetinu levnější, avšak jeho maximální tlačná síla byla pouze $F_{axial} = 536 \text{ N}$. Abych mohl pohon použít, musel jsem napínací páku prodloužit, čímž jsem změnil převodový poměr mechanismu a výsledná síla potřebná pro docílení mezního napětí v řemeni se zmenšila na $F_s = 353 \text{ N}$. Při výběru silového snímače jsem byl omezen jeho rozměry a podmínkami použití. V úvahu připadly dva typy snímačů, piezoelektrický (Kistler) a tenzometrický (Burster). Zjistil jsem, že piezoelektrické snímače nejsou dlouhodobě stabilní, z toho důvodu jsem zvolil levnější a pro tuto aplikaci vhodnější tenzometry.

V další části práce jsem vyřešil způsob automatického řízení síly v řemeni. Pohon je ovládán výstupním napětím rozdílového zesilovače, závislého na rozdílu vstupních signálů zpětné vazby a řídicího signálu PWG. Nakreslil jsem elektrické schéma řídicího obvodu, na jehož základě jsem vytvořil plošný spoj s elektronickými komponenty, který jsem zabudoval do plastové krabičky a opatřil kabeláží pro připojení k pohonu, snímačům a k napájení. Modul jsem navrhl a zkonstruoval tak, aby umožnil snadné odladění programu s možností měření výstupních signálů. Zároveň dovozuje rychlou montáž a demontáž na zkušební stanici. Podle navržené metody řízení pohonu jsem sestrojil vývojový diagram, který mi sloužil jako opora při psaní zdrojového kódu programu.

Následující část práce se věnuje vývoji mechanické konstrukce napínacího zařízení, zejména konstrukci napínací páky. Jelikož jsem se snažil zachovat původní zavedenou konstrukci spojení páky s naklápěcím hřídelem, dochází v místě spoje ke změně průřezu páky a tím k vytvoření vrubu, v němž se koncentruje maximální napětí. I přesto jsem takto navrženou páku zkonstruoval, avšak při testování došlo po několika testovacích cyklech ke zlomení páky. Přínosem byl výsledek analýzy naměřených dat, neboť jsem určil pulsující charakter napětí v místě vrubu. Na základě výsledků počítačové simulace statického napětí v modelu naklápěcí páky jsem analytickým výpočtem stanovil bezpečnost k meznímu stavu únavy. Protože bezpečnost vyšla rovna jedné, provedl jsem změnu konstrukce naklápěcí páky a opakovat výpočet s novým návrhem. Výsledkem byla bezpečnost 2,36, z čehož je možno usuzovat, že dané řešení vyhovuje i pro vysokocyklickou únavu.

Důležitým bodem zadání je, aby navržené zařízení umožnilo test s plynulou změnou síly za běhu zkoušky. Této problematice jsem se také věnoval a z výsledků měření plyne, že takovýto zkušák nic nebrání.

Toto zařízení má také veliký přínos v úspoře času při realizaci nových zkoušek. Dříve musel mechanik nastavovat sílu v řemeni ručně pomocí seřizovacího šroubu a měřidla napnutí řemene (Gates 505C), což mu zabralo minimálně 3–5 min. S mým zařízením stačí pouze nasadit řemen, stisknout vypínač a kladka nastaví sílu do čtyř sekund. Odpadá také potřeba seřizování síly v průběhu zkoušky, neboť zařízení je stále v provozu a hlídá nastavenou úroveň automaticky. Tím se zvýší i kvalita a úroveň dlouhodobých zkoušek, neboť firma



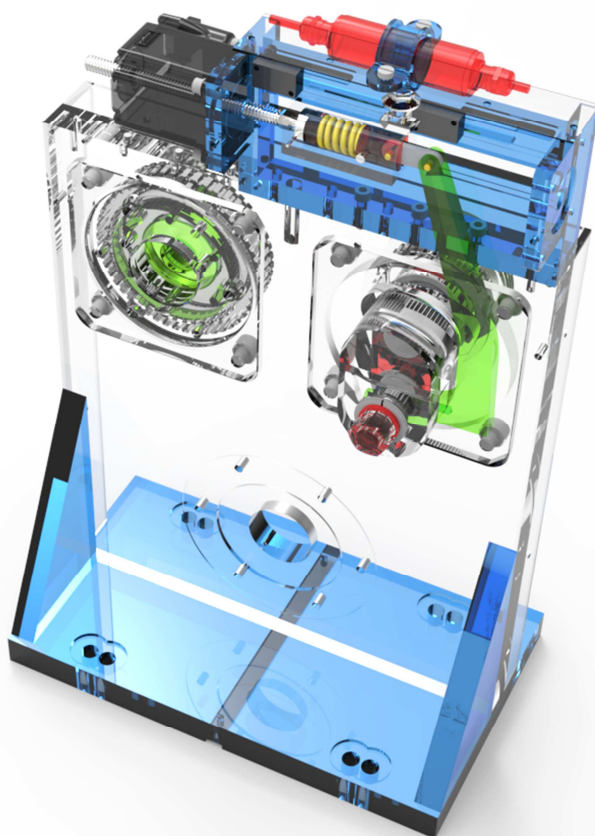
může zákazníkovi zaručit, že v průběhu testu byla odchylka od nastavené síly v řádech jednotek procenta.

Při testování jsem krátkodobě přetížil napínací zařízení silou o 200 N vyšší než je dovolená maximální síla v řemeni, a to z toho důvodu, abych dokázal použitelnost zařízení při napínací síle vyšší než $F = 1250\text{ N}$. Z výsledku testu soudím, že zařízení je schopno krátkodobě vyvinout sílu převyšující $F = 1450\text{ N}$. Při dlouhodobém přetěžování by již došlo ke zničení čerpadla.

V závěru práce jsem provedl ekonomické zhodnocení navrženého zařízení. Výsledná konstrukce by zadavateli ušetřil bezmála 50 927 korun za výrobu jednoho zařízení, což by při rozšíření mého výrobku na 40 zkušebních stanicích znamenalo snížení investic o více jak 2mil. korun.

Do budoucna navrhuji provést na tomto zařízení kompletní dlouhodobý test s použitím nově navržené naklápěcí páky, s cílem ověřit bezporuchovost mechanických a elektronických dílů.

Práce na tomto tématu mě velmi zaujala a byla pro mne velkým přínosem, neboť získané zkušenosti nyní uplatňuji ve svém zaměstnání na podobných projektech.



Obr. 73 Průhledný model navrženého zařízení



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOLMAN, Rostislav. *Koncept mechanického zatížení vysokotlakého čerpadla Common Rail během dlouhodobé zkoušky*. Zlín, 2009. Diplomová práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, Fakulta technologická. 80 s. Vedoucí práce Ing. David Sámek, Ph.D.
- [2] ŠKÝVARA, T. *Návrh zkušební kabiny pro testy vysokotlakých čerpadel za snížené teploty*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 35 s. Vedoucí diplomové práce ing. Pavel Ramík.
- [3] Gates Corporation, Sonic Tension Meter 507C [online]. [cit. 24.1.2015]. Dostupné na World Wide Web: www.gates.com
- [4] KISTLER – Sensors for pressure, force, acceleration and torque [online]. [cit. 29.3.2015]. Dostupné na World Wide Web: www.kistler.com
- [5] Burster: Sensors. *Burster* [online]. 2012 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.burster.com>
- [6] MDrive® motor+driver: MDrive Linear Actuator Motion Control. *Schneider Electric* [online]. 2012 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.motion.schneider-electric.com/>
- [7] ONDRÁČEK, Emanuel, Jan VRBKA a Přemysl JANÍČEK. *Mechanika těles: pružnost a pevnost*. 4. přeprac. vyd. Brno: CERM, 2002, 262 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2214-9.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

σ_c	[MPa]	je mez únavy materiálu v tlaku
σ_c^*	[MPa]	je mez únavy součástky
A/D		analogově digitální převodník
CR		Common Rail
CAD		Computer aided design
DS/ETC-Jh		Diesel systems/ Engineering Testing Center Jihlava
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
EXTREM_A		koncový spínač A
EXTREM_B		koncový spínač B
F	[N]	síla v řemeni
f	[-]	koeficient tření u oceli
F_{axial}	[N]	axiální síla vyvinutá pohonem
FDB		Feedback
F_R	[N]	reakční síla v ložisku napínací řemenice
F_S	[N]	síla v ose seřizovacího šroubu
$F_S^`$	[N]	síla působící v ose pohybového šroubu
$F_S^{``}$	[N]	síla působící na naklápěcí na naklápěcí páku
$F_{Smax}^{``}$	[N]	maximální síla působící na naklápěcí páku
$F_{Smin}^{``}$	[N]	minimální síla působící na naklápěcí páku
F_U	[N]	reakční síla v ose naklápěcí páky
HALT		<u>H</u> ighly <u>A</u> ccelerated <u>L</u> ifetime <u>T</u> est
HASS		<u>H</u> ighly <u>A</u> ccelerated <u>S</u> tress <u>S</u> creening
I_5	[-]	hodnota A/D převodníku
k_k	[-]	bezpečnost k meznímu stavu pružnosti
k_σ	[-]	bezpečnost k meznímu stavu únavy
LCD		Liquid crystal display
MCU		Microcontroller unit
M_U	[N.m]	moment v místě působení síly F_U
N_c	[-]	počet cyklů
OZ		operační zesilovač
PARK_ON		parkovací pozice pohonu
PDL		Programmdauerlauf



PWG		Pedalwertgeber
QALT		Quantitative Accelerated Lifetime Test
r	[m]	rameno působení reakční síly F_R
R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu
R_m	[MPa]	mez pevnosti materiálu
s	[m]	rameno působení síly F_S
s'	[m]	rameno působení síly F_S'
U_0	[V]	výstupní napětí sumátoru
U_{fdb}	[V]	výstupní napětí zesilovače Burster 9236
U_{out}	[V]	výstupní napětí rozdílového zesilovače
ν	[-]	pissonova konstanta pro ocel
α	[°]	úhel ramene síly v řemeni
β	[°]	úhel opásání řemene
β_σ	[-]	součinitel vrubu
γ	[°]	úhel natočení naklápěcího hřídele
η_σ	[-]	součinitel povrchu
ρ	[kg/m ³]	hustota oceli
σ	[MPa]	měrný tlak v kluzných ložiscích
σ_a	[MPa]	amplituda napětí
σ_c	[MPa]	mez únavy materiálu v tahu
σ_c^*	[MPa]	mez únavy naklápěcí páky
σ_h	[MPa]	horní napětí
σ_m	[MPa]	střední napětí
σ_n	[MPa]	dolní napětí
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
ν_σ	[-]	součinitel velikosti tělesa páky



SEZNAM PŘÍLOH

Zdrojový kód programu

I



Zdrojový kód programu

'[POCATECNI KONFIGURACE]

Ms=256 ' nastavení velikosti kroku motoru na 51 200 kroků/ ot.
Hc=50 ' držící proud na 50%
Rc=75 ' proud za běhu motoru 75%
Ee=1 ' nastavení enkoderu
A=50000000 ' rozběh motoru s akcelerací 50 000 000 kroků/s
D=A ' zpomalení motoru
Vi=1000 ' počáteční rychlost motoru 1000 kroků/s
Vm=300000 ' maximální rychlost 300 000 kroků/s
S1=0,0,0 ' nastavení I/O bodu jako vstup, aktivní při log 0 přivedením GND
S2=0,1,0 ' nastavení I/O bodu jako vstup, aktivní při log 1 přivedením GND
S3=0,1,0 ' nastavení I/O bodu jako vstup, aktivní při log 1 přivedením GND
S4=0,1,0 ' nastavení I/O bodu jako vstup, aktivní při log 1 přivedením GND
S9=16,0,0 ' nastavení I/O bodu jako výstup, aktivní při log 0, spojí s GND
O9=1 ' nastavení výstupu O9 do log 1
S5=9,1 ' nastavení analogového vstupu jako napěťový v rozsahu 0-10V
D5=255 ' filtr analogového vstupu – 255 count
Sf=15 ' nastavení Stall factor – 15 counts
Sm=0 ' stall detect mode
Mt=0 ' nastavení časové prodlevy motoru
VA X1 ' deklarování proměnné X1
VA X2 ' deklarování proměnné X2
VA X3 ' deklarování proměnné X3
VA Xn = -7000 ' deklarování proměnné Xn
VA Xx = 7000 ' deklarování proměnné Xx
Db=10 ' pásmo necitlivosti enkodéru
S ' ulož, slouží při stahování zdrojového kódu do jednotky motoru

'[Programs]



<i>PG 1</i>	' začátek programu
<i>LB Su</i>	' pojmenováním programu <i>Su</i> způsobí automat. zpuštění programu při zapnutí napájení pohonu
<i>BR Kp, I2 = 1</i>	' skoč na <i>Kp</i> , jestliže bude na vstupu <i>I2</i> log 1
<i>BR Ks, I1 = 0</i>	' skoč na <i>Ks</i> , jestliže bude na vstupu <i>I1</i> log 0
<i>BR Ka, I5 > 512</i>	' skoč na <i>Ka</i> , jestliže bude na vstupu <i>I5</i> hodnota větší než 512
<i>BR Kb, I5 < 512</i>	' skoč na <i>Kb</i> , jestliže bude na vstupu <i>I5</i> hodnota menší než 512
<i>O9=0</i>	' nastav výstup 9 do log 0
<i>SL 0</i>	' zastav pohyb motoru
<i>H</i>	' časová prodleva pro zastavení pohybu
<i>BR Su</i>	' skoč na <i>Su</i>
<i>[SUBROUTINES]</i>	
<i>LB Ka</i>	' pojmenováním podprogramu <i>Ka</i>
<i>BR Ks, I3 = 1</i>	' skoč na <i>Ks</i> , jestliže bude na vstupu <i>I3</i> log 1
<i>BR Sw</i>	' skoč na <i>Sw</i>
<i>LB Kb</i>	' pojmenováním podprogramu <i>Kb</i>
<i>BR Ks, I4 = 1</i>	' skoč na <i>Ks</i> , jestliže bude na vstupu <i>I4</i> log 1
<i>BR Sw</i>	' skoč na <i>Sw</i>
<i>LB Sw</i>	' pojmenováním podprogramu <i>Sw</i>
<i>O9 = 0</i>	' nastav výstup 9 do log 0
<i>X1 = I5 - 512</i>	' do proměnné <i>X1</i> ulož rozdíl hodnoty analog vstupu a čísla 512
<i>X2 = -50 * X1</i>	' do proměnné <i>X2</i> ulož součin rychlostní konstanty -50 a hodnoty proměnné <i>X1</i>
<i>BR Kn, X2 < Xn</i>	' skoč na <i>Kn</i> , jestliže <i>X2</i> je menší než <i>Xn</i>
<i>BR Kx, X2 > Xx</i>	' skoč na <i>Kx</i> , jestliže <i>X2</i> je větší než <i>Xx</i>
<i>SL X2</i>	' roztoč motor s rychlostí <i>X2</i> kroků/s
<i>BR Su</i>	' skoč na <i>Su</i>
<i>LB Kn</i>	' pojmenováním podprogramu <i>Kn</i>
<i>SL Xn</i>	' roztoč motor s rychlostí <i>Xn</i> kroků/s
<i>BR Su</i>	' skoč na <i>Su</i>



<i>LB Kx</i>	<i>' pojmenováním podprogramu Kx</i>
<i>SL Xx</i>	<i>' roztoč motor s rychlostí Xx kroků/s</i>
<i>BR Su</i>	<i>' skoč na Su</i>
<i>LB Kp</i>	<i>' pojmenováním podprogramu Kp</i>
<i>O9 = 1</i>	<i>' nastav výstup 9 do log 1</i>
<i>BR Ks, I3 = 1</i>	<i>' skoč na Ks, jestliže bude na vstupu I3 log 1</i>
<i>BR Ks, I2 = 1</i>	<i>' skoč na Ks, jestliže bude na vstupu I2 log 1</i>
<i>SL - 10000</i>	<i>' roztoč motor s rychlostí -10 000 kroků/s</i>
<i>BR Kp</i>	<i>' skoč na Kp</i>
<i>LB Ks</i>	<i>' pojmenováním podprogramu Ks</i>
<i>O9 = 1</i>	<i>' nastav výstup 9 do log 1</i>
<i>SL 0</i>	<i>' zastav motor</i>
<i>BR Su</i>	<i>' skoč na Su – začátek programu</i>
<i>E</i>	<i>' konec</i>
<i>PG</i>	<i>' konec programu</i>
<i>S</i>	<i>' ulož, slouží při stahování zdrojového kódu do jednotky motoru</i>
<i>'[END]</i>	