



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh úpravy setrvačnickového stanoviště

Proposal of inertia brake test stand
modification

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2021

Michal MARČÍK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Marčík** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **482419**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh úpravy setrvačnickového stanoviště

Název bakalářské práce anglicky:

Pokyny pro vypracování:

1. Zpracujte rešerši možných řešení ovládní brzdy na setrvačnickovém stanovišti
2. Zpracujte postup v současnosti používaného měření na setrvačnickovém stavu pomocí ppt prezentace.
3. Navrhněte řešení, které povede k plynulému ovládní kotoučové brzdy. Rozpracujte hlavní konstrukční uzly, navrhněte hlavní komponenty, včetně výběru dodavatele.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **14.04.2021** Termín odevzdání bakalářské práce: **14.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2021**

doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Michal Marčík
Název práce: Návrh úpravy setrvačnickového stanoviště
Anglický název: Proposal of inertia brake test stand modification
Rozsah práce:
52 stran
22 obrázků
5 tabulek

Akademický rok: 2020/2021
Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství
Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

Klíčová slova: brzdový setrvačnickový stav, brzdy, testování brzd, ovládání brzd
Key words: inertia brake test stand, brakes, testing of brakes, brake control



Abstrakt

Práce se zabývá modernizací ovládání kotoučové brzdy na setrvačnickovém stavu pro testování automobilových brzd. První část tvoří rešerše možných přístupů včetně popisu ovládání brzd v automobilech a konstrukcí různých setrvačnickových stavů ve světě. V druhé části je stručně popsána úloha, kterou na setrvačnickovém stavu vyhodnocují studenti. Třetí část se zabývá návrhem nového zařízení pro plynulé ovládání kotoučové brzdy. Hlavním cílem je návrh, který umožní zachovat původní zařízení pro výuku studentů, ale zároveň umožní plynulou regulaci brzdící síly a programování různých režimů brzdění.

Abstract

The thesis deals with a disc brake control modification on an inertia brake test stand. The first part of the thesis is a literature review that consists of searching for possible approaches and describing brake control in vehicles and construction of various brake test stands in the world. The second part briefly describes the test stand exercise that is being evaluated by students. The third part brings the proposal of a new device for continuous control of the disc brake. The main goal is to make a proposal that will enable keeping the old device for lecturing purposes but will also enable continuous braking force regulation and programming of various braking modes at the same time.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “Návrh úpravy setrvačnickového stanoviště” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 29.6.2021

Michal Marčík



Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucí mé bakalářské práce doc. Dr. Ing. Gabriele Achtenové za odborné vedení, cenné rady a připomínky a pomoc s řešením problémů.

Dále bych rád poděkoval doc. Ing. Josefu Soukupovi, CSc. za dlouhé odborné rozpravy a své rodině za maximální podporu.



Obsah

Obsah.....	7
Úvod.....	8
1 Rešerše.....	9
1.1 Přehled relevantní literatury	9
1.2 Analýza	10
1.2.1 Současný stav modernizovaného setrvačnickového stanoviště	10
1.2.2 Zkoušky brzd na setrvačnickových stavech	13
1.2.3 Brzdové systémy používané u skutečných vozidel.....	14
1.2.4 Provedení konkrétních setrvačnickových brzdových stavů	16
1.3 Zhodnocení poznatků z rešerše a rozvaha nad možným řešením	22
2 Postup měření na setrvačnickovém stavu	24
3 Návrh řešení ovládání kotoučové brzdy	26
3.1 Výpočet síly působící na píst brzdového válce.....	26
3.2 Úvaha o potřebné posuvové rychlosti	28
3.3 Výběr zařízení pro vyvíjení a přenos síly.....	29
3.3.1 Varianty zdvižných převodovek	29
3.3.2 Varianty elektrických zdvižných válců.....	32
3.3.3 Zhodnocení variant a výběr dodavatele komponent	36
3.4 Realizace vybraného řešení.....	38
3.4.1 Konfigurace pohonu a výběr příslušenství.....	38
3.4.2 Návrh konstrukčních uzlů pro spojení pohonu a brzdového válce	41
4 Závěr.....	45
Použitá literatura:	46
Použité symboly a zkratky	49
Seznam obrázků	50
Seznam tabulek.....	51
Seznam příloh	52



Úvod

Brzdy jsou odjakživa nepostradatelnou součástí všech pozemních vozidel i letadel, přímo ovlivňující jejich bezpečnost a ovladatelnost v běžných i krizových situacích. Z toho vyplývají vysoké nároky na jejich vlastnosti a kvalitu v rámci jejich plánovaného využití. Tyto vlastnosti se však v průběhu vlastního brzdění mění, například vlivem rostoucí teploty či postupného opotřebení brzd.

V průběhu let docházelo k vývoji efektivnějších brzd díky použití nových koncepcí, materiálů a systémů, které se na brzdění podílí. Tento trend postupuje i nadále a testování vlastností brzd je tedy stále aktuálním tématem. V praxi se brzdy dají testovat buď na samotných vozidlech v provozu či ve válcových zkušebnách, nebo na speciálních setrvačnickových stavech. Varianta první však může být ve fázi vývoje velice nákladná. Z tohoto důvodu se často přistupuje k použití setrvačnickových stavů.

Je vhodné, aby se brzdění na setrvačnickovém stavu co nejvíce přibližovalo brzdění skutečného vozidla. Proto se používají podobné způsoby vyvíjení brzdné síly jako u reálných brzdových systémů. V provozu se také průběh brzdné síly v závislosti na dopravní situaci mění. Z tohoto důvodu je výhodné, když i na setrvačnickovém stavu lze brzdnou sílu plynule měnit. To však na setrvačnickovém stavu v laboratořích Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel ČVUT v Praze, jehož modernizace je cílem této práce, nelze. Proto je žádoucí přistoupit k modernizaci způsobu vyvíjení brzdné síly.



1 Rešerše

Před započítím samotné práce je nejdříve nutné nalézt užitečnou a relevantní literaturu, zabývající se nejen problematikou samotných brzdových setrvačnickových stavů, ale také tématy příbuznými, jako například konstrukce brzd, způsob vyvíjení brzdné síly ve skutečných vozidlech apod. Přehled a stručný popis použité literatury je uveden v této kapitole.

1.1 Přehled relevantní literatury

V diplomové práci [1] se Tomáš Nerad zabývá modernizací zkušebního stavu kotoučových brzd umístěného v laboratořích Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel na ČVUT v Praze. Modernizace byla zaměřena především na výběr, montáž a zprovoznění nových čidel nutných pro zkoušky kotoučových brzd, dále na výměnu kotoučové brzdy a namontování nového pohonu (asynchronního motoru) s frekvenčním měničem. Autor také navrhuje další modernizační kroky, mezi nimiž je i ovládání brzdy, které v práci nejsou dořešeny.

Bakalářská práce Vojtěcha Hujňáka [2] se zabývá experimentálním zjišťováním součinitele tření kotoučové brzdy na zkušebním stanovišti kotoučových brzd. Autor navrhl a provedl změny v měřícím systému stávajícího zkušebního stavu, které integroval do funkčního celku. Práce obsahuje detailní popis komponent setrvačnickového stanoviště včetně schémat jejich zapojení.

František Vlk ve své knize [3] podává kompletní přehled diagnostiky vozidel, druhů zkoušek, měření, vyhodnocování dat a popis zkušebních zařízení. Rozebírá mimo jiné problematiku mechanických a elektrických setrvačnickových zkušeben pro testování brzd.

Konrad Reif se ve své knize [4] zabývá vývojem brzdových systémů, detailním popisem brzdových komponent a interakcí brzdových a elektronických systémů.

Andrew Day ve své příručce [5] podává teorii brzd a brzdění, navazuje konstrukcí brzd, vývojem a aplikací brzdových systémů v automobilové praxi. Vychází z poznatků předních odborníků v tomto oboru. Popisuje také některé konkrétní podmínky brzdových zkoušek.

Rudolf Limpert se ve své knize [6] zabývá problematikou konstrukce brzd, elektronických brzdových asistentů a analyzování selhání brzd. Detailně popisuje konstrukci a vlastnosti hydraulických brzd a jejich komponent, s nimi související vakuové a hydraulické posilovače, a také konstrukci a vlastnosti brzd vzduchových.

Juan J. Castillo a kol. ve své práci [7] popisuje nový způsob ovládání hydraulických brzd pomocí servoventilů. Dle autora lze pomocí servoventilů rychleji a přesněji ovládat tlak v brzdovém okruhu. Za účelem ovládání sestrojil ovladač využívající techniky tzv. fuzzy logiky.



Jens Wahlström a kol. se ve své práci [8] zabývá problematikou otěru brzdového kotouče a brzdových destiček při brzdění. Zabývá se problematikou úletu částic vznikajících tímto procesem. Popisuje brzdový stav, který má brzdu uzavřenou ve vzduchotěsné komoře, brzda je ovládána tlakem vzduchu.

Pavol Kurčík a kol. v rámci své práce [9] popisuje části setrvačnickového brzdového stavu, který je součástí těžkých laboratoří Katedry dopravní a manipulační techniky na Strojnické fakultě Žilinské univerzity v Žilině. Jedná se o robustní setrvačnickový stav certifikovaný Mezinárodní železniční unií, určený pro testy špalíkových a kotoučových brzd kolejových vozidel. Autor se soustředí především na kalibraci tenzometrických sensorů a detekci možné hystereze brzdového systému.

Jozef Harušinec a kol. se ve své práci [10] zabývá optimalizací pohonu brzdy na zkušebním stavu brzdových komponent RAILBCOT umístěného v těžkých laboratořích Katedry dopravní a manipulační techniky na Strojnické fakultě Žilinské univerzity v Žilině.

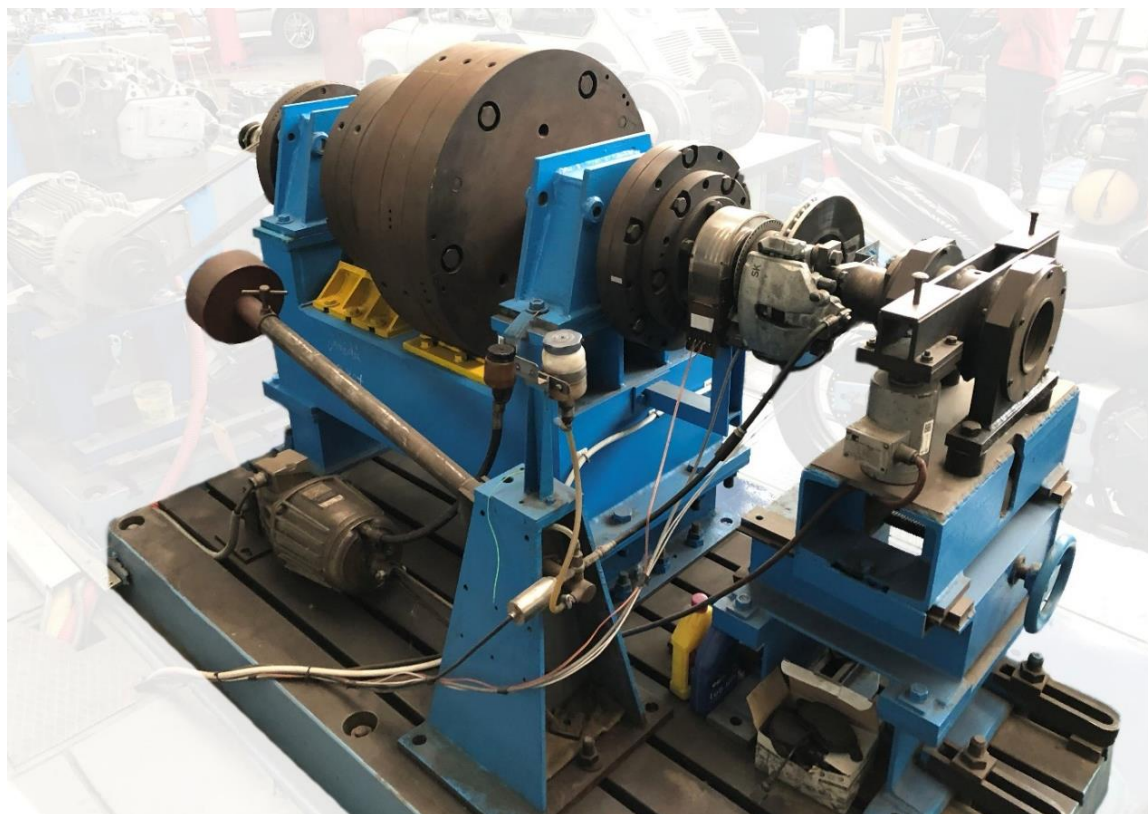
Společnost RENK na svých webových stránkách [11] nabízí setrvačnickový dynamometr k testování především železničních kotoučových brzd. V rámci nabídky jsou popsány jeho klíčové vlastnosti.

Webové stránky společnost Link Engineering [12] obsahují popis jimi nabízeného dynamometru pro testování brzd především silničních vozidel. Lze jej konfigurovat pro použití různých brzdových systémů.

1.2 Analýza

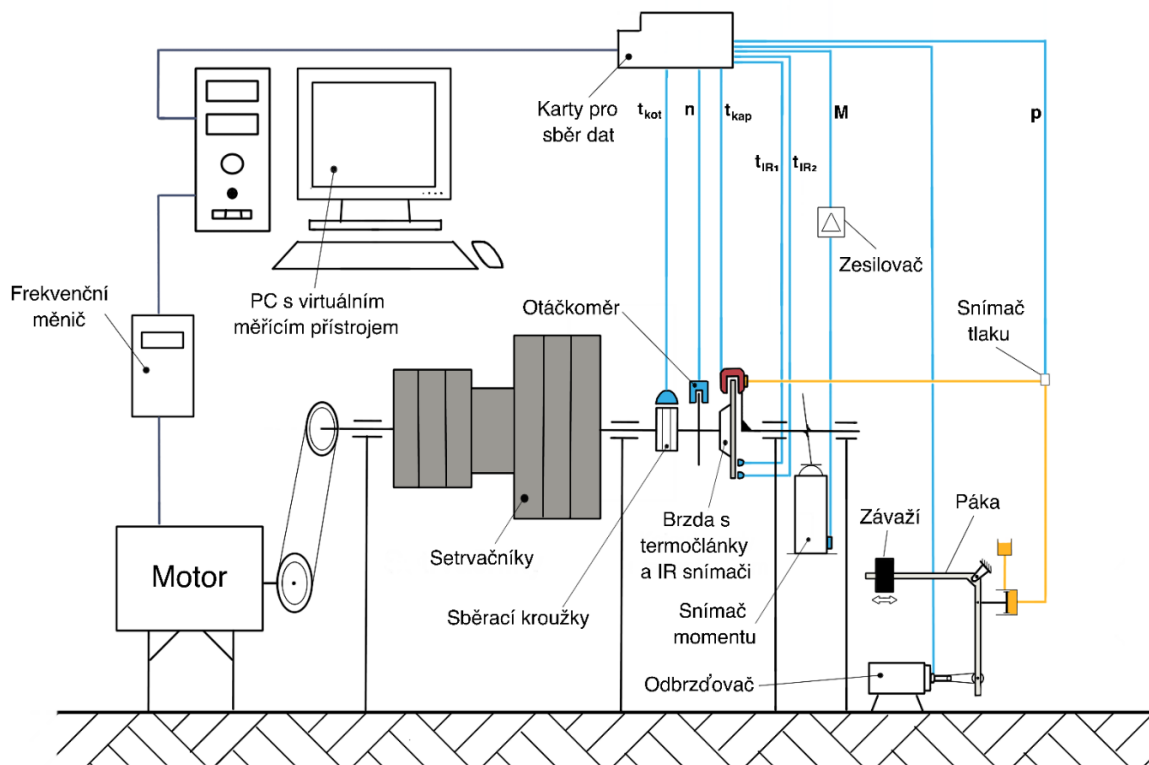
1.2.1 Současný stav modernizovaného setrvačnickového stanoviště

Potřeba modernizace setrvačnickového stavu v laboratořích Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel na ČVUT v Praze je poměrně zřejmá. Jedná se o mechanický setrvačnickový stav se soustavou setrvačnickových disků s celkovým momentem setrvačnosti $J = 42,13 \text{ kg.m}^2$ umístěných na hřídeli, kotoučovou brzdou s plovoucím třmenem a kotoučem o průměru 288 mm, která je používána ve vozidlech značky Škoda, střídavým elektromotorem, kyvným ramenem s tenzometrem, na které je připojen třmen brzdy, a samotným zařízením k vyvíjení brzdného tlaku. Setrvačnickový stav svým momentem setrvačnosti simuluje 30,17% hmotnosti vozidla Škoda Fabia II, simulovaná hmotnost tedy odpovídá $m_{sim} = 505,09 \text{ kg}$. Tenzometr na kyvném rameni slouží k měření momentu, který je reakcí brzdného momentu vyvíjeného brzdou. Stav disponuje také množstvím dalších snímačů, mezi něž patří termočlánek v kotouči brzdy, snímač otáček hřídele, infračervené snímače teploty kotouče a snímač tlaku v brzdovém okruhu. Brzdový systém je hydraulický. Zařízení pro vyvíjení brzdného tlaku se skládá z hlavního brzdového válce, páky s posuvným závažím a odbrzdovače [1; 2].



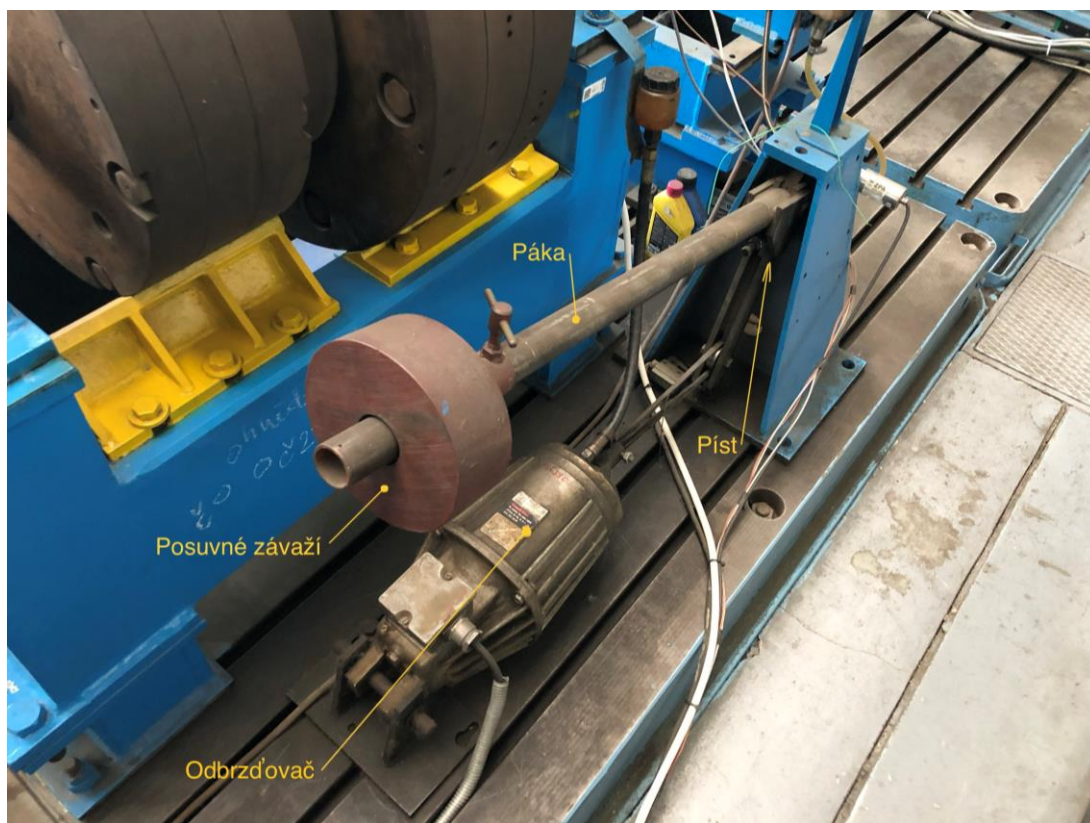
Obr. 1 – Setrvačnickový stav ČVUT v Praze. Foto autor

Princip měření na stanovišti a způsob vyvíjení tlaku v brzdovém okruhu popisuje Vojtěch Hujňák [2] následovně: setrvačnick je nejprve rozběhnut na předem stanovené otáčky pomocí elektromotoru, po dosažení otáček dochází k odpojení motoru a zahájení brzdění pomocí spuštění páky se závažím. Závaží lze volně posouvat po délce páky, čímž je regulována síla aplikovaná na hlavní brzdový válec. Tím je získán konstantní tlak v hydraulickém brzdovém okruhu, a tedy konstantní brzdná síla působící na kotouč brzdy [2].



Obr. 2 – Schéma současného zapojení setrvačnickového stavu ČVUT v Praze. Foto autor

Tomáš Nerad [1] hodnotí stávající způsob vyvozování tlaku v brzdové kapalině jako pro studenty názorný, pro praktické zkoušky však nevyhovující, jelikož v průběhu brzdění není možné tlak měnit a také jej nelze regulovat z řídicího počítače stanoviště. Jeho návrh eliminace těchto nevýhod spočívá v použití hydraulického čerpadla a okruhu tak, aby bylo možno tlak regulovat v průběhu zkoušky. Bylo by však dobré z hlediska výuky studentů zachovat i starý způsob vyvozování tlaku. Z prací obou zmíněných autorů vyplývá, že tlak v brzdovém systému při brzdění dosahuje řádově jednotek MPa (v Neradově práci cca 6 MPa, v Hujňákové práci až 7 MPa). Je nutné při modernizaci tuto skutečnost zohlednit. Dále by bylo vhodné využít vybavení, kterým již laboratoř disponuje – například hydrostatický agregát [1; 2].



Obr. 3 – Stávající zařízení k vyvíjení tlaku v brzdovém okruhu. Foto autor

1.2.2 Zkoušky brzd na setrvačnickových stavech

Pro orientaci v problematice zkoušek brzd prezentují František Vlk [3] a Andrew Day [5] přehled zkoušek, které se na setrvačnickových stavech dělají, a také druhy setrvačnickových zkušeben. Na zkušebních stavech se měří charakteristiky brzd podstatné pro jejich provoz (např. závislost brzdného momentu na ovládacím tlaku, závislost brzdné síly na poměrném zpomalení), dále se zjišťují vlastnosti brzdového obložení, teplotní režimy a životnost [3; 5].

Metody zkoušení brzd v laboratorních podmínkách jsou v zásadě dvě: zkoušky trvalé, které se provádí jako brzdění při konstantní rychlosti a obvykle s konstantní intenzitou, a zkoušky dobové, které se provádí náhlým zabrzděním setrvačných částí, obvykle do zastavení. Samotné setrvačnickové zkušebny se pak dělí na mechanické a elektrické [3].

Mechanické setrvačnickové zkušebny mají množství setrvačnickových kotoučů, které lze spojit s hřídelí s brzdovým bubnem nebo brzdovým kotoučem, výkyvnou páku se saněmi a zařízením k upnutí brzdových čelistí nebo třmene, pohon se spojkami, měřicí, ovládací a pomocná zařízení. Hmotnostní moment setrvačnosti musí být tak velký, aby při otáčkách stavu, odpovídajících rychlosti jízdy, energie rotačního pohybu odpovídala části kinetické energie vozidla, kterou přetváří zkoušená brzda v teplo. Z tohoto popisu je zřejmé, že námi modernizovaný setrvačnickový stav spadá do kategorie mechanických setrvačnickových zkušeben [3].



Modernější elektrické setrvačnickové zkušebny používají místo sady setrvačníků pouze jednu část s konstantním hmotnostním momentem setrvačnosti a buď se přebytečná kinetická energie odebírá pohonem stavu generátorovým způsobem (tj. je vrácena do elektrické sítě), nebo se chybějící kinetická energie dodává pohonem stavu (pohon tedy pracuje jako motor). Záleží vždy na vozidle, zda má menší či větší ekvivalentní moment setrvačnosti [3].

Výhodou elektrického stavu oproti mechanickému jsou jednak menší rozměry a také fakt, že při poruše (např. zablokování brzdy) na mechanickém stavu je zbývající kinetická energie přes brzdu náhle přivedena do stavu a tím může dojít k jeho poškození či destrukci. Nevýhodou naopak mohou být vyšší pořizovací náklady, nároky na přesné ovládání stavu a také s tím spojená větší složitost technických řešení. Řízení brzdového tlaku je pak řešeno v závislosti na druhu brzdy, tím se však Vlk v tomto popisu nezabývá [3].

1.2.3 Brzdové systémy používané u skutečných vozidel

Při navrhování nového způsobu vyvíjení tlaku v brzdovém obvodu je vhodné brát v potaz praktickou realizaci brzd a brzdových okruhů ve vozidlech. V praxi se používají v silničních vozidlech dvě různé koncepce konvenčních brzdových systémů: brzdové systémy hydraulické a brzdové systémy pneumatické.

Dle Konrada Reifa [4], který se soustředí především na hydraulický přenos tlaku (v osobních automobilech nejvíce rozšířený), fungují konvenční hydraulické brzdové systémy na principu vyvinutí síly na brzdový pedál. Tato síla je následně v hlavním brzdovém válci přeměněná v hydraulický tlak, který je přes brzdovou kapalinu přenášen k pístům brzd. U vozidel s posilovači je síla působící na brzdový pedál zesilována a tím se zvyšuje i tlak v brzdovém systému. Hydraulické systémy mají dva okruhy, což je výhodou v případě poruchy jednoho z okruhů [4].

Systém ABS (Antilock Braking System) s sebou přináší možnost regulace tlaku v brzdovém systému v případě, že dojde ke smyku kola při brzdění. Při použití ABS stále existuje mechanické spojení brzdového pedálu s brzdami, avšak je přidán hydraulický modulátor se solenoidovými ventily, který při zablokování kola uvolní část tlaku v okruhu a ve chvíli, kdy se kolo opět začne točit, tlak přidá. Médium uvolněné z okruhu odtéká do záchytné nízkotlaké nádrže a následně je do okruhu zpět posíláno pumpou [4].

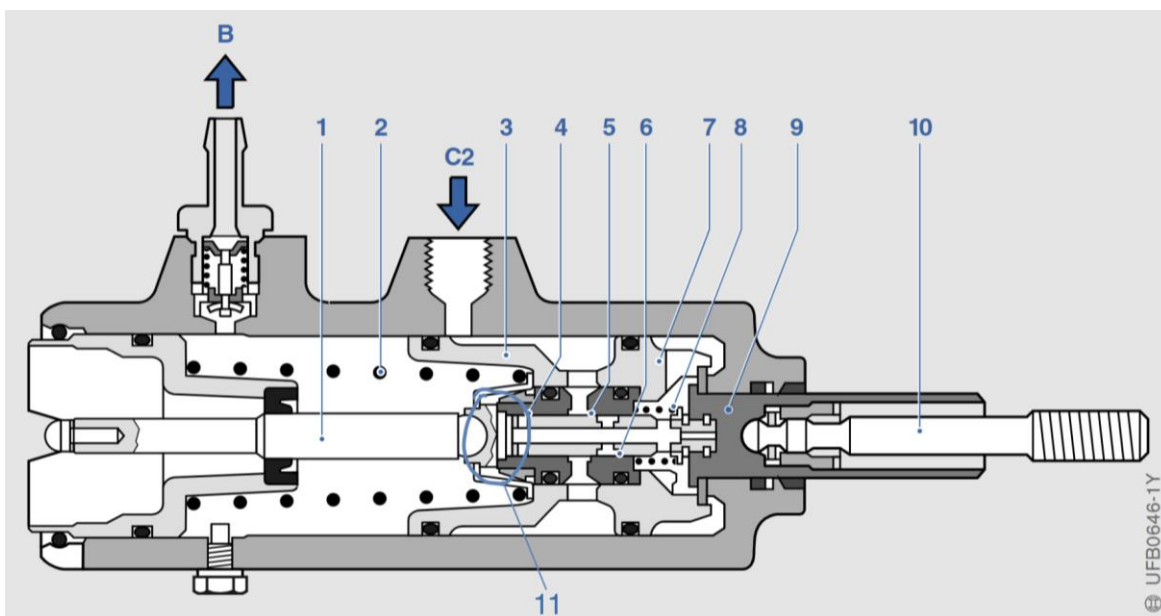
Na principu hydraulického modulátoru pak fungují také elektrohydraulické brzdy SBC (Sensotronic Brake Control). V případě SBC již neexistuje žádné mechanické spojení pedálu s brzdovým válcem. Veškerý tlak aplikovaný v pístcích jednotlivých brzd je ovládán brzdovým modulátorem přes solenoidové ventily na základě požadavku na brzdění, který je detekován elektronicky z pohybu pedálu. Konkrétním návrhem podobného systému se zabývá také Juan J. Castillo a kol. [7], kteří k regulaci tlaku v okruhu používají servoventily. Výhodou jejich řešení je především využití tzv. fuzzy logiky, díky které je regulace tlaku v okruhu kontinuální



a v případě zablokování kola nedochází ke kompletnímu vypuštění natlakované kapaliny, jako je tomu v případě ABS. V budoucnosti se počítá také se zavedením čistě elektromechanických brzd, které využívají elektromotorů k sevření čelistí bez použití hydraulické kapaliny [4; 7].

Jako výhodná inspirace pro návrh nového způsobu vyvíjení tlaku mohou posloužit také brzdové posilovače. Rozlišujeme systémy, kdy se pouze zesiluje síla dodaná lidskou námahou a systémy, kdy brzdění probíhá bez použití lidské síly. Dle Rudolfa Limperta [6] se pro hydraulické brzdové okruhy používají dva druhy posilovačů: vakuový a hydraulický. Princip vakuového posilovače se pro naše zkušební zařízení příliš nehodí, a navíc naše laboratoř nedisponuje zdrojem podtlaku. Proto se budeme v dalším popisu soustředit pouze na posilovač hydraulický [4; 6].

V systémech s hydraulickým posilovačem je zdrojem energie kapalina pod tlakem. Pro její tlakování se běžně používá pumpa posilovače řízení, přičemž v těžkých vozidlech se přidává ještě rezervní elektrická pumpa. Jelikož se v hydraulickém posilovači používají odlišné kapaliny (brzdová kapalina a minerální olej) ve dvou separátních okruzích, musí se při konstrukci zvláště dbát na to, aby se tyto kapaliny nemísily. Jeho konstrukce s kompaktními rozměry a vysoký dosahovaný tlak umožňují jeho aplikaci jak v osobních automobilech, tak v lehkých a středně těžkých nákladních vozidlech. Okruhy s hydraulickým posilovačem jsou řešeny zpravidla tak, že pumpa posilovače řízení posílá natlakovanou kapalinu jak k posilovači řízení, tak k samotnému brzdovému posilovači, a nakonec zpět do zásobníku kapaliny. V závislosti na výrobci a použití může okruh hydraulického posilovače disponovat také akumulátorem tlaku, dříve primárně pro použití při poruše pumpy či nechtěném zhasnutí motoru, dnes i pro běžnou funkci posilovače. Aby se ve svém fungování posilovače brzd a řízení nenarušovaly, je proudění kapaliny mezi nimi podle potřeby distribuováno regulačním ventilem (například šoupátkovým). Ze schématu hydraulického posilovače (obrázek 4) je pak zřejmý princip jeho fungování. Pokud nedochází k brzdění, přítok hydraulické kapaliny je blokován hranami ovládacího pístu (4...6), přičemž odtok je umožněn ventilem B. Při aplikaci síly na brzdový pedál se síla přenáší přes píst (9) na ovládací píst posilovače, čímž se jeho hrany posouvají, natlakovaná kapalina přitéká přes vstup C2 a zároveň je ovládacím pístem zablokován odtok v označeném místě (11). Natlakovaná kapalina pak působí na přenosový píst (3, 7) pomocnou silou a tím doplňuje sílu vyvinutou řidičem na brzdový pedál až do momentu, kdy je dosaženo stavu rovnováhy s výstupní silou z hlavního brzdového válce, působící na táhlo (1). Tímto způsobem je pak vyvíjen tlak v samotném brzdovém systému [4; 6].



Obr. 4 – Schéma hydraulického posilovače v pozici odbrzděno. Převzato z [4]

Odlíšnou koncepcí brzdových systémů představují vzduchové brzdy, tedy brzdové systémy s pneumatickým přenosem tlaku. Vzduchové brzdy využívají jako pracovní médium stlačený vzduch. Síla působící na brzdový pedál se přímo do brzd nepřenáší – slouží pouze k regulaci tlaku, který je do brzdového systému přenášen. Vzduchové brzdové systémy mívají podobně jako systémy hydraulické dvojitě okruhy pro případ selhání. Přestože stlačený vzduch slouží jako zdroj energie k brzdění, tak sám nepůsobí přímo na díly s třecími plochami. Místo toho se energie ze vzduchu přenáší mechanickou soustavou složenou z různých táhel, pák, hřídelí či klínek. Existují také pneumaticko-hydraulické brzdy, kde je tlak vzduchu transformován na hydraulický, který pak působí v brzdách. Vzduchové brzdy se pak používají v různých nákladních automobilech, traktorech, návěsech, přívěsech, ale také v železničních vozidlech. Jednoduchý vzduchový brzdový systém funguje tak, že kompresor, spojený obvykle s motorem, stlačuje vzduch do vzduchových nádrží. V okamžiku stlačení brzdového pedálu se otevírá ovládací ventil a tlak z nádrží je přenášen systémem až k brzdovým komorám/válcům. Ve chvíli, kdy řidič na pedál působit přestane, ovládací ventil se zavírá a vzduch v brzdových komorách je pak vypuštěn rychloodvzdušňovacími ventily [6].

Samotné brzdy pak bývají provedeny jako bubnové, kotoučové či čelistové/špalíkové (ty se však v praxi používají spíše u železničních vozidel) [4].

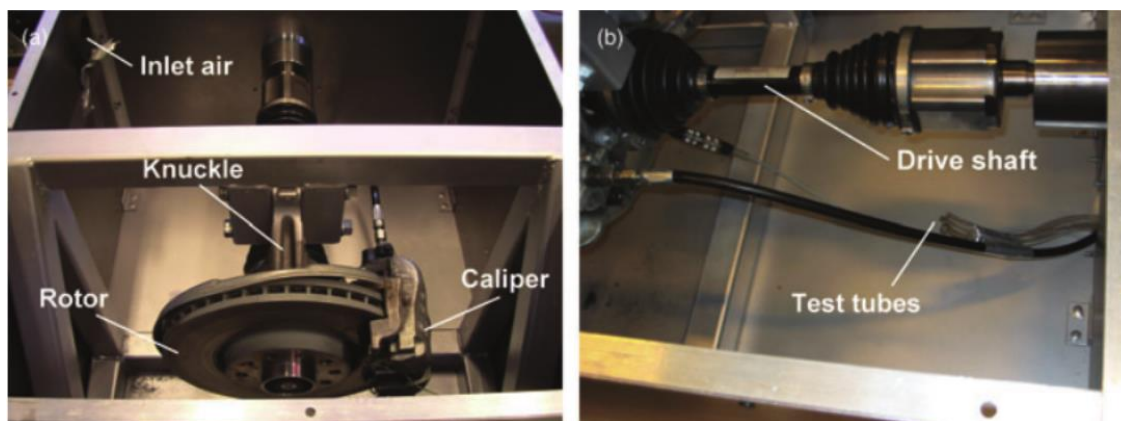
1.2.4 Provedení konkrétních setrvačnickových brzdových stavů

Ve světě se nachází mnoho setrvačnickových stavů sloužících k testování brzd a různých jiných komponent. Tyto stavy jsou většinou součástí vybavení výzkumných laboratoří univerzit, výzkumných ústavů a firem se specializací na automobilový či železniční průmysl. Za konstrukci jednotlivých stavů jsou často zodpovědné samotné instituce, ve kterých se stav nachází, a přizpůsobují je svým konkrétním



požadavkům. Existují však také různé specializované firmy, které se zabývají výrobou brzdových dynamometrů či jiného zkušebního vybavení. Ačkoliv je množství brzdových zkušeben po světě značné, informace o konkrétním konstrukčním provedení brzdových stavů jsou často chráněným firemním tajemstvím a dostat se k nim tedy není jednoduché. Přesto se však najdou i výjimky.

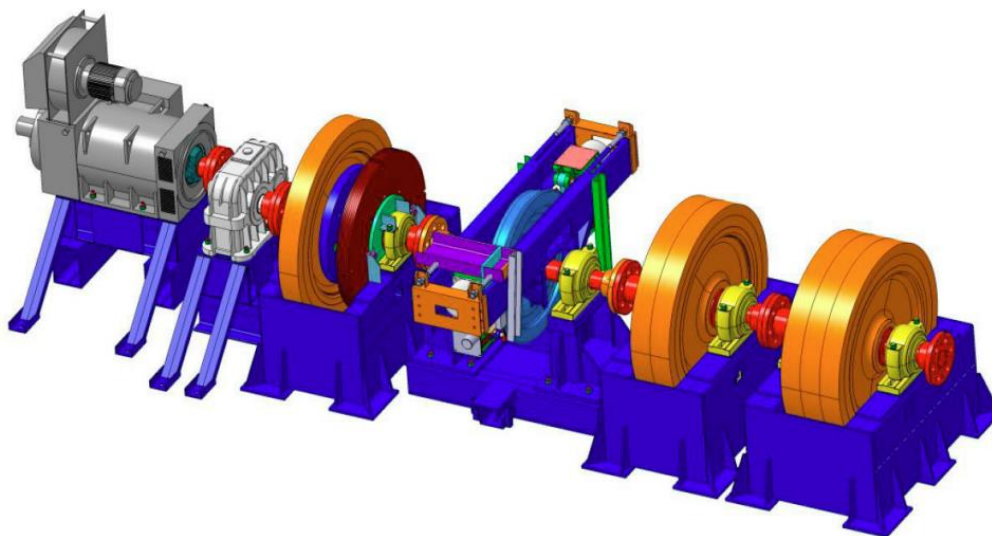
Jednou takovou výjimkou je brzdový stav nacházející se na Královském technologickém institutu ve Stockholmu ve Švédsku, jímž se ve své práci zabývá Jens Wahlström a kol. [8]. Jedná se o brzdový stav zkonstruovaný za účelem měření polétavých částic ve vzduchu, které vznikají vlivem tření materiálů kotouče a destiček kotoučové brzdy při brzdění. Takové měření by bylo v běžném provozu náročné, jelikož nelze snadno rozlišit, které částice vznikly brzděním a které nikoliv. Z tohoto důvodu byl navržen brzdový stav, který dokáže v laboratorních podmínkách zajistit čistotu okolního vzduchu a přesně měřit částice vznikající brzděním. Brzdový stav se skládá z kotoučové jednopístkové automobilové brzdy s ventilovaným diskem namontované ve vzduchotěsné komoře, elektrického motoru pohánějícího hřídel, na níž je namontován kotouč brzdy, a měřícího vybavení. Provedení stavu lze vidět na obrázku 5. Kotouč může být před měřením vystaven korozivnímu prostředí, aby byl simulován případ brzdění auta, které dlouho stálo a bylo vystaveno povětrnostním podmínkám. Součástí měřícího vybavení jsou mimo jiné termočlánky typu K, snímající teplotu v brzdových destičkách, dále tenzometry, které měří velikost momentu, kterým motor působí na brzdu, a Hallův sensor, snímající otáčky. Samotné brzdění je prováděno pneumatickým systémem, u kterého je hadice se stlačeným vzduchem vyvedena přímo do pístku brzdy. Tento systém je nízkotlaký (dodává brzdovému pístu tlak do 4 bar). Tlak je měřen piezoelektrickým snímačem poblíž přívodu brzdového pístku. Tlak v brzdovém okruhu tohoto stavu je malý, a navíc v průběhu měření statický, což odpovídá požadavkům experimentu. Jak však z prací Nerada [1] a Hujňáka [2] vyplývá, tlak v brzdovém systému našeho setrvačnickového stanoviště se pohybuje v řádech jednotek MPa. Pro náš brzdový stav je tedy nutné zvolit jiné řešení s vyšším tlakem v brzdovém okruhu [1; 8].



Obr. 5 – Brzdový stav Královského technologického institutu ve Stockholmu. Převzato z [8]



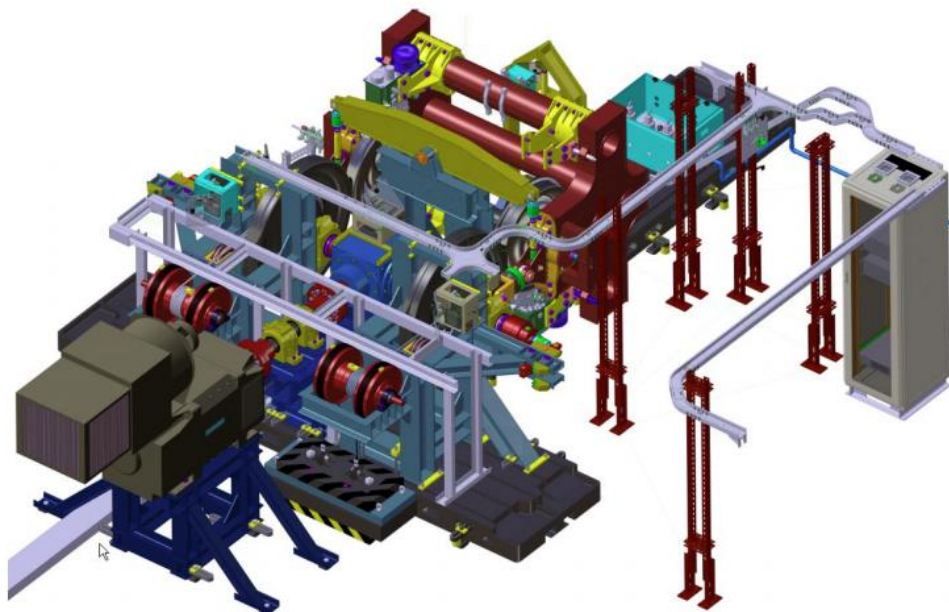
Pavol Kurčík a kol. [9] v rámci své práce představuje setrvačnickový brzdový stav s certifikací UIC (Mezinárodní železniční unie), akreditovaný pro dva typy brzdových zkoušek – zkoušky brzd kotoučových a zkoušky brzd špalíkových. Tento setrvačnickový stav je součástí těžkých laboratoří Katedry dopravní a manipulační techniky Strojnické fakulty na Žilinské univerzitě v Žilině. UIC jej certifikovala kategorií D podle ERRI B 126/RP 18, což je nejvyšší kategorie certifikace setrvačnickových brzdových stavů pro testování železničních brzd a umožňuje na stavu provádět testy simulující rychlosti až 350 km/h. Dle některých odborníků patří brzdové stavy na Žilinské univerzitě (jsou dva, druhý je v tomto dokumentu zmíněn také) mezi nejlepší brzdové stavy v Evropě. Pohon setrvačnickového stavu zajišťuje stejnosměrný trakční motor s nominálním výkonem 265 kW a maximálními otáčkami 3200 ot/min. Spojení motoru s převodovkou je realizováno pomocí spojky. Tato převodovka je třístupňová a disponuje převodovými poměry $i = 1,5; 1,72$ a 4. Na výstupní hřídeli převodovky je pak umístěna soustava setrvačnicků. Dva mají stálý moment setrvačnosti (600 kg.m^2 a 900 kg.m^2) a třetí má nastavitelný moment setrvačnosti (má jeden oddělitelný disk setrvačnicku a deset přidělitelných plátů) mezi hodnotami 20 kg.m^2 až 400 kg.m^2 . Část momentu setrvačnosti je také modelována a simulována počítačově řízeným elektrickým motorem. K brzdění kotoučových brzd se pak používá vzduchový brzdový válec o průměru 8" nebo 10", k brzdění špalíkových brzd zase dva vzduchové válce o průměru 8". Rám i brzdová jednotka jsou kavně umístěné na ložiskách tak, aby bylo možné pomocí tenzometrů měřit reakční sílu od třecí síly při brzdění. Součástí stavu je také ventilační systém, umožňující simulaci reálného proudění vzduchu při brzdění, a rozprašovací systém, simulující brzdění za mokra. Jak již bylo uvedeno, mezi měřicí vybavení stavu patří několik tenzometrů, dále 6 termočlánků typu K (v disku brzd – signál z nich je přenášen přes kroužkovou sběrnou hlavu Höttinger), optický snímač otáček a tlaku v brzdovém systému. Model tohoto setrvačnickového stavu můžeme vidět na obrázku 6 [9].



Obr. 6 – CAD model setrvačnickového stavu UIC Žilinské univerzity. Převzato z [9]

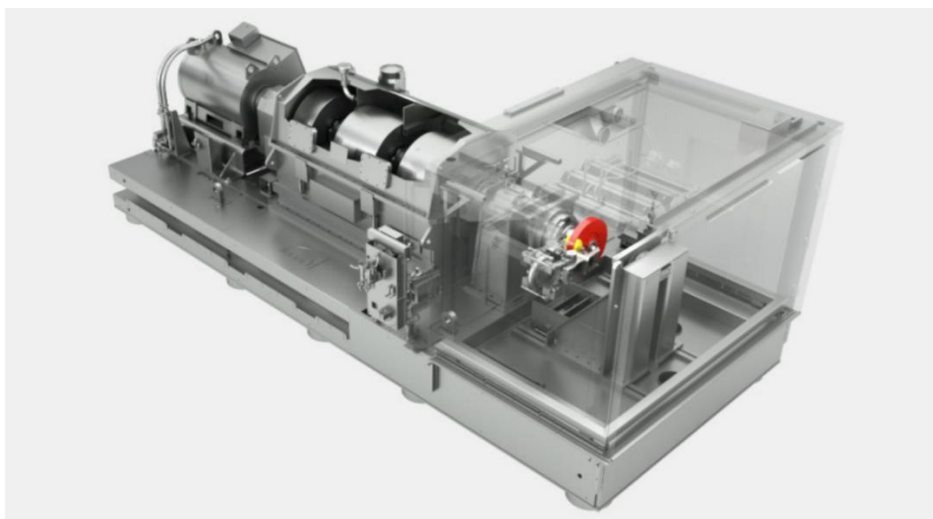


Katedra dopravní a manipulační techniky Strojnické fakulty Žilinské univerzity disponuje také druhým brzdovým stavem, který ve své práci popisuje Jozef Harušinec a kol. [10]. Jedná se o prototyp velice moderního a komplikovaného zkušebního stavu brzdových komponent s názvem RAILBCOT (obrázek 7). Jeho účelem je testování brzdových komponent při zátěži železničního dvojkolí. Toto zařízení je schopné modelovat jízdní dráhu a měnit geometrii, čímž simuluje skutečný provoz. Zkušební stav je vybavený množstvím snímačů síly, otáček a také termočlánky. Účelem stavu je zátěžové testování soukolí složeného ze dvou dvojkolí různými silami, které jsou simulovány zároveň se změnami momentu motoru, rychlosti motoru, zátěže kol, úhlů dvojkolí a s proměnnými brzdovými režimy, které fungují díky nezávisle ovládaným dvěma a dvěma brzdovými jednotkám (na každé dvojkolí připadají dvě brzdové jednotky). Lze měnit organizaci těchto brzdových jednotek, dále také tvar a materiál brzdových bloků. Samotný test sestává ze dvou procesů – prvním je rozpohybování kol a druhým je brzdění. Každá brzdová jednotka má svoje vlastní ovládání brzdného tlaku ve válci a je možné simulovat jak dvojstranné, tak jednostranné brzdění brzdovými bloky. Princip vyvození sil na dvojkolí spočívá v přitlačení dvojkolí k rotujícímu disku s profilem kolejnice na obvodu (nazývaném také rotující kolejnice). Přitlačení je realizováno mechanismem se soustavou kladek a závažím. Zařízení je schopno simulovat zátěž až 25 tun na jednu nápravu. Brzdná síla je vyvozována brzdovou jednotkou, která je upnuta v konzoli na rámu. Samotná brzdová jednotka je ovládána stlačeným vzduchem, který je dodáván flexibilní hadicí z tlakových nádrží. Stlačený vzduch o velikosti 1 MPa je produkován kompresorem, odkud jde do primární tlakové nádrže. Tlak v primární nádrži se pohybuje mezi 0,8 MPa až 1 MPa. Z primární nádrže pak přes tlakový ventil přechází do sekundární nádrže, kde je udržován konstantní tlak 0,8 MPa. K takovému uspořádání bylo přistoupeno za účelem menších dopadů doplňování tlaku kompresorem v pneumatickém systému. Stlačený vzduch ze sekundární nádrže je pak dodáván přes regulační elektropneumatické membránové ventily do brzdového válce, který pak vzniklou silou přes soustavu páky a táhla působí na brzdové čelisti [10].



Obr. 7 – CAD model zkušebního stavu brzdových komponent RAILBCOT Žilinské univerzity. Převzato z [10]

Na konstrukci setrvačnickových stavů se soustředí také některé soukromé firmy. Společnost RENK AG [11] na svých stránkách nabízí setrvačnickový stav určený pro testování kotoučových brzd používaných v moderních železničních vozidlech. Toto zkušební zařízení umožňuje nastavování momentu setrvačnosti automaticky připojitelnými setrvačnickými a také působením motoru. Lze také simulovat provoz brzd za různých povětrnostních podmínek (déšť, nízké teploty či sníh). Každý brzdový stav je přizpůsobován konkrétním potřebám zákazníků. Pohon je zajišťován střídavým elektromotorem. V závislosti na konfiguraci má zařízení výkon 430 kW až 1040 kW, maximální otáčky 2750 ot/min až 3600 ot/min, minimální moment setrvačnosti 200 kg.m² až 750 kg.m², maximální moment setrvačnosti 1750 kg.m² až 6050 kg.m² a maximální brzdový moment 30 000 N.m až 40 000 N.m. Způsob vyvíjení brzdícího tlaku nabízí výrobce hydraulický či pneumatický, v závislosti na konkrétním použití u skutečných kolejových vozidel. Přesnou podobu těchto provedení však výrobce nespecifikuje [11].



Obr. 8 – Setrvačnickový stav společnosti RENK AG. Převzato z [11]

Pro testování automobilových brzd nabízí na svých stránkách společnost Link Engineering [12] setrvačnickový stav s označením Model 3000. Jedná se o stav, který je specificky navržený pro vyhodnocování výkonových charakteristik brzd osobních a lehkých nákladních automobilů s možností vyvinutí brzdného momentu až 5650 N.m. Výrobce nabízí možnost konfigurace konkrétního zařízení, nicméně v základní verzi pracuje stav se dvěma setrvačnickými, přičemž může být další moment setrvačnosti simulován opět pomocí elektromotoru. Výkon zařízení je 186 kW, maximální otáčky 2000 ot/min, moment setrvačnosti v závislosti na připojení setrvačnicků 42,7 kg.m² až 128 kg.m², elektricky simulovaný moment setrvačnosti 5 kg.m² až 260 kg.m² a maximální brzdny tlak 206,8 baru. Způsob vyvozování brzdny tlaku výrobce neudává, avšak vzhledem k jeho velikosti a zmínění kapaliny v informacích o senzorech lze předpokládat, že je tlak vyvozován hydraulicky [12].



Obr. 9 – Setrvačnickový stav společnosti Link Engineering. Převzato z [12]

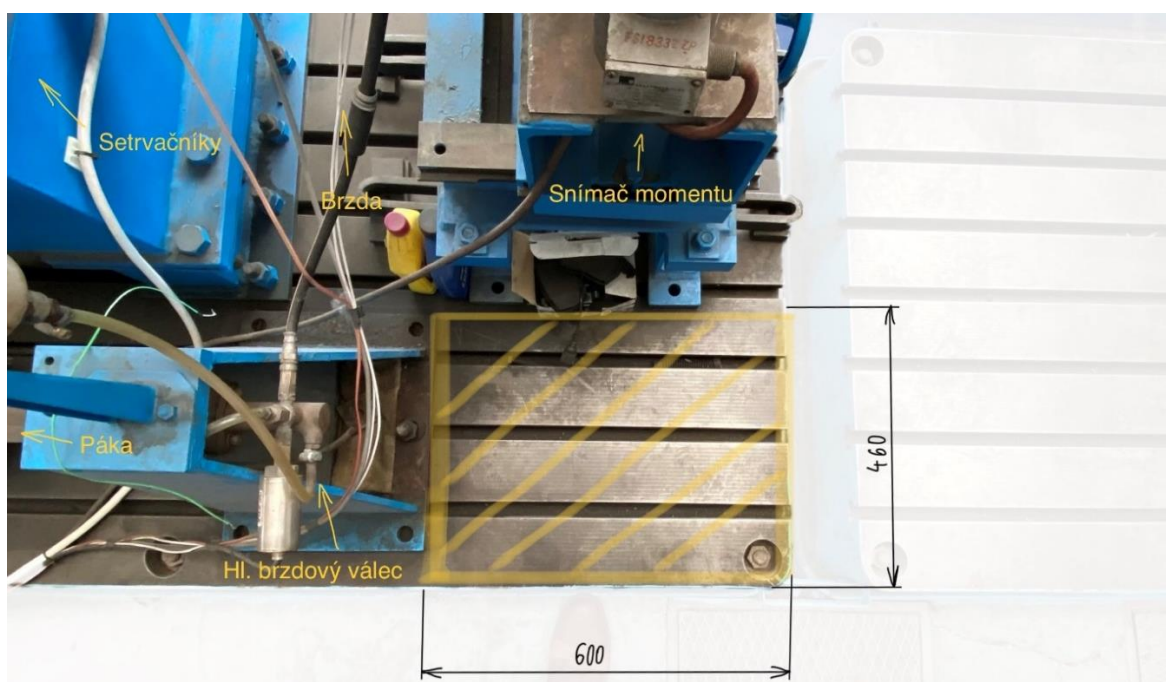


1.3 Zhodnocení poznatků z rešerše a rozvaha nad možným řešením

V praxi lze sledovat mnoho způsobů vyvozování brzdného tlaku ve skutečných vozidlech i na brzdových setrvačnickových stavech. Konkrétních informací k setrvačnickovým stavům a jiným zkušebním zařízením je však málo, a k realizaci vybraného řešení vyvíjení brzdného tlaku ještě méně. Přesto je zřejmé, že se v praxi používají nejčastěji hydraulické a pneumatické systémy. Výběr systému pro brzdový stav většinou závisí na používaném konstrukčním řešení brzdy, respektive plánovaném použití brzdy v konkrétním vozidle.

Pro námi modernizovaný setrvačnickový stav bude potřeba zvolit netradiční přístup, pokud budeme chtít zachovat i stávající způsob vyvíjení brzdného tlaku. Jsme limitováni zástavbovým prostorem, který činí odhadem 60 cm x 46 cm (viz obrázek 10). Tento prostor by však bylo teoreticky možné zvětšit posunutím původní páky s odbrzdovačem či jejich úplným odstraněním.

Jelikož se jedná o stav pro testování automobilových brzd, bylo by vhodné i nadále používat okruh s brzdovou kapalinou. Odlíšnosti tedy budou spočívat pouze ve způsobu vyvíjení tlaku v brzdové kapalině. Nabízí se dva přístupy: buď vyvíjet tlak brzdové kapaliny přímo v okruhu (např. čerpadlem), nebo vyvíjet sílu na hlavní brzdový válec. V případě výběru řešení vyvíjení síly na brzdový válec a současně snahy o zachování původního řešení lze dále uvažovat buď o přidání dalšího pístu, ke kterému by bylo připojeno nové zařízení (např. rychlospojku v případě hydraulického či pneumatického systému), o konstrukční úpravě stávající páky a pístu, na který páka působí (v tomto případě by mohl být vhodnou inspirací hydraulický posilovač), nebo o ručním přepojování celého hlavního brzdového válce k novému zařízení.



Obr. 10 – Hlavní zástavbový prostor s odhadem rozměrů. Foto autor



Je nutné také zajistit dostatečný tlak v okruhu, který se, jak již bylo zmíněno, pohybuje v jednotkách MPa. Bylo by však vhodné, aby mohl systém dosáhnout i vyšších tlaků pro různé typy zkoušek. Je vhodné také při výběru řešení uvažovat o použití vybavení, kterým již laboratoř disponuje – takovým vybavením je například hydrostatický agregát.

Jednoduchým a velice snadno regulovatelným řešením může být mechanismus s pohybovým šroubem, ovládaný elektromotorem. V případě takového řešení by bylo možné zachovat páku s odbrzdovačem, přičemž by buď mohl být připojen další píst do okruhu, nebo by musel být hlavní brzdový válec přepojován mezi starým a novým zařízením v závislosti na tom, co zrovna budeme na stavu dělat.

Dalším řešením může být použití externího hydraulického systému. Výhodou tohoto řešení je možnost použití hydrostatického agregátu, kterým již laboratoře disponují, dále fakt, že v případě hydraulického systému je dosahováno vysokého tlaku, systém pracuje s nestlačitelným médiem, regulace je možná s použitím akumulátorů tlaku, servoventilů, hydraulických modulátorů apod. Je zde možnost odstranění páky a využití většího zástavbového prostoru pro nové řešení, dále také možnost připojení dalšího pístu do okruhu (je však nutné, aby se vzájemně nemísily brzdová kapalina a olej z externího hydraulického okruhu), nebo také konstrukční úprava páky a pístu, na který páka působí (zde se dostáváme k již zmiňované možnosti inspirace hydraulickým posilovačem). Je však diskutabilní složitost takového řešení.

Analogicky můžeme přistoupit k řešení pneumatickému. Ideálně by pro provedení platilo to samé jako pro systém hydraulický, avšak místo hydraulické kapaliny by byl použit stlačený vzduch. Ovšem musíme brát v potaz řadu komplikací, které by nám takové řešení přineslo. První takovou komplikací je použití stlačitelného média, regulace tlaku v okruhu by pak nemusela být tak přesná jako v případě použití hydraulického okruhu, respektive by mohlo docházet k určitým prodlevám a problémům s ustálením tlaku při jeho změně. Dalším faktorem je nižší dosahovaný tlak v pneumatickém okruhu – možnost dosažení potřebného tlaku v brzdové kapalině sice existuje skrze použití mechanismů, podobně jako u brzd kolejových vozidel, či skrze zvýšení výkonu kompresoru a tlaku v nádržích, nicméně to by znamenalo potřebu zástavby více prostoru než při použití hydraulického okruhu.

Odlišným přístupem je pak vyvinutí tlaku přímo v okruhu brzdové kapaliny, tedy bez použití externího hydraulického okruhu. V takovém případě mohou jako inspirace posloužit systémy ABS či SBC. Zástavba prostoru by nejspíše byla obdobná jako u externího hydraulického systému. Zachování původního řešení by i v tomto případě patrně bylo možné.

Okrajově také zmíníme možnost vyvíjet sílu elektromagneticky. Otázkou je, jak by konkrétní řešení vypadalo, dále zda by bylo možné zachovat i původní řešení a v neposlední řadě také pořizovací cena a komplikovanost takového systému.



2 Postup měření na setrvačnickovém stavu

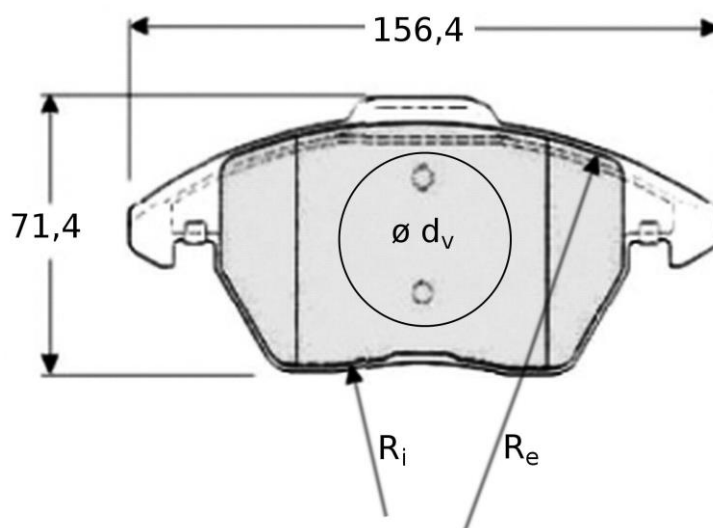
Zkušební stav se používá mimo jiné pro výuku studentů. V rámci úlohy mají studenti za úkol určit součinitel tření mezi kotoučem a brzdovým obložím. Postup měření je následovný:

1. Roztočení setrvačnicků na dané otáčky
2. Spuštění záznamu měření
3. Vypnutí motoru a zahájení brzdění
4. Po zastavení setrvačnicků vypnutí záznamu a odbrzdění
5. Opakování či ukončení měření

K výpočtu součinitele tření se pak používá následující vztah:

$$\mu = \frac{M}{\frac{\pi \cdot d_v^2}{2} \cdot \frac{R_e + R_i}{2} \cdot p}$$

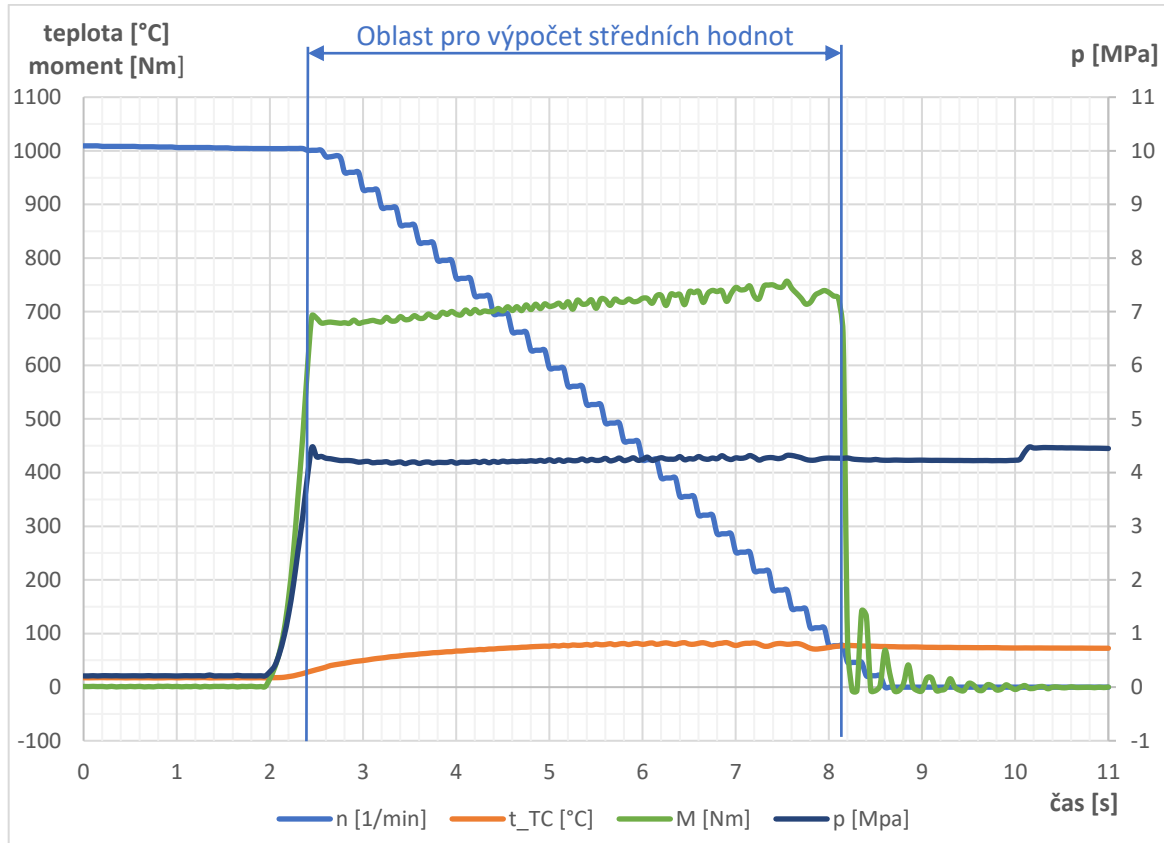
M je střední hodnota momentu, p střední hodnota tlaku v brzdovém okruhu, $d_v = 54$ mm průměr pístku, $R_e = 143$ mm vnější třecí poloměr a $R_i = 84$ mm vnitřní třecí poloměr [1]. Rozměry brzdové destičky jsou zobrazeny na obrázku 11.



Obr. 11 – Rozměry brzdové destičky. Převzato z [1]



Hodnoty ze všech snímačů jsou v průběhu zkoušky zaznamenávány do textového souboru, který je následně uložen v počítači. Střední hodnoty momentu a tlaku se počítají z dat z určité oblasti. Grafické závislosti výstupních veličin na čase včetně vyznačené oblasti pro výpočet středních hodnot jsou znázorněny na obrázku 12.



Obr. 12 – Příklad výstupu z měření. Foto autor

Prezentace s postupem měření je zpracována formou přílohy.



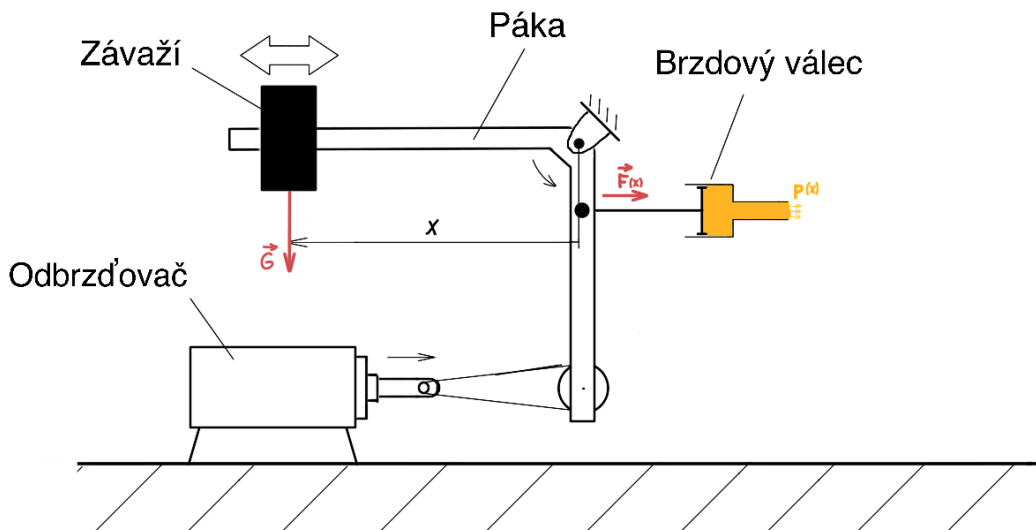
3 Návrh řešení ovládání kotoučové brzdy

V následující kapitole je vytvořen návrh nového zařízení pro plynulé ovládání kotoučové brzdy.

3.1 Výpočet síly působící na píst brzdového válce

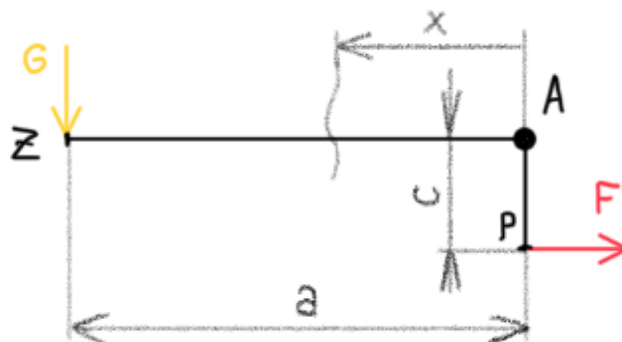
Základním parametrem pro návrh nového způsobu ovládání kotoučové brzdy je síla, kterou je potřeba vyvinout na píst brzdového válce. Nejjednodušší způsob, jak určit potřebnou sílu, je vycházet z původního řešení a vypočítat, jakou maximální silou může působit závaží o známých rozměrech přes páku na píst.

Funkce současného řešení je zřejmá z obrázku 13. Páka s posuvným závažím je otočně uchycena na jednom čepu a na druhém je připojena tlačná tyčka spojující páku a brzdový válec. Tlak v okruhu p je vyvíjen silou F , která vzniká působením tíhy G na závaží páky. Velikost síly F je regulována polohou závaží x a můžeme tedy říci, že tlak p a síla F jsou funkcí polohy závaží x . Páka je držena odbrzdovačem (což je přímočarý hydromotor) v pozici „odbrzděno“ až do chvíle, kdy je z ovládacího stanoviště vyslán požadavek na brzdění. V tu chvíli vykoná odbrzdovač pohyb a uvolní páku do pracovní polohy.



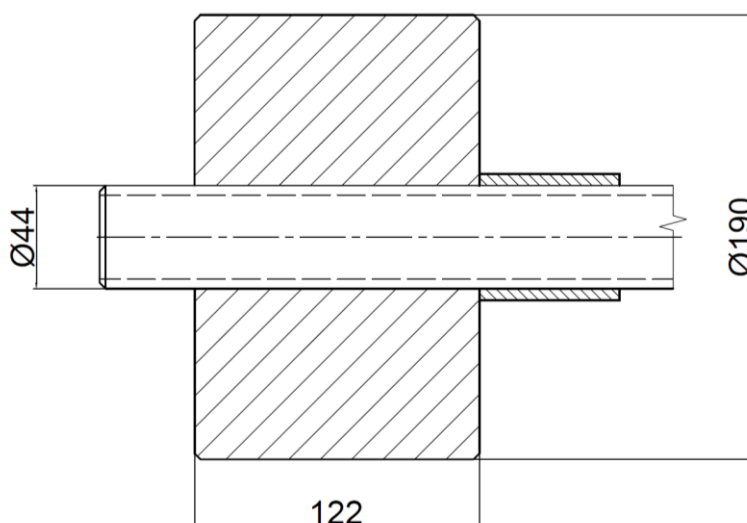
Obr. 13 - Schéma funkce současného řešení zařízení. Foto autor

Výpočet síly působící na píst provedeme na základě zjednodušeného výpočetního modelu, který je znázorněn na obrázku 14. Délka a označuje vzdálenost mezi závažím Z v krajní poloze a středem otáčení páky A . Maximální síla působí při maximálním vysunutí závaží, tedy při $x = a$. Délku ramena mezi A a působišťem síly na píst P pak označme c .



Obr. 14 – Zjednodušený výpočetní model páky. Foto autor

Na obrázku 15 je znázorněno závaží s rozměry důležitými pro výpočet.



Obr. 15 – Náčrt závaží se základními rozměry. Foto autor

Pokud označíme malý průměr $d = 44$ mm, velký průměr $D = 190$ mm a délku $h = 122$ mm, lze určit objem závaží:

$$V = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot h = \left(\frac{\pi \cdot 190^2}{4} - \frac{\pi \cdot 44^2}{4} \right) \cdot 122$$

$$V = 3273546 \text{ mm}^3 = 3,274 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Při uvažování hustoty $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ pak hmotnost závaží činí:

$$m = \rho \cdot V = 7850 \cdot 3,274 \cdot 10^{-3}$$

$$m = 25,7 \text{ kg}$$

Zmíněná ramena mají následující rozměry:

$$a = 900 \text{ mm}$$

$$c = 50 \text{ mm}$$



Tíhovou sílu G při uvažování tíhového zrychlení $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ určíme ze vztahu:

$$G = m \cdot g = 25,7 \cdot 9,81$$

$$G = 252,1 \text{ N}$$

Moment od síly G k bodu A pak činí:

$$M_A = G \cdot a = 252,1 \cdot 900$$

$$M_A = 226890 \text{ Nmm}$$

Pak již lehce určíme sílu F působící na píst:

$$F = \frac{M_A}{c} = \frac{226890}{50}$$

$$F = 4537,8 \text{ N}$$

Při uvažování bezpečnosti a vyšších požadavků na modernizované zařízení je vhodné, aby komponenty snesly síly alespoň o 30% vyšší, proto budeme pro volbu komponent uvažovat sílu F_{vol} :

$$F_{vol} = 1,3 \cdot F = 1,3 \cdot 4537,8 \text{ N}$$

$$F_{vol} \doteq 5900 \text{ N}$$

3.2 Úvaha o potřebné posuvové rychlosti

Pro návrh našeho zařízení je nutné mít alespoň hrubou představu, jak rychlý posuvný pohyb musí být zařízení schopné vyvinout při působení silou na hlavní brzdový válec. Z Hujňákovy práce je zřejmé, že při stávající konfiguraci zařízení trvá náběh tlaku v okruhu z minima do maxima od spuštění páky přibližně 1 vteřinu [2]. Modernizované zařízení by mělo splňovat alespoň tyto staré specifikace, ale bylo by dobré, kdyby šlo regulovat sílu působící na brzdový válec rychleji. Říci exaktně, jaká rychlost posuvu je pro nový pohon nutná, však není vůbec jednoduché. Nebylo možné změřit posuv, který je při brzdění v hlavním brzdovém válci realizován, ani jaká je závislost tlaku v okruhu na posuvu. Dá se ovšem předpokládat, že maximální nutný posuv bude v jednotkách milimetrů až centimetrů. Potřebnou rychlost změn je opět těžké odhadnout, avšak čím rychlejší zařízení vybereme, tím větší bude jistota funkčnosti nového zařízení. Řekněme tedy, že minimální rychlost, kterou by naše zařízení mělo být schopné vyvinout, je alespoň 20 mm/s.



3.3 Výběr zařízení pro vyvíjení a přenos síly

Jak již bylo zmíněno, nabízí se v zásadě čtyři varianty, jak vyvíjet sílu na brzdový válec – hydraulicky, pneumaticky, mechanicky a elektromagneticky. Řešení elektromagnetické by bylo zbytečně složité. Řešení hydraulické by bylo proveditelné lépe, nicméně za předpokladu, že by k tomuto řešení byl použit hydrostatický agregát nacházející se v laboratořích, bylo by zapotřebí učinit velké množství úprav. Krom toho je samotný agregát až zbytečně silný – je schopen vyvinout daleko větší tlaky, než jsou potřeba v brzdovém okruhu, a tyto tlaky by byly samotným brzdovým válcem ještě zesíleny. Také by byla náročnější přesná regulace síly. Řešení pneumatické by vyžadovalo také jisté úpravy, přičemž nejvíce limitujícím faktorem by byl zástavbový prostor měřicího stanoviště. Nevýhodou pro přesnou regulaci představuje také stlačitelné médium. Zbývá tedy řešení mechanické. Takové řešení by při dobře provedeném návrhu mohlo být velice přesné, nenáročné na zástavbový prostor, a především velice jednoduché. Jako ideální se jeví využít buď hotových lineárních pohonů či zdvižných převodovek kombinovaných se servomotory.

3.3.1 Varianty zdvižných převodovek

Zdvižné převodovky převádějí rotační pohyb na posuvný. Vyrábějí se nejčastěji se šnekovým převodem a pohybovým šroubem s trapézovým závitem. Tento šroub pak může být rotující nebo nerotující, v závislosti na konstrukci. Jsou vhodné především pro aplikace, kde jsou potřeba velké zdvihy, jako jsou polohování rozměrných a těžkých komponent (např. ve stavebnictví), solárních panelů atp. Vyrábějí se v širokém spektru zdvihů, avšak i nejmenší zdvihy dalece přesahují naše potřeby. V kombinaci se servomotorem však přesnost nijak zvlášť neutrpí a můžeme je tedy použít s předpokladem, že využijeme jen malou část z jejich maximálního zdvihu. Pro naši aplikaci bude výhodnější použít převodovku s výsuvným šroubem. V tabulce 1 jsou porovnány vybrané zdvižné převodovky s výsuvným trapézovým šroubem:



Tab. 1 - Porovnání vybraných zdvižných převodovek s trapézovým šroubem
[13; 14; 15; 16]

Označení	TSE 10-SN (SL)	Z-10-SN (SL)	TP 204 1/5 (1/10; 1/30)	M2-VK-4:1 (16:1)
Výrobce	T.E.A. Technik	ZIMM	UNIMEC	NEFF
Maximální zdvižná síla [N]	10 000	10 000	10 000	10 000
Šroub	Tr 20x4	Tr 20x4	Tr 20x4	Tr 20x4
Maximální vstupní otáčky [ot/min]	1 800	3 000	1500	3000
Převod	4:1 (16:1)	4:1 (16:1)	5:1 (10:1; 30:1)	4:1 (16:1)
Zdvih na otáčku vstupní hřídele [mm/ot]	1 (0,25)	1 (0,25)	0,8 (0,4; 0,13)	1 (0,25)
Hmotnost převodovky bez šroubu [kg]	1,98	2,1	5,9	2,1
Maximální vstupní kroučící moment [Nm]	10,5 (4,2)	13,5 (7,5)	-	-
Maximální rychlost posuvu [mm/s]	30 (7,5)	50 (12,5)	20 (10; 3,25)	50 (12,5)
Minimální vstupní kroučící moment pro 4 600 N* [Nm]	2,376 (0,804)	3,204 (1,08)	2,5 (1,4; 0,7)	3,4 (1,1)
Opakovatelná přesnost [mm]	0,05	-	-	-
Cena bez DPH** [Kč]	10 123	9464	6985,17	8000

*určeno ze vztahů uváděných výrobcí

**uvedené ceny jsou bez šroubů a příslušenství na základě nabídek výrobců, viz příloha



V tabulce 2 jsou uvedeny stejné převodovky ve verzi s kuličkovým šroubem:

Tab. 2 - Porovnání vybraných zdvižných převodovek s kuličkovým šroubem [13; 14]

Označení	TSE 10-SN (SL)	Z-10-SN (SL)
Výrobce	T.E.A. Technik	ZIMM
Maximální zdvižná síla [N]	10 000	10 000
Šroub	kuličkový 25x5; 25x10; 25x25; 25x50 zvoleno 25x25	kuličkový 25x5; 25x10; 25x25; 25x50 zvoleno 25x25
Maximální vstupní otáčky* [ot/min]	1800	3000
Převod	4:1 (16:1)	4:1 (16:1)
Zdvih na otáčku vstupní hřídele [mm/ot]	6,25 (1,56)	6,25 (1,56)
Hmotnost převodovky bez šroubu [kg]	-	-
Maximální vstupní kroutící moment* [Nm]	10,5 (4,2)	13,5 (7,5)
Maximální rychlost posuvu [mm/s]	187,5 (46,8)	312,5 (78)
Minimální vstupní kroutící moment pro sílu 4 600 N* [Nm]	2,376 (0,804)	3,204 (1,08)
Opakovatelná přesnost [mm]	0,05	-
Cena bez DPH** [Kč]	15 184,5	12 949

*označené údaje nejsou pro kuličkové provedení v katalogích uvedeny, předpokládáme tedy stejné hodnoty jako pro trapézové provedení

**uvedené ceny jsou bez šroubů a příslušenství na základě nabídek výrobců, viz příloha



Ve zvláštní tabulce 3 je uveden příklad vysokorychlostní převodovky výrobce NEFF (vyrábí mnoho druhů převodovek, přičemž ty standardní jsou srovnatelné s převodovkami v tabulce 1).

Tab. 3 - Vysokorychlostní zdvižné převodovky výrobce NEFF [16]

Označení	G1-N-VK-TGS 24x5	G1-N-VK-KGS 2505
Výrobce	NEFF	NEFF
Maximální síla [N]	20 600	12 300
Maximální vstupní otáčky [ot/min]	1820 (2730)	3000
Převod	2:1 (3:1)	2:1 (3:1)
Šroub	trapezový	kuličkový
Zdvih na otáčku vstupní hřídele [mm/ot]	2,5 (1,6)	2,5 (1,6)
Hmotnost převodovky bez šroubu [kg]	-	-
Maximální vstupní kroutící moment [Nm]	50	50
Maximální rychlost posuvu [mm/s]	75,8 (72,8)	125 (80)
Minimální vstupní kroutící moment pro sílu 4600 N* [Nm]	6,22 (4,53)	4,45 (3,40)
Opakovatelná přesnost [mm]	-	-
Cena bez DPH** [Kč]	33 443	42 250

*určeno ze vztahů uváděných výrobcí

**uvedené ceny jsou bez šroubů a příslušenství na základě nabídek výrobců, viz příloha

3.3.2 Varianty elektrických zdvižných válců

Elektrické zdvižné válce převádějí, stejně jako zdvižné převodovky, rotační pohyb na posuvný pomocí šroubu, nejčastěji pak pomocí šroubu kuličkového. Používají se často jako alternativa k válcům pneumatickým či hydraulickým a svým designem je velmi připomínají. Své uplatnění najdou především v průmyslu. Často jsou součástí různých výrobních linek, kde je potřeba přesné polohování či vyvinutí sil. Pro naši aplikaci, tedy vyvíjení axiální síly, je elektrický válec jednoznačně vhodnější než zdvižné převodovky, a to díky své přesnosti, kompaktnosti, vyšší rychlosti posuvu a široké paletě upínacích prvků a jiného příslušenství. Naopak pro aplikace uvedené u zdvižných převodovek v části 3.3.1 je elektrický válec absolutně nevhodný.



Elektrické válce se vyrábí v celé škále variant pro různé velikosti sil, stoupání šroubů, rychlosti posuvů a přesnost polohování. Pro naši aplikaci lze využít i poměrně malé posuvy a nejnižší stoupání šroubů – i ty jsou pro naši aplikaci dostatečně rychlé. V tabulce 4 je proto uvedeno porovnání vybraných zdvižných válců různých výrobců s nejmenším možným stoupáním vřetena:

Tab. 4 - Porovnání vybraných elektrických zdvižných válců [17; 18; 19]

Označení	ESBF-BS-63-100-5P	E/809050/05M/AXX/140	PNCE 40 BS 1605 0100 S 0
Výrobce	FESTO	IMI Norgren	UNIMOTION
Stoupání vřetena [mm/ot]	5	5	5
Maximální síla [N]	7000	8000	6020
Dynamická únosnost [N]	-	13 100	13 150
Dostupné velikosti zdvihu [mm]	30 až 1500 zvoleno 100	100 až 1000 zvoleno 100 + 2x20 (výrobce přidává 2x20)	40 až 900 zvoleno 100 mm
Maximální hnací moment [Nm]	7	6,4	5,3
Maximální otáčky [ot/min]	3250	4590	4200
Maximální rychlost posuvu [mm/s]	270	400	350
Maximální zrychlení [m/s ²]	5	10	20
Opakovatelná přesnost [mm]	±0,015	±0,02	±0,02
Minimální vstupní kroučící moment pro sílu 4 600 N* [Nm]	5	4,31	4,07
Hmotnost [kg]	4,035	3,118	1,96
Cena bez DPH*** [Kč]	29 116,67	26 961**	14 126,50

*určeno ze vztahů, hodnot a diagramů uváděných výrobcí s přihlédnutím k plánovanému příslušenství

**podle kurzu 1 EUR = 25,8 CZK ke dni 6.5.2021

***uvedené ceny jsou na základě nabídek výrobců, viz příloha



Srovnávat výše uvedené válce ale není zcela spravedlivé, jelikož jsou všechny různých velikostí – válec FESTO je velikosti 63, válec Norgren velikosti 50 a válec UNIMOTION dokonce velikosti 40. Výrobce FESTO ve svém katalogu nezmiňuje dynamickou únosnost, avšak o tomto výrobcí je známo, že všechny své výrobky podrobuje důkladným, intenzivním zkouškám a uvedené hodnoty v sobě mají započítanou i bezpečnost. Výrobce za ně tedy ručí. Dodavatel válců UNIMOTION naopak ve svém katalogu zmiňuje, že je doporučeno dimenzovat válec tak, aby byl splněn minimální bezpečnostní faktor $f_s = 5$, přičemž je tento faktor definován jako $f_s = C/F$, kde C je dynamická únosnost a F síla, kterou je na válec v axiálním směru působeno [19]. Tento faktor, jak je zřejmé, u takto malého válce není splněn. Dodavatel válců Norgren se o této bezpečnosti nezmiňuje vůbec. Z tohoto důvodu se zdá být korektní srovnávat válce stejné velikosti, tedy velikosti 63, přičemž tam, kde je to možné, doplníme tabulku výše zmíněným bezpečnostním faktorem. Toto porovnání je uvedeno v tabulce 5:



Tab. 5 - Porovnání vybraných elektrických zdvižných válců velikosti 63 [17; 18; 19]

Označení	ESBF-BS-63-100-5P	E/809063/05M/AXX/140	PNCE 63 BS 2505 0100 S 0
Výrobce	FESTO	IMI Norgren	UNIMOTION
Stoupání vřetena [mm/ot]	5	5	5
Maximální síla [N]	7000	10 150	16 500
Dynamická únosnost [N]	-	14 600	16 700
Bezpečnostní faktor f_s pro sílu 4600 N	bezpečnost započítána v maximální síle	3,17	3,59
Dostupné velikosti zdvihu [mm]	30 až 1500 zvoleno 100	100 až 1000 zvoleno 100 + 2x20 (výrobce přidává 2x20)	40 až 1200 zvoleno 100 mm
Maximální hnací moment [Nm]	7	8,1	14,6
Maximální otáčky [ot/min]	3250	3610	2700
Maximální rychlost posuvu [mm/s]	270	300	230
Maximální zrychlení [m/s ²]	5	10	20
Opakovatelná přesnost [mm]	±0,015	±0,02	±0,02
Minimální vstupní kroučící moment pro sílu 4 600 N* [Nm]	5	4,31	4,07
Hmotnost [kg]	4,035	4,62	4,02
Cena bez DPH*** [Kč]	29 116,67	31 347**	25 942,50

*určeno ze vztahů, hodnot a diagramů uváděných výrobcí s přihlédnutím k plánovanému příslušenství

**podle kurzu 1 EUR = 25,8 CZK ke dni 6.5.2021

***uvedené ceny jsou na základě nabídek výrobců, viz příloha



3.3.3 Zhodnocení variant a výběr dodavatele komponent

Z přehledu všech zmíněných variant je zřejmé, že mezi zdvižnými převodovkami a elektrickými válci je velký rozdíl, a to jak cenový, tak výkonnostní. Dalo by se konstatovat, že převodovky jsou vhodnější spíše pro jiné aplikace, než je ta naše.

Zdvižné převodovky by samozřejmě použít šly, ale narazíme zde na několik potíží a výzev. První velkou nevýhodou jsou jednoznačně větší délkové rozměry než u zdvižných válců, a také nevhodné způsoby montáže (skříň převodovky totiž zřejmě nepůjde lehce namontovat tak, aby ležela na vodorovné desce). Dalším mínusem jsou nízké dosahované rychlosti (pokud nezvolíme převodovky s kuličkovými šrouby o extrémním stoupání) a nepatrně horší přesnost polohování. Zdvižné převodovky je také nutné pravidelně mazat, přičemž mazání za provozu není u převodovek moc obvyklé (tuto variantu nabízí z vybraných převodovek jen ty od značky ZIMM). Mezi výhody zdvižných převodovek pak patří nižší ceny, nižší vstupní kroutící momenty a vysoké únosnosti, dalece převyšující naše potřeby.

Elektrické válce jsou výhodnější především svojí přesností, rychlostí polohování, pestrou škálou příslušenství, kompaktností a mnoha způsoby montáže. Lze je velice snadno spárovat se servomotory jednotlivých výrobců, takže se jedná prakticky o kompletní řešení daného pohonu. Výrobci také umožňují na přání montáž motorů od jiných dodavatelů. Vřetena válců většinou není třeba mazat – minimálně válce FESTO jsou dostatečně promazány na celou dobu své životnosti, někteří jiní výrobci zase umožňují externí mazání za provozu. Nevýhodou však mohou být mírně vyšší hnací momenty a vyšší cena.

Zásadním faktorem pro výběr řešení bude také možnost spárování zdvihacího mechanismu s vhodným servomotorem. Jednodušší a kompaktnější je párování motorů a zdvižných válců, jelikož, jak již bylo zmíněno, jsou pro válce připraveny konkrétní servomotory a spojovací sady. Zdvižné převodovky jsou často připraveny pro běžné asynchronní motory, kdy je propojení realizováno pomocí spojek a případně také přírub. Jak je zřejmé, momenty, kterými budou muset motory disponovat, jsou poměrně velké, a zde přichází na řadu další výzva – výběr správného servomotoru. V zásadě se dají pořídit dva různé druhy servomotorů – servomotory s integrovaným řízením nebo servomotory s externím ovladačem. Servomotory s integrovaným řízením jsou zpravidla levnější, pracují s menším napájecím napětím a ovládání je integrováno přímo v motoru. Takové motory jsou však méně robustní, dosahují malých momentů a nižších otáček. Servomotory s vnějším ovladačem jsou oproti tomu velice robustní, rychlé, dosahují vysokých špičkových i jmenovitých momentů. Cenově nejsou samotné motory až tak drahé, ale cena se výrazně zvýší, když se do počtu přidají právě potřebné ovladače, které je napájí.

V zásadě lze říci, že z hlediska výběru servomotoru na tom budou zdvižné převodovky i elektrické válce prakticky stejně. Motory s integrovaným řízením jsou slabé, jejich moment nestačí ani na zdvižné převodovky, pokud nezvolíme pomalý



převod 16:1. Bylo by potřeba jejich momenty zvětšit pomocí malých redukčních převodovek, které jsou dodávány i v rámci příslušenství elektrických válců, ale zároveň bychom tímto krokem výrazně snížili otáčky. Pro nízké rychlosti pak už zdvižné válce tolik výhod proti zdvižným převodovkám nemají. Motory s vnějšími ovladači nám zajistí vysoký výkon a dostatečné síly, ale je potřeba počítat s dalšími náklady navíc.

Ve výsledku můžeme prohlásit následující: pokud chceme řešení co nejlevnější, můžeme přistoupit k volbě zdvižné převodovky, redukce a malého servomotoru s integrovaným řízením, ale musíme počítat s velice nízkými rychlostmi a tedy pomalými (a potenciálně rychlostně nedostatečnými) změnami veličin v průběhu brzdění. Pokud však chceme řešení kompaktní, robustní, přesné, elegantní a se schopností měnit parametry brzdění velice rychle, bude nejlepší přistoupit k použití elektrického válce v kombinaci se servomotorem a vnějším ovladačem. V takovém případě je jistota, že rychlosti budou stačit, jelikož při použití maximální posuvové rychlosti dokáží písky válců s jistotou učinit za desetiny vteřiny větší posuv, než bychom i v těch nejextrémnějších případech potřebovali. Musíme však také počítat s vyššími pořizovacími náklady.

Pokud chceme mít jistotu, že bude nové řešení splňovat naše požadavky, bude nejlepší volbou elektrický válec. Z tří uvedených variant nejlépe vychází válec od firmy FESTO, a to hned z několika důvodů. Jednak firma nabízí výhodnou cenu jak za válec, tak za příslušenství, parametry válce jsou velice dobré, výrobce jednal rychle, přívětivě a seriózně, jeho výrobky jsou pečlivě otestované a poskytuje pro své zákazníky plný servis a konzultace. Za zmínku stojí také fakt, že v prospěch firmy FESTO hovoří pozitivní recenze od dotázaných profesionálů z průmyslové praxe, kteří s touto firmou spolupracují již léta. O zbylých dvou výrobcích toho není známo tolik. Válec Norgren je svým designem podobný, ale poskytuje méně možností montáže. Jeho parametry se zdají být na první pohled lepší, avšak ve skutečnosti budou prakticky srovnatelné s válcem od FESTO, přičemž cenovka (jak za válec, tak za motor a příslušenství) je vyšší. Výrobce UNIMOTION má naopak nižší cenovku, nicméně katalog nezbudil takovou důvěru v jejich výrobky. Parametry válce se tváří slibně, ale to jen před započtením bezpečností, které sám dodavatel uvádí. Možností montáže má pak ještě méně, navíc k němu nejsou rovnou navrženy servomotory. Dalo by se namítnout, že parametry válce FESTO jsou horší než zbývajících dvou, ale jak již bylo zmíněno, výrobky FESTO jsou pečlivě testované a uváděné parametry v sobě skrývají jistou bezpečnost. Potřebný hnací moment je také určován jiným způsobem. Je určen pro danou sílu při pohybu maximální rychlostí s přihlédnutím k momentům, které je nutno překonat ve válci, motoru a montážní sadě. Výrobci Norgren a UNIMOTION však pro určení momentu dávají k dispozici jeden vztah, ve kterém hraje roli pouze působící síla, stoupání vřetena a jistá účinnost, ale už nepřihlíží k různým rychlostem a parametrům příslušenství.



Na trhu se samozřejmě pohybuje mnoho dalších výrobců jak zdvižných převodovek, tak elektrických válců. Za zmínku stojí například firma Bosch Rexroth nebo SKF (elektrické válce od této společnosti existují, avšak nebyl nalezen dodavatel těchto válců pro Českou republiku). Pro potřeby této práce však byly vybrány komponenty společnosti FESTO.

3.4 Realizace vybraného řešení

3.4.1 Konfigurace pohonu a výběr příslušenství

Jako základ pro řešení pohonu z komponent FESTO slouží elektrický válec ESBF s poháněným vřetenem. Pro naši aplikaci je vhodná následující konfigurace:

ESBF-BS-63-100-5P-F [17]



Obr. 16 – Elektrický válec FESTO ESBF-BS-63-100-5P. Převzato z [17]

- Konstrukce: Elektrický válec s kuličkovým šroubem
- Pracovní zdvih: 100 mm (alternativně lze zvolit 30 až 1200 mm)
- Závit na pístnici: Vnitřní závit M10 (běžně vnější závit M16x1,5)
- Pojištění proti pootočení: Pístnice pojištěná proti pootočení
- Vedení: Kluzné
- Snímání poloh: Připraveno pro čidla (možno zakoupit)
- Upevnění: Vnitřním závitem či pomocí příslušenství
- Montážní poloha: Libovolná
- Stoupání vřetena: 5 mm/ot (alternativně 10 mm/ot; 25 mm/ot)
- Maximální síla válce: 7 kN
- Maximální hnací moment: 7 Nm
- Maximální otáčky: 3250 ot/min
- Maximální rychlost: 270 mm/s
- Opakovatelná přesnost: $\pm 0,015$ mm
- Hmotnost: 4,035 kg
- Cena: 29 116,67 Kč



Výrobce pak dodává vhodné servomotory, které lze namontovat na píst pomocí axiálních nebo paralelních montážních sad. Pro co největší kompaktnost můžeme použít doporučenou paralelní sadu EAMM-U-86-D60-80P-102, která dokáže přenést moment až 9,5 Nm, vydržet maximální otáčky 5000 ot/min, má moment při chodu naprázdno 0,25 Nm (důležité pro určení motoru), váží 2,3 kg a výrobce si za ni účtuje 10 473,92 Kč [20]. Při započtení jednotlivých momentů, které je nutno překonat v paralelní sadě i v samotném motoru, získáme potřebný moment servomotoru. Ten činí přibližně 5 Nm [17; 20]. Takovým požadavkům odpovídá motor v následující konfiguraci:

EMME-AS-80-S-LS-AMB [21]



Obr. 17 - Servomotor FESTO EMME-AS-80-S-LS-AMB. Převzato z [21]

- Bezkartáčový synchronní střídavý servomotor s permanentním magnetem
- Jmenovité napětí: 360 V DC
- Jmenovitý proud: 2,6 A
- Špičkový proud: 12,4 A
- Jmenovitý příkon: 750 W
- Jmenovitý moment: 2,4 Nm
- Špičkový moment: 11,2 Nm
- Klidový moment: 2,8 Nm
- Jmenovité otáčky: 3000 ot/min
- Maximální otáčky: 4690 ot/min
- Brzda: ano (volitelně)
- Příkon brzdy: 12 W
- Přídržný moment brzdy: 4,5 Nm
- Enkodér: absolutní víceotáčkový (krok 20°)
- Hmotnost: 4,1 kg (s brzdou)
- Cena: 19 602,05 Kč

Výrobce dále nabízí celou škálu komponent pro uchycení a polohování pístu, zakončení pístu (oka, matice, vidlice...), ovládací jednotky, ovladače a software.



Pro provoz servomotoru je nutné použít ovladač. Pro provoz výše zmíněného motoru je výrobcem doporučován ovladač CMMP-AS-C5-3A-M3, který podporuje rozhraní CANopen, DeviceNet, EtherCAT, EtherNet/IP, Modbus/TCP, PROFINET a Profibus DP [22]. Výrobce za něj požaduje 31 425,86 Kč. Do provozu může být ovladač uveden pouze ve spojení s jednou z následujících zásuvných karet: spínací modul CAMC-DS-M1 (1497,92 Kč), bezpečnostní modul CAMC-G-S1 (2920,75 Kč), nebo bezpečnostní modul CAMC-G-S3 (9960,54 Kč). Bezpečnostní moduly mají oproti spínacímu modulu jisté bezpečnostní funkce dle normy EN 61800-5-2.

Pro montáž válce bude použita sada pro uchycení za profil EAHF-V2-50/63-P. Sada obsahuje vždy upínací prvky v páru, přičemž jeden pár přenesse maximálně 3,6 kN. Při použití dvou párů tedy zvládnou přenést až 7,2 kN [17]. Cena této montážní sady zjištěna nebyla, nicméně ve srovnání s ostatními vybranými komponenty bude tato cena zanedbatelná.

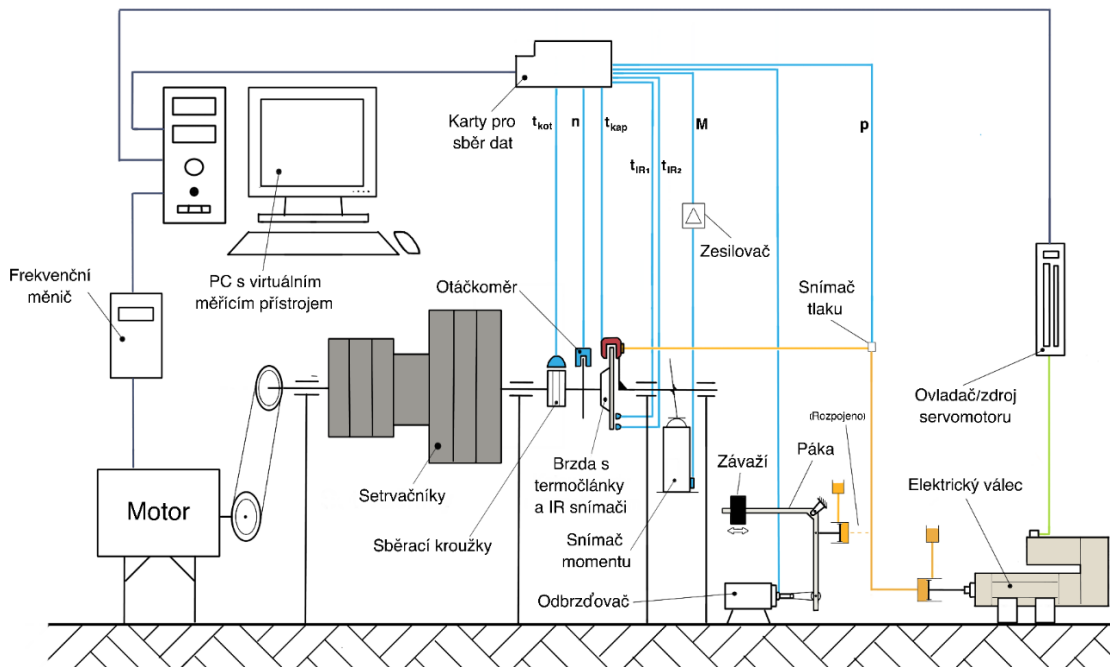
Výsledná cenovka za řešení sestavené z výše uvedených komponent (bez montáže a koncovky pístnice) činí 92 116,42 Kč s použitím spínacího modulu CAMC-DS-M1, 93 539,25 Kč s bezpečnostním modulem CAMC-G-S1 a 100 579,04 Kč s bezpečnostním modulem CAMC-G-S3. Je třeba zhodnotit, zda a případně které bezpečnostní funkce uvedených modulů potřebujeme. V případě, že by servomotor a ovladače byly vyhodnoceny jako příliš drahé a zbytečně výkonné, umožňuje výrobcem na přání použití servomotoru jiných výrobců pomocí upravené paralelní sady. Otázkou zůstává, zda lze najít výrazně levnější pohon, který by svými parametry pro tento válec stačil. Dá se totiž předpokládat, že ceny motorů budou hodně odlišné, avšak u samotných ovladačů takové rozdíly nebudou. Samozřejmě je stále ve hře možnost použití menších motorů a redukčních převodovek. Pro potřeby této práce však nebudeme výběr více komplikovat a spokojíme se s navrženými komponenty uvedenými výše.

Veškeré ceny uvedené v této kapitole byly zjištěny na základě nabídky výrobce, viz příloha.



3.4.2 Návrh konstrukčních uzlů pro spojení pohonu a brzdového válce

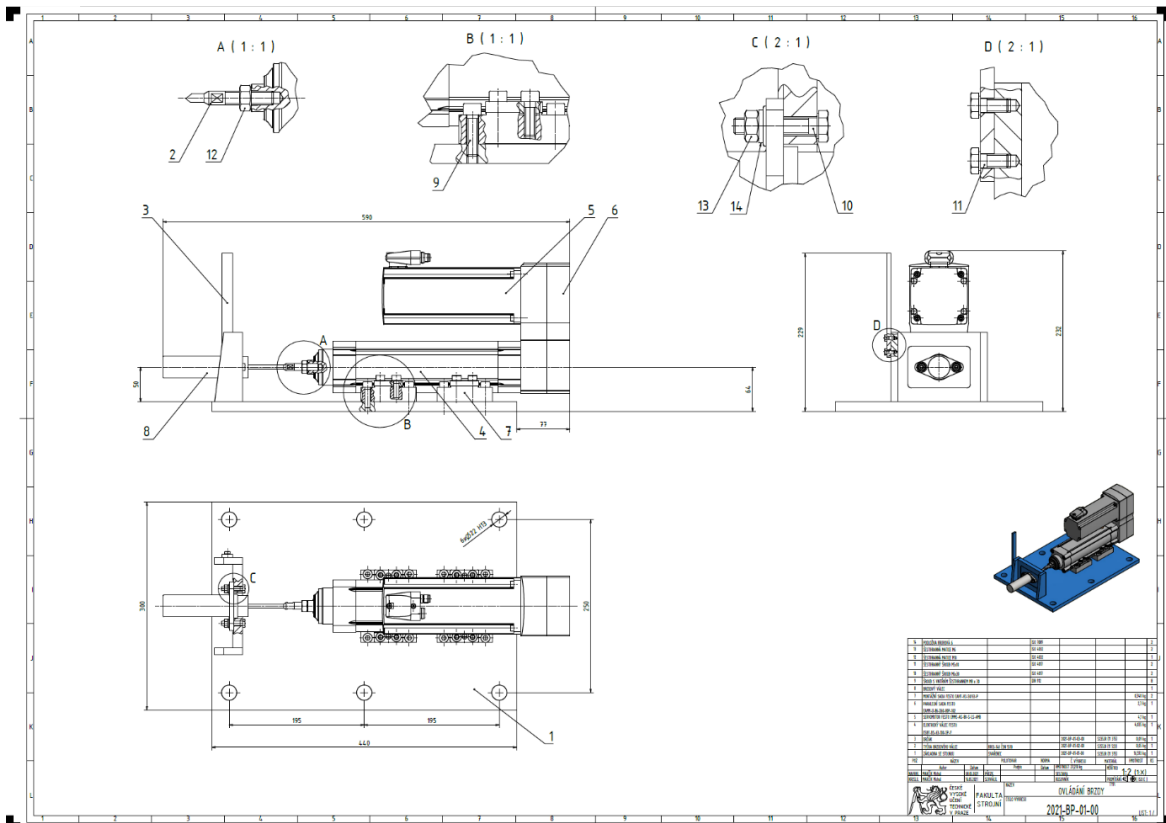
Dalším krokem byl návrh komponent pro spojení brzdového válce s novým pohonem. Bylo třeba navrhnout díly, které by umožnily zapojení dle nového schématu (obrázek 18):



Obr. 18 - Schéma zapojení po úpravách

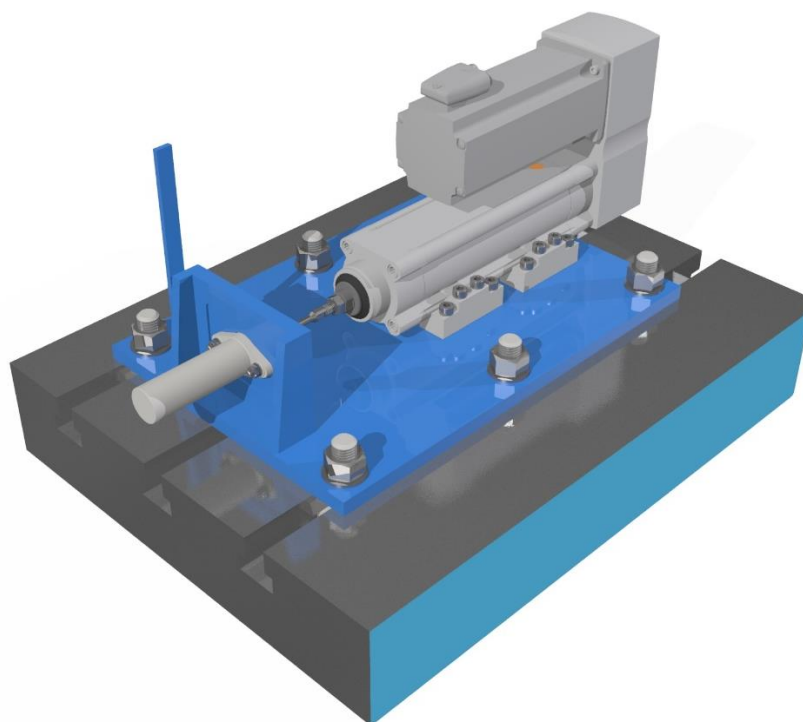
Vzhledem k faktu, že zařízení nešlo rozebrat, jelikož je stále v provozu, a vzhledem k době, kdy byla tato práce psána, nebylo bohužel možné některé rozměry odměřit či určit přesnou konstrukci (například vnitřní konstrukci brzdového válce). Proto bylo potřeba spoustu věcí odhadnout a je možné (v případě některých částí jisté), že bude nutné návrh upravit, až bude zařízení rozebráno.

Byla nakonec zvolena nejjednodušší a nejméně prostorově náročná varianta. Elektrický válec je v návrhu pevně spojen pomocí dodávané montážní sady (patek) se základní deskou, ke které je přivařena stojna. Ke stojně je následně připojen hlavní brzdový válec. Z důvodu omezeného zástavbového prostoru byl zvolen elektrický válec s pístnicí s vnitřním závitem M10. Přímo do této závítové díry je pak zašroubována tlačná tyčka spojující pístnice elektrického a brzdového válce. Tlačná tyčka pak může být na konci opatřena kuličkou nebo kulovým vrchlíkem, v závislosti na konstrukci brzdového válce. Celá sestava je pak připevněna k základně celého stanoviště pomocí T drážek. Provedení je zřejmé z obrázků 19 a 20. Sestavný výkres je taktéž připojen v příloze.



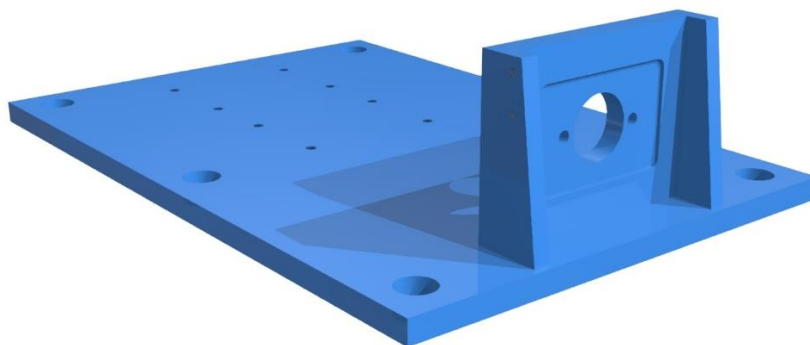
Obr. 19 - Sestavný výkres navrženého řešení

Z uvedených skutečností je zřejmé, že návrh není zcela optimální. U takto navrženého zařízení je náročné zajištění souososti brzdového a elektrického válce. Při velkých nepřesnostech montáže tak může dojít k ohybovému namáhání tlačné tyčky či opotřebením pístnic obou válců. Bylo by jednoznačně vhodnější doplnit konstrukci kloubem. Ten lze umístit mezi pístnici elektrického válce a tlačnou tyčku, nebo lze umístit celý elektrický válec do speciální kloubové upínací sady. Obě řešení výrobce taktéž dodává. Taková řešení by však pro nás znamenala výrazný nárůst délkových rozměrů, a tedy i nutnost odstranit páku s odbrzdovačem či zvolit elektrický válec s menším zdvihem, jelikož v současnosti dostupný prostor dostatečný není. Druhým problémem je snížení únosnosti sestavy v případě kloubového uložení válce (výrobce udává únosnost kyvných čepů a podobných řešení přibližně 4 kN). Alternativou může být také paralelní uložení elektrického a brzdového válce. Jejich spojení by pak muselo být řešeno přes pákový mechanismus. Vyřešili bychom tím sice problém velkých podélných rozměrů, nicméně bychom způsobili růst rozměrů ve směru příčném, který je také omezený. Zároveň by se řešení zásadně zkomplikovalo. Spokojme se tedy dále s komentářem, že jsme si vědomi možnosti vzniku problémů a v další práci jsme se jí snažili úpravami co nejvíce eliminovat.



Obr. 20 - Navržené zařízení pro ovládání kotoučové brzdy

Základní deska se stojnou byla navržena jako svařenec čtyř částí – základní desky, kolmé desky a dvou výztuh. Jako polotovary pro jednotlivé díly slouží standardizované tlusté plechy. Základní deska je nejdříve ze všech stran obrobena, jelikož bude sloužit jako základna pro všechny geometrické tolerance. V základní desce je vyvrtáno 6 děr o průměru 22 mm pro šrouby do obroběných T drážek o velikosti M20. Díry jsou odvrtány tak, aby šla deska přidělat do drážek s roztečí 125 mm. Dále je deska opatřena 8 závitovými dírami M8 pro upnutí elektrického válce. Kolmá deska je opatřena dírou pro brzdový válec a dvěma dírami pro šrouby. Díra pro brzdový válec je záměrně větší než dosedací průměr brzdového válce, aby bylo možno seřídit vzájemnou polohu brzdového a elektrického válce, a kompenzovat případné nepřesnosti. Díry by bylo lepší odvrtat až po svaření, nicméně vzhledem k tomu, že se počítá s variantou pořídít desku jako výpalek s již připravenými dírami, považujeme díry za hotové před svařením. Deska je opět obrobena předem, přičemž dosedací plocha brzdového válce bude v případě potřeby obrobena ještě jednou po svaření. Kolmá deska a výztuhy jsou vzájemně svařeny koutovými a tupými svary. Celá vzniklá stojna je pak přivařena k základní desce pomocí koutových svarů. Stojna je pak opatřena také dvěma závitovými dírami, pomocí kterých bude ke stojně přidělán držák nádržky brzdové kapaliny. V závislosti na tom, zda je splněna dostatečná kolmost ploch (viz výkres obrábění v příloze), pak může být provedeno již zmíněné obrobení dosedací plochy brzdového válce. Veškeré výkresy této konstrukce jsou zpracovány v přílohách.



Obr. 21 - Základní deska se stojnou

Další navrhovanou komponentou je tyčka spojující pístnice obou válců. Délkové rozměry a rozměry kuličky bylo potřeba odhadovat, proto se nejedná o kompletní návrh komponenty. Tyto rozměry je nutné upravit až na základě rozměrů zjištěných při montáži. Je však jisté, čím musí být taková tyčka vybavena. Z jedné strany je tyčka vybavena závitem M10 pro zašroubování v pístnici elektrického válce, na druhém již zmíněnou kuličkou či polokulovým zakončením. Kulový prvek se u takových součástí běžně používá, navíc částečně řeší problém se seřizováním. Tyčka je dále vybavená zářezy pro klíč. Po zašroubování do pístnice elektrického válce je potřeba tyčku pojistit maticí. Délka závitu v pístnici umožňuje alespoň omezenou stavitelnost, avšak velmi malou. Proto je lepší udělat závit trochu delší a tyčku pak ze závitové strany při montáži zkrátit. Výkresy provedení s kuličkou i provedení s půlkulovým zaoblením jsou pak v přílohách.



Obr. 22 - Tyčka brzdového válce v provedení s kuličkou

Poslední vyráběnou součástí je držák nádržky brzdové kapaliny. Jedná se o jednoduchý kus pásovinu se dvěma dírami pro šrouby ve spodní části. Vrchní část pak může být upravena dle potřeby. Výkres je zpracován v příloze.



4 Závěr

Byl proveden návrh nového řešení ovládání kotoučové brzdy setrvačnickového stavu. Takto navržené zařízení lze ovládat z počítače, plynule jej regulovat a programovat různé režimy a průběhy brzdění. Splní také naše požadavky na rychlost, vyvíjenou sílu, únosnost a přesnost.

Je potřeba zvážit, zda je elektrický válec pro tuto aplikaci tou nejlepší volbou. Dosahuje největší přesnosti ze všech druhů pohonů, nicméně počáteční cena je poměrně vysoká. Kupříkladu ve výrobních firmách se častěji používají pneumatické či servopneumatické válce, kvůli nižší ceně řešení. I přesnost se dá dosáhnout poměrně dobrá, nicméně většinou jen v krajních polohách. Pro potřeby regulace rychlosti a přesnosti mimo krajní polohy jsou však potřeba speciální ventily. Vlivem tlakových ztrát je pneumatický pohon méně efektivní, dosahuje se také menších sil při malých tlacích. Stlačený vzduch jako médium je zároveň označován jako nejdražší energie pro pohonné jednotky. Prvky pneumatických okruhů jsou také citlivé na nečistoty. Hydraulické pohony jsou zase příliš velké, složité, těžké, drahé, mají hořlavé médium a jsou náchylné na úniky kapaliny. Z těchto důvodů se pro naši aplikaci elektrický pohon jeví jako nejvýhodnější.

Dalším faktorem, který je potřeba zvážit, je velikost elektrického válce. Velmi pravděpodobně by stačil i menší zdvih než zmiňovaných 100 mm. Jelikož však chceme mít jistotu, že bude zdvih stačit ve všech případech, tak můžeme tento zdvih použít. Část pracovního zdvihu se dá také využít na nastavení polohy pístnice brzdového válce s nulovým tlakem v okruhu.

Je také nutné zvážit, zda bude použita navržená svařovaná konstrukce, nebo bude navržena upravená – například šroubovaná, delší (aby bylo možné přidat kloub) či s paralelním řazením pohonu a brzdového válce. Navržené řešení je však nejjednodušší a při správném seřízení funkční.

Návrh je třeba v další fázi práce dokončit ve smyslu zjištění zmíněných potřebných rozměrů tyčky brzdového válce a po demontáži brzdového válce také zkontrolovat správnost jeho připojovacích rozměrů. Díra pro brzdový válec ve stojně by však měla být o něco větší, aby bylo možné vzájemnou polohu válců seřídít. Také je nutné na základě zvolených technologických procesů pro výrobu jednotlivých komponent zvážit, zda nebudou některé prvky vytvořeny v jiné fázi výroby, než jak to vyplývá z výkresů (například výroba díry pro brzdový válec až po svaření).

Ve výsledku tato práce nepředkládá plně dokončený návrh, jelikož některé klíčové vlastnosti modernizovaného zařízení nebylo možné v současné době a za současného stavu stanoviště zjistit. Provedený návrh však obsahuje přehled možných řešení, rozpracování toho pravděpodobně nejlepšího, a to včetně průzkumu trhu, výběru komponent a doporučení možných dodavatelů. Toto dílo tak může sloužit jako základ pro další práci na modernizovaném zařízení či jako inspirace při konstruování podobných zařízení.



Použitá literatura:

- [1] NERAD, Tomáš. *Měření kotoučových brzd na setrvačnickovém stavu*. Praha, 2012. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Gabriela Achtenová.
- [2] HUJŇÁK, Vojtěch. *Měření kotoučových brzd na setrvačnickovém stanovišti*. Praha, 2015. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Gabriela Achtenová.
- [3] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.
- [4] REIF, Konrad. *Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems : Function, Regulation and Components* [online]. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. ISBN 978-3-658-03978-3. Dostupné z: <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=nlebk&AN=815398&site=ehost-live&scope=site>
- [5] DAY, Andrew. *Braking of road vehicles* [online]. Oxford: Elsevier, 2014 [cit. 2020-11-19]. ISBN 978-0-12-397314-6. Dostupné z: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpBRV00009/braking-road-vehicles/braking-road-vehicles>
- [6] LIMPERT, Rudolf. *Brake Design and Safety, Third Edition* [online]. 3. vydání. Warrendale: SAE International, 2011. ISBN 9780768088298. Dostupné také z: <https://ebookcentral.proquest.com/lib/cvut/detail.action?docID=5341846>
- [7] CASTILLO, Juan J., Juan A. CABRERA, Antonio J. GUERRA a Antonio SIMON. A Novel Electrohydraulic Brake System With Tire–Road Friction Estimation and Continuous Brake Pressure Control. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2016, **63**(3), 1863-1875. ISSN 0278-0046. Dostupné z: doi:10.1109/TIE.2015.2494041
- [8] WAHLSTRÖM, Jens, Anders SÖDERBERG, Lars OLANDER a Ulf OLOFSSON. A disc brake test stand for measurement of airborne wear particles. *Lubrication science*. Wiley, 2009, **21**(6), 241-252. ISSN 0954-0075. Dostupné z: doi:10.1002/lis.87
- [9] KURČÍK, Pavol, Juraj GERLICI, Tomáš LACK, Andrej SUCHÁNEK a Jozef HARUŠINEC. Innovative solution for test equipment for the experimental investigation of friction properties of brake components of brake systems. *Transportation Research Procedia* [online]. 2019, **40**, 759-766. ISSN 23521465. Dostupné z: doi:10.1016/j.trpro.2019.07.107



- [10] HARUŠINEC, Jozef, Andrej SUCHÁNEK, Pavol ŠŤASTNIAK, Peter STRÁŽOVEC, J. GAŠPARIK, J. ČAMAJ, J. MAŠEK a V. ZITRICKÝ. Brake actuator optimization of the brake test stand as a tool for improvement railway safety. *MATEC Web of Conferences* [online]. 2018, **235**. ISSN 2261-236X. Dostupné z: doi:10.1051/mateconf/201823500028
- [11] Flywheel brake dynamometer. *RENK AG* [online]. RENK, ©2020 [cit. 2020-12-06]. Dostupné z: <https://www.renk-ag.com/en/products-and-service/products/test-systems/railway-vehicles/flywheel-brake-dynamometer/#a37688>
- [12] Model 3000 Performance Brake Dynamometer. *Link Engineering* [online]. Link, ©2020 [cit. 2020-12-06]. Dostupné z: <https://www.linkeng.com/product/model-3000-performance-brake-dynamometer/>
- [13] Zdvížené převodovky TSE. *T.E.A. TECHNIK* [online]. Teatechnik, ©2015 [cit. 2021-04-14]. Dostupné z: https://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/katalogy_3/17_Zdvizne_prevodovky_TSE.pdf
- [14] ZIMM Screw Jack Systems. *RAVEO* [online]. ZIMM Austria, ©2015 [cit. 2021-04-14]. Dostupné z: https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2020/12/zimm_screw_jack_systems_main_catalogue_2015_en_v1.1.pdf
- [15] Zdvížené převodovky UNIMEC. *Matis* [online]. matis s.r.o., [cit. 2021-04-14]. Dostupné z: https://www.matis.cz/data/pdf_prevodovky_motory/TP_96+97+100_114+80_95.pdf
- [16] Screw drives, Screw Jacks. *MN-systems* [online]. NEFF Gewindetriebe, ©2016 [cit. 2021-04-14]. Dostupné z: https://www.mnsystems.cz/images/zdvizne/20160902_Kat_GB_Downloadversion.pdf
- [17] Elektrické válce ESBF. *FESTO* [online]. FESTO, ©2020 [cit. 2021-04-16]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/ESBF_CZ.PDF
- [18] E/809000/* Electromechanical actuator with or without servo motor. *NORGREN* [online]. NORGREN, ©2020 [cit. 2021-04-30]. Dostupné z: http://cdn.norgren.com/pdf/en_1_6_300_E_809000.pdf
- [19] Elektrické válce a aktuátory PNCE. *Matis* [online]. matis s.r.o., ©2017 [cit. 2021-04-30]. Dostupné z: https://www.matis.cz/data/pdf/aktuatory_PNCE/03_2_Matis_PNCE.pdf



- [20] Paralelní sady EAMM-U. *FESTO* [online]. FESTO, ©2018 [cit. 2021-05-02]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/EAMM-U_CZ.PDF
- [21] Servomotory EMME-AS. *FESTO* [online]. FESTO, ©2017 [cit. 2021-05-02]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/EMME-AS_CZ.PDF
- [22] Ovladače motorů CMMP-AS, pro servomotory. *FESTO* [online]. FESTO, ©2017 [cit. 2021-05-02]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/CMMP-AS-M3_CZ.PDF



Použité symboly a zkratky

A		střed otáčení páky
<i>a</i>	[mm]	vzdálenost mezi A a Z
C	[N]	dynamická únosnost
<i>c</i>	[mm]	vzdálenost mezi A a P
<i>D</i>	[mm]	velký průměr závaží
<i>d</i>	[mm]	malý průměr závaží
<i>d_v</i>	[mm]	průměr pístku brzdy
<i>F</i>	[N]	síla působící na píst brzdového válce
<i>f_s</i>	[-]	bezpečnostní faktor
<i>F_{vol}</i>	[N]	síla pro výběr a konstrukci komponent
<i>G</i>	[N]	tíha od závaží páky
<i>i</i>	[-]	převodový poměr
<i>J</i>	[kg.m ²]	moment setrvačnosti
<i>M</i>	[Nm]	moment vyvozovaný brzdou (brzdny moment)
<i>M_A</i>	[Nm]	moment působící na páku
<i>m</i>	[kg]	hmotnost závaží
<i>m_{sim}</i>	[kg]	hmotnost simulovaná na setrvačnickovém stavu
<i>n</i>	[min ⁻¹]	otáčky
P		působíště síly na píst
<i>p</i>	[MPa]	tlak v brzdovém okruhu
<i>R_e</i>	[mm]	vnější třecí poloměr brzdového obložení
<i>R_i</i>	[mm]	vnitřní třecí poloměr brzdového obložení
<i>t_{IR1}</i>	[°C]	teplota kotouče měřená infračerveným snímačem 1
<i>t_{IR2}</i>	[°C]	teplota kotouče měřená infračerveným snímačem 1
<i>t_{kap}</i>	[°C]	teplota brzdové kapaliny
<i>t_{kot}</i>	[°C]	teplota kotouče (značeno také <i>t_{TC}</i>)
<i>V</i>	[mm ³]	objem závaží
<i>x</i>	[mm]	poloha závaží
Z		označení závaží
<i>ρ</i>	[kg.m ⁻³]	hustota



Seznam obrázků

Obr. 1 – Setrvačnickový stav ČVUT v Praze. Foto autor	11
Obr. 2 – Schéma současného zapojení setrvačnickového stavu ČVUT v Praze. Foto autor	12
Obr. 3 – Stávající zařízení k vyvíjení tlaku v brzdovém okruhu. Foto autor	13
Obr. 4 – Schéma hydraulického posilovače v pozici odbrzděno. Převzato z [4]...	16
Obr. 5 – Brzdový stav Královského technologického institutu ve Stockholmu. Převzato z [8]	17
Obr. 6 – CAD model setrvačnickového stavu UIC Žilinské univerzity. Převzato z [9]	18
Obr. 7 – CAD model zkušebního stavu brzdových komponent RAILBCOT Žilinské univerzity. Převzato z [10]	20
Obr. 8 – Setrvačnickový stav společnosti RENK AG. Převzato z [11].....	21
Obr. 9 – Setrvačnickový stav společnosti Link Engineering. Převzato z [12].....	21
Obr. 10 – Hlavní zástavbový prostor s odhadem rozměrů. Foto autor	22
Obr. 11 – Rozměry brzdové destičky. Převzato z [1].....	24
Obr. 12 – Příklad výstupu z měření. Foto autor	25
Obr. 13 - Schéma funkce současného řešení zařízení. Foto autor	26
Obr. 14 – Zjednodušený výpočetní model páky. Foto autor	27
Obr. 15 – Náčrt závaží se základními rozměry. Foto autor.....	27
Obr. 16 – Elektrický válec FESTO ESBF-BS-63-100-5P. Převzato z [17].....	38
Obr. 17 - Servomotor FESTO EMME-AS-80-S-LS-AMB. Převzato z [21]	39
Obr. 18 - Schéma zapojení po úpravách.....	41
Obr. 19 - Sestavný výkres navrženého řešení.....	42
Obr. 20 - Navržené zařízení pro ovládání kotoučové brzdy	43
Obr. 21 - Základní deska se stojnou.....	44
Obr. 22 - Tyčka brzdového válce v provedení s kuličkou	44



Seznam tabulek

Tab. 1 - Porovnání vybraných zdvižných převodovek s trapézovým šroubem	30
Tab. 2 - Porovnání vybraných zdvižných převodovek s kuličkovým šroubem	31
Tab. 3 - Vysokorychlostní zdvižné převodovky výrobce NEFF	32
Tab. 4 - Porovnání vybraných elektrických zdvižných válců.....	33
Tab. 5 - Porovnání vybraných elektrických zdvižných válců velikosti 63	35



Seznam příloh

Příloha č. 1	DVD s bakalářskou prací a následujícími přílohami: <ul style="list-style-type: none">• Fotografie a obrázky vytvořené autorem• Prezentace „Měření na setrvačnickém stanovišti“• Nabídky dodavatelů• Výkresy v elektronické podobě
Příloha č. 2	Výkres 2021-BP-01-00 – Sestavný výkres ovládání brzdy
Příloha č. 3	Výkres 2021-BP-01-01-00 – Základna se stojnou – obrábění
Příloha č. 4	Výkres 2021-BP-01-01-01 – Základna se stojnou – svařování
Příloha č. 5	Výkres 2021-BP-01-01-02 – Základní deska
Příloha č. 6	Výkres 2021-BP-01-01-03 – Deska stojny
Příloha č. 7	Výkres 2021-BP-01-01-04 – Výztuha
Příloha č. 8	Výkres 2021-BP-01-02-00a – Tyčka brzdového válce (var. A)
Příloha č. 9	Výkres 2021-BP-01-02-00b – Tyčka brzdového válce (var. B)
Příloha č. 10	Výkres 2021-BP-01-03-00 – Držák