



Bakalářská práce

Konstrukce přípravku pro životnostní testování brzdových válců pro bubnové brzdy

Studijní program:

B0715A270008 Strojírenství

Autor práce:

Matěj Sucharda

Vedoucí práce:

prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc.

Katedra částí a mechanismů strojů

Liberec 2023



Zadání bakalářské práce

Konstrukce přípravku pro životnostní testování brzdových válců pro bubnové brzdy

<i>Jméno a příjmení:</i>	Matěj Sucharda
<i>Osobní číslo:</i>	S20000111
<i>Studijní program:</i>	B0715A270008 Strojírenství
<i>Zadávající katedra:</i>	Katedra částí a mechanismů strojů
<i>Akademický rok:</i>	2022/2023

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je návrh konstrukce testovacího přípravku pro životnostní testy kombinovaný brzdových válců pro bubnové brzdy, jeho fyzická realizace a odzkoušení v praxi.

Přípravek bude umožňovat upnutí veškerého portfolia brzdových válců obou typů – Wedge a S-cam, které se liší zejména velikostí a zákaznickým připojením. Upnutí různých variant bude řešena výměnnými díly s možností rychlé přestavby přípravku.

Konstrukce přípravku bude navržena tak, aby v co nejvyšší míře nahrazoval bubnovou brzdou a její charakteristiky ve vztahu k působení na brzdový válec. Dále bude přípravek umožňovat nastavení zdvihu během testování v celém pracovním rozsahu brzdového válce.

Vnější rozměry přípravku s největším brzdovým válcem umožní umístění celé sestavy do klimatické komory, kterou je vybavena zkušebna KB Liberec. Konstrukce bude uzpůsobena dlouhodobému provozu v klimatických podmínkách v rozsahu teplot -40°C až 80°C .

Při konstrukci bude brán v zřetel požadavek na životnost přípravku cca 5 let a cca 50 milionů provozních cyklů na maximálním provozním tlaku největší brzdových válců.

Součástí práce bude:

- Analýza produktového portfolia
- Specifikace konstrukčního zadání
- Návrh konstrukce přípravku ve 3D
- Tvorba 2D výrobní dokumentace
- Technická podpora při výrobě přípravku ve firmě KB Liberec
- Ověření přípravku v praxi
- Vyhodnocení

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy: cca 40 stran
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: Čeština

Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L. Části strojů 1. díl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN: 978-80-7494-183-2.
[2] Pešík, L. Části strojů 2. díl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN: 978-80-7494-184-9.
[3] Leinveber J. a Vávra P. Strojnické tabulky. Úvaly: ALBRA, 2015. ISBN: 987-80-7361-051-7.
[4] Pustka Z. Základy konstruování (Tvorba výkresové dokumentace). Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN: 978-80-7372-615-7.
[5] Pustka Z. Základy konstruování (Přesnosti na technických výkresech). Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2009. ISBN: 978-80-7372-529-7.
[6] Harris C.M. a Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. New York: McGraw-Hill, 2002. ISBN: 0-07-137081-1.
[7] Shingley J.E. Mechanical Engineering Design. New York: McGraw-Hill, 1986.

Vedoucí práce: prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce: 1. prosince 2022
Předpokládaný termín odevzdání: 31. května 2024

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

L.S.

doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 1. prosince 2022

Prohlášení

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

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

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

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

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

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

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

Konstrukce přípravku pro životnostní testování brzdových válců pro bubnové brzdy

Anotace

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem testovacího přípravku pro životnostní testování brzdových válců. Práce začíná rešeršní částí, která z počátku pojednává o brzdových systémech vozidel a postupně zužuje svůj záběr až se dostane ke konkrétním typům brzdových válců. Dalším bodem rešerše je popis současného řešení a klimatické komory využívané ve zkušebně firmy. Ze znalostí z rešerše je poté navrženo šest konceptů, ze kterých je pomocí výběrové tabulky jeden vybrán. Výsledný návrh je následně rozpracován tak aby co nejlépe vyhovoval provozním podmínkám a jsou k němu provedeny výpočty a simulace metodou konečných prvků. Poté je k přípravku vypracována kompletní výkresová dokumentace.

Klíčová slova

brzda, brzdový válec, pneumatický systém, MKP simulace, užitková vozidla

Design of a device for endurance testing of brake actuators for drum brakes

Annotations

This bachelor's thesis deals with the design of a testing device for endurance testing of brake actuators. The work begins with a research part, which initially deals with vehicle brake systems and gradually narrows its scope until it reaches specific types of brake actuators. Another point of the research is the description of the current solution and the climatic chamber used in the company's testing room. Based on the knowledge from the research, six concepts are then, from which one is selected using a selection table. The resulting design is subsequently elaborated so that it best meets the operating conditions, then calculations and simulations using the finite element method are carried out for it. Then a complete drawing documentation was developed for the testing device.

Keywords

brake, brake actuator, pneumatic system, FEM simulations, commercial vehicles

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	8
1 Úvod.....	10
1.1 Cíl práce.....	10
2 Rešerše.....	11
2.1 Brzdové soustavy	11
2.1.1 Pneumatická brzdová soustava	11
2.1.2 Pneumaticko-hydraulická brzdová soustava.....	12
2.1.3 Hydraulická brzdová soustava	12
2.2 Brzdy.....	13
2.2.1 Bubnové brzdy s hydraulickým ovládním	14
2.2.2 Pneumaticky ovládané bubnové brzdy s S-vačkou.....	15
2.2.3 Pneumaticky ovládané bubnové brzdy s klínem.....	15
2.2.4 Hydraulicky ovládané kotoučové brzdy	16
2.2.5 Pneumaticky ovládané kotoučové brzdy	17
2.3 Brzdové válce	17
2.3.1 Brzdové válce typu S-cam	19
2.3.2 Brzdové válce typu wedge	19
2.3.3 Brzdové válce pro kotoučové brzdy	21
2.3.4 Brzdové válce typu AOH	21
2.4 Testování brzdových válců	22
2.4.1 Životnost	22
2.4.2 Silovým ráz	22
2.4.3 Solná komora	22
2.4.4 Vysoký tlak vody.....	23
2.5 Klimatická komora	23
2.6 Stávající přípravek	23
3 Návrh řešení.....	25
3.1 Varianta A	25
3.2 Varianta B	26
3.3 Varianta C	26
3.4 Varianta D	27
3.5 Varianta E.....	28
3.6 Varianta F.....	28

3.7	Volba návrhu	29
3.7.1	Kritéria	29
3.7.2	Rozhodovací tabulka.....	30
3.7.3	Výsledný návrh	30
4	Konstrukční návrh přípravku	31
4.1	Výchozí provozní parametry	31
4.2	Stavba rámu	31
4.2.1	Desky	32
4.2.2	Závitové tyče.....	32
4.2.3	Závitové spoje.....	39
4.3	Vodící a vratné ústrojí.....	40
4.3.1	Výpočet pružiny	40
4.3.2	Vedení	43
4.4	Stavba přípravku.....	43
4.4.1	Plastové a pryžové díly	44
4.4.2	Manipulace.....	44
4.4.3	Protikusy k zakončením brzdových válců	44
4.4.4	Dorazy.....	44
4.5	Výsledné řešení.....	44
4.6	Výrobní dokumentace.....	45
5	Ověření funkce	46
	Závěr.....	47
	Použitá literatura.....	48
	Přílohy	51

Seznam použitých zkratk a symbolů

Označení	Význam	Jednotka
AOH	Vzduchokapalinový systém	
B_{FA1}	Vzdálenost síly v závitové tyči B od osy 1	[mm]
B_{FA2}	Vzdálenost síly v závitové tyči B od osy 2	[mm]
C_{FA1}	Vzdálenost síly v závitové tyči C od osy 1	[mm]
C_{FA2}	Vzdálenost síly v závitové tyči C od osy 2	[mm]
D_{2kp}	Velký průměr kuželové pružiny	[mm]
D_p	Střední průměr vinutí pružiny	[mm]
E_p	Modul pružnosti v tahu pro materiál pružiny	[MPa]
F_{1min}	Minimální síla od předepjaté pružiny	[N]
F_{8vp}	Síla při maximálním pracovním stlačení pružiny	[N]
F_{8vp1}	Maximální pracovní síla vyvozená jednou pružinou	[N]
F_A	Síla na základní desce v bodě A	[N]
F_B	Síla na základní desce v bodě B	[N]
F_C	Síla na základní desce v bodě C	[N]
F_p	Tlaková síla	[N]
F_Q	Přítlačná síla	[N]
F_{Qmin}	Minimální předpětí	[N]
F_S	Osová síla ve šroubu	[N]
F_z	Maximální síla vyvinutá brzdovým válcem	[N]
G_p	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
K	Korekční součinitel	
L_{0vp}	Volná délka válcové pružiny	[mm]
L_{1vp}	Délka předepjaté pružiny	[mm]
M_{k8}	Maximální provozní kroutící moment	[Nm]
MKP	Metoda konečných prvků	
M_u	Utahovací moment	[Nm]
M_{umin}	Minimální utahovací moment	[Nm]
P_h	Stoupání závitu	[mm]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
a_{A1}	Vzdálenost otvoru pro vodící tyč v místě „a“ od osy 1	[mm]
a_{A2}	Vzdálenost otvoru pro vodící tyč v místě „a“ od osy 2	[mm]
b_{A1}	Vzdálenost otvoru pro vodící tyč v místě „b“ od osy 1	[mm]

b_{A2}	Vzdálenost otvoru pro vodící tyč v místě „b“ od osy 2	[mm]
c_{A1}	Vzdálenost otvoru pro vodící tyč v místě „c“ od osy 1	[mm]
c_{A2}	Vzdálenost otvoru pro vodící tyč v místě „c“ od osy 2	[mm]
d_2	Střední průměr závitu šroubu	[mm]
d_{kp}	Průměr drátu kuželové pružiny	[mm]
d_{pp}	Předběžný průměr drátu válcové pružiny	[mm]
d_{vp}	Průměr drátu válcové pružiny	[mm]
f_z	Koeficient tření	
h	Maximální zdvih přípravku	[mm]
i_p	Poměr vinutí pružiny	
k_h	Bezpečnost vzhledem k hornímu napětí	
k_p	Tuhost základní desky	[N/m]
k_s	Tuhost závitové tyče	[N/m]
k_{vp}	Tuhost válcové pružiny	[N/mm]
n_p	Počet pružin	
n_p	Počet činných závitů pružiny	
n_z	Počet závěrných závitů	
y_1	Stlačení pružiny při předpětí	[mm]
y_8	Maximální provozní stlačení pružiny	[mm]
α	Vrcholový úhel závitu	[°]
γ	Úhel vstoupání závitu	[°]
ΔF_p	Změna síly v desce	[N]
ΔF_s	Změna síly ve šroubu	[N]
Δh	Změna tloušťky desky	[m]
Δl	Změna délky závitové tyče	[m]
μ	Poissonovo číslo	
σ_c^*	Mez únavy závitu	[MPa]
σ_h	Horní napětí	[MPa]
σ_H^*	Horní mezní napětí	[MPa]
σ_m	Střední napětí	[MPa]
σ_n	Dolní napětí	[MPa]
τ_{Dk}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
φ'_z	Třecí úhel	[°]
Ψ	Součinitel přetížitelnosti spoje	

1 Úvod

V moderní společnosti je jen velmi málo produktů vyráběno lokálně, a proto potřebujeme zajistit dopravu pro většinu věcí, které k životu potřebujeme. Tuto dopravu z velké části zajišťují nákladní automobily, a to ať už se jedná dopravu na dlouhé vzdálenosti či lokální dopravu například z přepravního depa ke konečnému uživateli. Nákladní automobily na těchto cestách převážejí velmi zatížené návěsy naložené přepravovaným zbožím a jejich celková hmotnost pak dosahuje desítek tun.

Nákladní automobil se v běžném silničním provozu může pohybovat rychlostí až sto kilometrů za hodinu, a proto je nutné, aby byl opatřen funkčním a spolehlivým brzdovým systémem, který zajistí, že neohrozí ani sebe ani další účastníky silničního provozu. Jednou z nejdůležitějších součástí brzdového systému je brzdový válec, který zajišťuje sepnutí brzdy v provozu i při parkování.

Každou takto důležitou součást je nutné před její montáží do vozidla otestovat, aby se zjistilo, zdali vyhovuje všem kritériím, která výrobci užitkových vozidel požadují. Jedním z testů je právě životností test, díky kterému může výrobce garantovat, jak vysoký počet sepnutí brzdový válec vydrží a že je schopný fungovat i při extrémních teplotních podmínkách.

1.1 Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je navržení testovacího přípravku pro provádění životnostních testů na brzdových válcích vyráběných společnostmi KNORR - BREMSE Systémy pro užitková vozidla, CR, s.r.o. (dále jen Knorr-Bremse). Tento přípravek musí odolat teplotám od $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, kvůli testování v klimatické komoře. Do této komory se musí dát bez problémů umístit a musí umožňovat upnutí všech válců vyráběných společnostmi Knorr-Bremse. S přípravkem by se také mělo dobře pracovat. Jeho obsluha a montáž nových brzdových válců by tedy měla být co nejjednodušší. Svou konstrukcí by také neměl komplikovat průběh testu, měl by tedy například poskytovat dostatek prostoru pro upevnění pneumatických hadic k válci. Jeho konstrukce by také měla být dostatečně pevná, aby odolala i zatížení při kombinovaném brždění. Výsledný konstrukční návrh by měl být finančně přijatelný a relativně mobilní, vzhledem k tomu, že bude nutné ho přemísťovat do klimatické komory, když bude prováděno testování za snížené či zvýšené teploty.

2 Rešerše

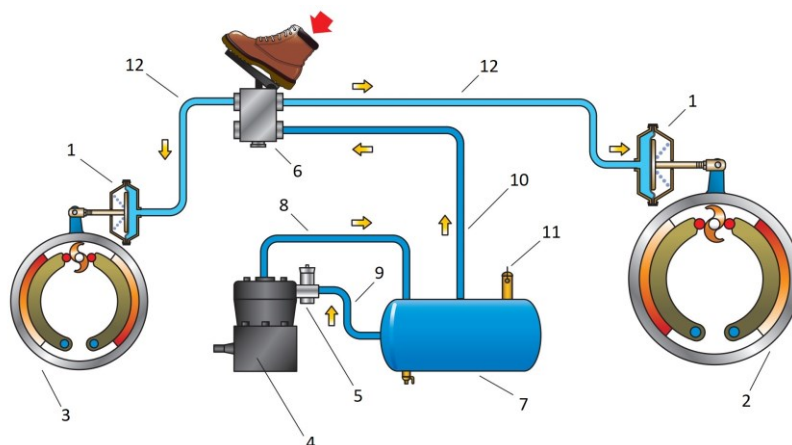
Z důvodu, že tato práce se zaměřuje na velmi specifické odvětví a týká se výrobků pouze jedné firmy, většina podkladů pochází z interní dokumentace společnosti Knorr-Bremse a to ať už se jedná o dokumentaci výkresovou, o psané dokumenty či modely výrobků. U značné části rešerše proto nebudou uváděny zdroje, protože jejich zdrojem jsou právě tyto interní dokumenty, které jsou chráněny podle interních předpisů.

2.1 Brzdové soustavy

Brzdový systém přeměňuje kinetickou energii pohybující ho se vozidla na teplo pomocí tření v brzdovém mechanismu, což umožňuje řidiči vozidla snížit rychlost či zastavit. [1] Ovládání komponentů brzdového mechanismu může být zajištěno několika způsoby, přičemž každý z nich je určený pro jiný druh vozidla.

2.1.1 Pneumatická brzdová soustava

Pneumatické brzdy jsou využívány u brzdných systémů užitkových vozidel. Díky nim je možné vyvodit výrazně vyšší brzdné síly než u běžných hydraulických brzd s posilovačem. Jsou nutné pro bezpečný provoz těžkých nákladních vozidel na silničních komunikacích. Jednou z dalších výhod brzdových systémů tohoto typu je, že proti hydraulickým brzdám nejsou tak náchylné na únik provozního média. Při malém úniku vzduchu dojde pouze k nepodstatnému zvýšení nároků na zajištění stlačeného vzduchu kompresorem.



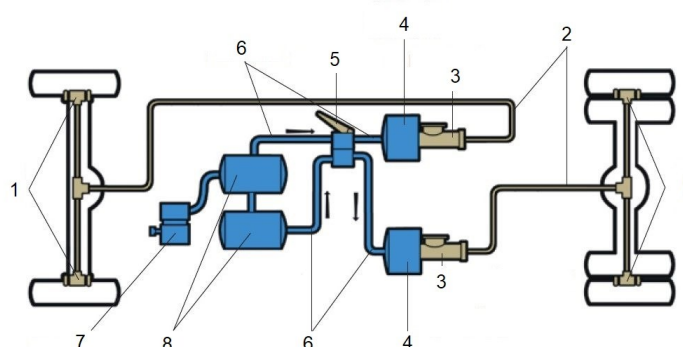
Obr. 2.1: Schéma pneumatického brzdového systému při stlačení brzdového pedálu [2]

1 – brzdový válec; 2 – zadní bubnová brzda; 3 – přední bubnová brzda; 4 – kompresor; 5 – regulátor; 6 – brzdový pedál; 7 – tlaková nádoba; 8 – vedení stlačeného vzduchu; 9 – regulační vedení; 10 – přírodní vedení; 11 – bezpečnostní ventil; 12 – distribuční vedení

Na (obr. 3.1) je vidět pohyb stlačeného vzduchu jednoduchým pneumatickým brzdovým systémem při brždění. Při stlačení brzdového pedálu dojde k otevření průtoku stlačeného vzduchu z tlakové nádoby (vzduchojem) do brzdových válců, které následně mechanickým spojením s brzdou zajišťují její aktivaci a tím zpomalení vozidla. [2]

2.1.2 Pneumaticko-hydraulická brzdová soustava

Pneumaticko-hydraulické brzdy byly původně navrženy pro armádní vozidla ve čtyřicátých letech minulého století, aby bylo možné poškozená vozidla odbrzdit i bez použití tlaku vzduchu a díky tomu je například dostat z nebezpečné situace. [3] Tyto brzdy jsou dodnes používány v bojových vozidlech armád mnoha zemí. Dalším odvětvím, kde je použití těchto brzd relativně časté jsou zemědělské stroje.



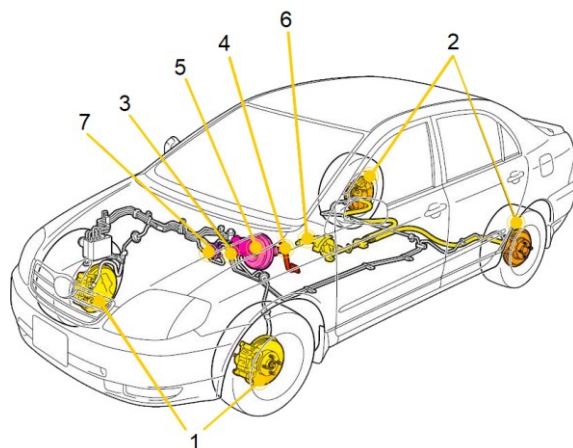
Obr. 2.2: Schéma pneumaticko-hydraulické brzdové soustavy [4]

1 – hydraulické brzdy; 2 – hydraulické vedení; 3 – hlavní hydraulický brzdový válec;
4 – vzduchový brzdový válec; 5 – brzdový pedál; 6 – vedení stlačeného vzduchu; 7 – kompressor;
8 – tlaková nádoba

Pneumaticko-hydraulické brzdy využívají komponenty jak z pneumatické brzdové soustavy, tak z té hydraulické. Brždění je ovládáno brzdovým pedálem, po jehož stlačení dojde k otevření průtoku pro stlačený vzduch z tlakové nádoby do brzdového válce. Natlakovaný brzdový válec stlačí brzdovou kapalinu a pomocí hydraulických brzd dojde k zabrzdění. Tento princip brždění umožňuje vyvození větších brzdných sil, než je tomu u konvenčních hydraulických brzd s posilovačem. [3]

2.1.3 Hydraulická brzdová soustava

Funkce kapalinové či hydraulické brzdové soustavy je založena na Pascalově zákoně, který říká, že pokud je kapalina v klidu v uzavřené nádobě a v jedné její části dojde ke změně tlaku, tak se tento tlak přenesou bez ztrát do každé části této nádoby. [5]



Obr. 2.3: Schéma brzdové soustavy osobního automobilu [1]

1 – přední kotoučové brzdy; 2 – zadní kotoučové brzdy; 3 – dvouokruhový hlavní brzdový válec; 4 – brzdový pedál; 5 – posilovač brzdové síly; 6 – parkovací brzda; 7 – redukční ventil

Při stlačení brzdového pedálu dojde k posuvnému pohybu pístu. Pedál funguje také jako páka a tím dochází ke zvětšení síly vyvozené pístem. Tato síla se dále zvětšuje při použití posilovače brzdové síly. Dále se tato síla přenáší na hlavní brzdový válec, který prostřednictvím brzdové kapaliny ovládá písty v brzdách vozidla. Při vysunutí pístů v brzdách dojde k natlačení brzdového obložení na kotouč či brzdový buben. Třením těchto komponentů je vozidlo brzděno za vzniku tepla. Kola vozidla jsou brzděna, vozidlo se však může pochybovat i se zastavenými koly, pokud je tření mezi koly vozidla a vozovkou dostatečně nízké, a proto délka brzdné dráhy je z velké části závislá na koeficientu tření mezi koly a vozovkou. [1]

Hydraulické brzdy se používají především u osobních a lehkých užitkových vozidel.

2.2 Brzdy

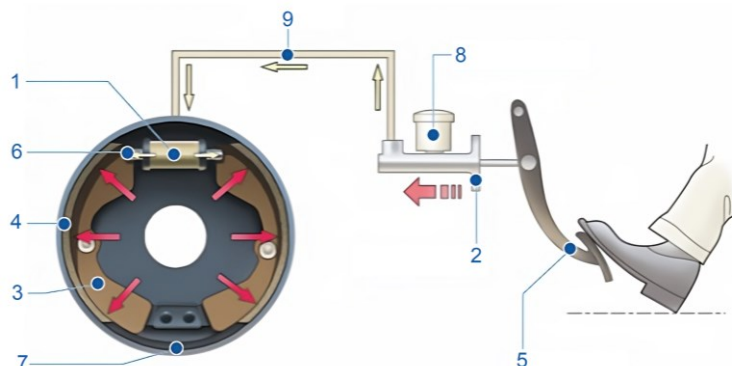
Zajišťují samotné brždění vozidla. Existují dva základní druhy, a to brzdy bubnové a brzdy kotoučové. Jejich komponenty se poté dále odlišují podle toho, jestli jsou ovládané pomocí stlačeného vzduchu či tlakem brzdové kapaliny. Všechny běžně používané druhy brzd mají jedno společné, a to sice základní princip jejich funkce. Brzdy zpomalují pohybující se vozidlo tak, že přeměňují energii pohybujícího se vozidla na teplo pomocí tření třecího materiálu o brzdový buben nebo kotouč. Tento třecí materiál je směsí mnoha materiálů, které zajišťují jeho správné vlastnosti jako je například nízká tepelná vodivost, schopnost provozu i při extrémních teplotních podmínkách a také nesmí způsobovat příliš velké poškození brzdovým kotoučům a bubnům. [6]

Použití bubnových brzd na osobních automobilech je především otázkou ceny, bubnové brzdy jsou levnější než ty kotoučové a implementace parkovací brzdy je u bubnových brzd jednodušší. Proto se ve většině případů využívají jako brzdy zadních kol. [7]

Kotoučové brzdy se používají stále častěji především díky jejich vysoké efektivitě a snadné montáži. Používají se všude od levných osobních automobilů až po závodní speciály. Samozřejmě všechny kotoučové brzdy nejsou stejné, kotouče sportovních vozidel bývají nejen větší než ty běžných automobilů, ale mají obvykle účinnější chlazení například v podobě odvrtných děr či mělkých drážek v kotouči. Některé závodní automobily využívají karbon-keramické brzdy,

které jsou nejen výrazně lehčí než ty litinové, ale mají také delší životnost a lépe se vyrovnávají s vysokými teplotami díky jejich nízké tepelné roztažnosti. [8; 9]

2.2.1 Bubnové brzdy s hydraulickým ovládáním

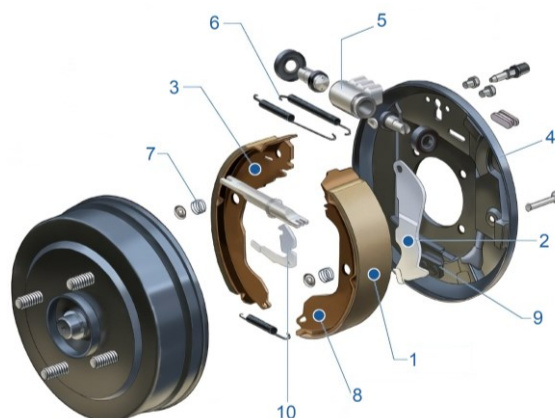


Obr. 2.4: Schéma zjednodušené hydraulické brzdové soustavy s bubnovou brzdou [10]

1 – sestava brzdového válce; 2 – posilovač brzdné síly; 3 – brzdová čelist; 4 – obložení;
5 - brzdový pedál; 6 – píst; 7 – buben; 8 – hlavní brzdový válec; 9 – brzdová kapalina

Základním prvkem bubnových brzd je buben, který se otáčí společně s kolem vozidla. Brždění poté zajišťuje brzdový válec, který se roztáhne při stlačení brzdového pedálu a způsobí, že dojde k natlačení brzdových čelistí a tím i brzdového obložení na buben. [10]

Existuje několik druhů bubnových brzd, které se od sebe liší způsobem, jakým je realizováno jejich sepnutí, oproti brzdě na (obr. 3.4) existuje například také brzda, která má dva válce umístěné v horní i spodní části bubnu. Brzda tohoto typu se využívá například u lehkých užitkových vozidel. Ale nejčastěji používanou bubnovou brzdou je takzvaná brzda s primární a sekundární brzdovou čelistí. [10]



Obr. 2.5: Schéma rozložené hydraulicky aktivované bubnové brzdy [10]

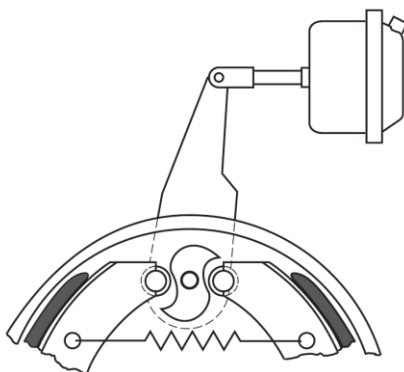
1 – obložení; 2 – páka parkovací brzdy; 3 – primární brzdová čelist; 4 – podložka; 5 – sestava brzdového válce; 6 – vratné pružiny; 7 – zajišťovací pružina; 8 – sekundární brzdová čelist; 9 – kotvící kolík; 10 – nastavovací páka

Jednotlivé komponenty této brzdy jsou vyobrazené na (obr. 3.5), což jsou bubnové brzdy primárně používané na zadních kolech osobních automobilů. Primární čelist je termín, který se používá k označení té čelisti, která se při brždění pohybuje ve směru rotace bubnu a druhé čelisti

se poté říká sekundární. To znamená, že to, jestli je čelist primární či sekundární určuje směr pohybu vozidla. Čelisti se takto označují proto, že rotace bubnu způsobuje při brždění způsobuje přitlačení bubnu k čelisti, která se pohybuje ve směru rotace bubnu, a tak na ní vzniká větší tlak a tím i vyšší brzdná síla. [10]

2.2.2 Pneumaticky ovládané bubnové brzdy s S-vačkou

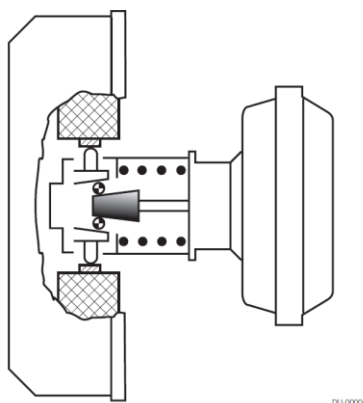
Bubnové brzdy s S-vačkou využívají velmi podobné komponenty jako běžné bubnové brzdy, ale jejich aktivaci nezajišťuje hydraulický píst, ale brzdové čelisti jsou od sebe roztahovány pomocí natočení S-vačky.



Obr. 2.6: Schéma bubnové brzdy s S-vačkou

Natočení S-vačky je realizováno pomocí pneumatického válce, který při svém vysunutí způsobí natočení páky, která je spojena s S-vačkou. Na rozdíl od hydraulicky ovládaných bubnových brzd neobsahuje pneumaticky ovládaná brzda žádné díly sloužící pouze pro aplikování parkovací brzdy. Aplikace parkovací brzdy je řešena mechanismem uvnitř brzdového válce. Tyto brzdy se používají především u těžkých užitkových vozidel.

2.2.3 Pneumaticky ovládané bubnové brzdy s klínem

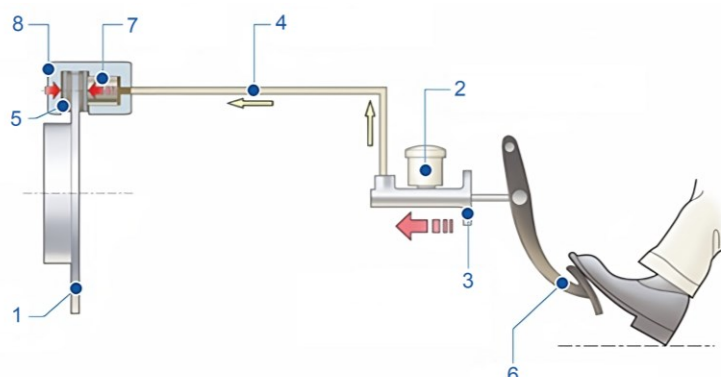


Obr. 2.7: Schéma bubnové brzdy s klínem

Na první pohled je tento typ brzdy velmi podobný hydraulické bubnové brzdě, a to nejen svými komponenty, ale také proto, že používá k roztahování brzdových čelistí píst, který tlačí na obě čelisti. Ten je však ovládaný pneumatickým brzdovým válcem, který při svém vysunutí způsobí pohyb klínu a ten již tlačí na píst, který se následně vysouvá a přitlačuje brzdové čelisti k bubnu.

2.2.4 Hydraulicky ovládané kotoučové brzdy

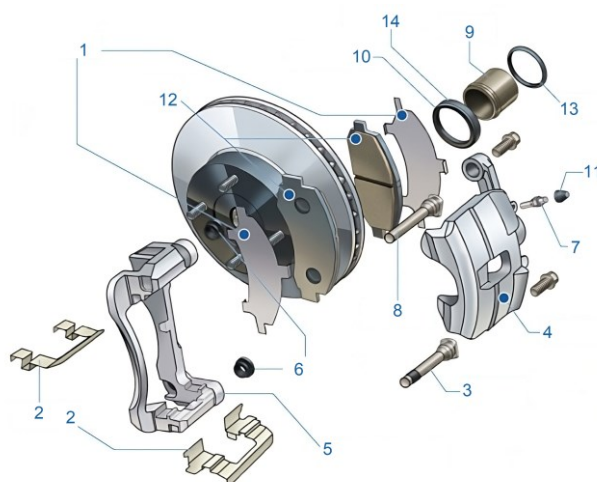
Hydraulicky ovládané kotoučové brzdy jsou nejběžnějšími brzdami u osobních vozidel a postupně se dostávají i do brzdových systémů užitkových vozidel.



Obr. 2.8: Schéma zjednodušené hydraulické brzdové soustavy s kotoučovou brzdou [11]

- 1 – brzdový kotouč; 2 – hlavní brzdový válec; 3 – posilovač brzdné síly; 4 – brzdová kapalina; 5 – brzdová destička; 6 – brzdový pedál; 7 – píst; 8 – brzdový třmen

Základním prvkem kotoučových brzd je kotouč, který se otáčí společně s kolem vozidla. Ten je poté brzděn třením o brzdové destičky usazené v brzdovém třmenu. Destičky opatřené třecím materiálem jsou na kotouč přitlačovány přes píst silou brzdové kapaliny. Tyto písty mohou být z jedné nebo z obou stran, na (obr. 3.8) je vyobrazena brzda s pístem pouze z jedné strany. Oproti bubnovým brzdám se kotoučové brzdy dokážou efektivněji chladit vzduchem, protože jsou méně uzavřené a lépe kolem nich může proudit vzduch. [11]



Obr. 2.9: Schéma rozložené hydraulicky aktivované kotoučové brzdy [11]

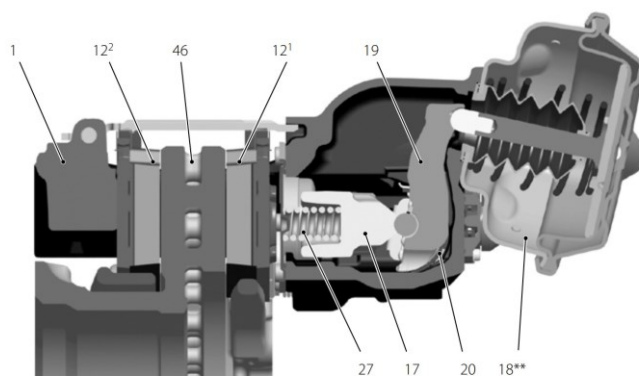
- 1 – podložka; 2 – svorka destičky; 3 – zajišťovací čep; 4 – tělo válce; 5 – montážní konzole; 6 – prachovka čepu; 7 – odvzdušňovací šroub; 8 – vodící čep; 9 – píst; 10 – kroužek prachovky; 11 – krytka odvzdušňovacího šroubu; 12 – brzdové destičky; 13 – těsnění pístu; 14 – prachovka pístu

Na (obr. 3.9) je schéma kotoučové brzdy s jedním pístem. Při stlačení tohoto pístu dojde k posunu vnitřní destičky a následně jejímu kontaktu s kotoučem, to vyvolá reakci, která způsobí to, že se začne pohybovat tělo válce a díky tomu dojde k přitlačení vnější destičky na kotouč.

Brzdové třmeny s písty na obou stranách jednoduše přitlačují brzdové destičky na kotouč z obou stran, díky tomu je tlak rovnoměrněji rozložen a také brzdná síla je větší. Tyto brzdové třmeny se používají především pro výkonná a sportovní vozidla. [11]

2.2.5 Pneumaticky ovládané kotoučové brzdy

Na trhu je stále větší poptávka po tomto druhu brzd, patří do standardní výbavy stále většího množství nákladních automobilů a jiných užitkových vozidel. Kotoučové brzdy vyžadují větší počáteční investici, ale oproti bubnovým brzdám mají kratší brzdovou dráhu a mají delší servisní intervaly. [12]



Obr. 2.10: Schéma kotoučové brzdy

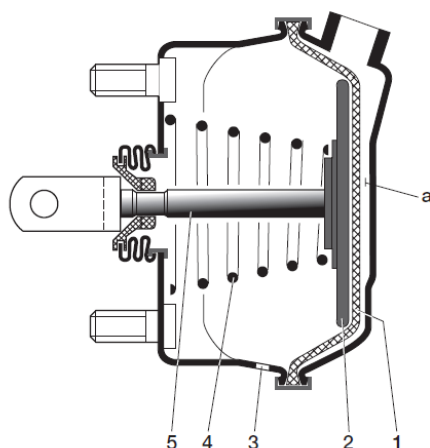
1 – třmen; 12¹ – vnitřní destička; 12² – vnější destička; 17 – most; 18** – brzdový válec;
19 – páka; 20 – excentrické ložisko; 27 – pružina; 46 – brzdový kotouč

Tyto brzdy fungují tak, že při přivedení stlačeného vzduchu do válce dojde k jeho vysunutí, válec zatlačí do páky, ta se pootočí a zatlačí na most a ten následně přitlačí brzdovou destičku ke kotouči.

Na (obr. 3.10) je znárodněn horizontálně upnutý brzdový válec, toto upnutí je častější a používá se u většiny užitkových vozidel, ale například u autobusů, u kterých je místo v axiálním směru od nápravy omezené (využité pro přepravu cestujících), se využívá vertikálního upnutí brzdového válce.

2.3 Brzdové válce

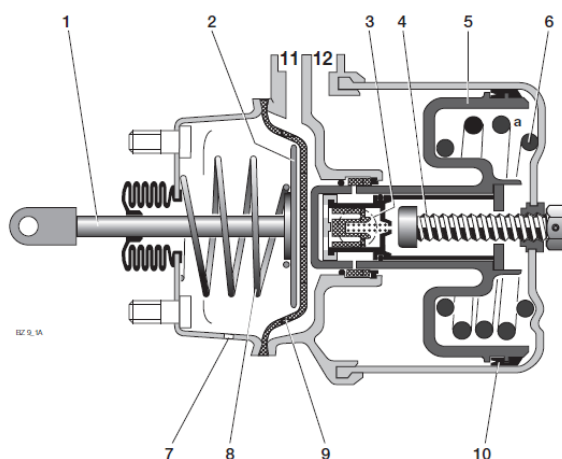
„Brzdové válce převádí pneumatickou energii na mechanickou. Tím jsou brzdová obložení natičena na brzdové plochy a způsobují tak zpomalení, respektive zastavení vozidla.” [13] Brzdové válce zajišťují nejen brždění v běžném provozu, ale i při parkování. Některé brzdové válce disponují pouze provozní částí, která je velmi podobná běžnému pneumatickému jednočinnému válci. V případě brzdy zajišťující i brždění při parkování zde přibude ještě parkovací pružina.



Obr. 2.11: Brzdový válec bez parkovací části v řezu

1 – membrána; 2 – píst; 3 – odvzdušňovací otvor; 4 – vratná pružina; 5 – pístní tyč

Při přivedení stlačeného vzduchu do komory na (obr. 3.11) označené „a” dojde ke zvětšení objemu této komory a tím i k samotnému posunutí pístu a následně i k natlačení brzdových obložení na brzdové plochy. Výstupní síla válce není lineární z důvodu deformace pryžové membrány. Velikost výstupní síly závisí na tlaku vzduchu v komoře a velikosti (průměru) pístu.



Obr. 2.12: Brzdový válec typu S-cam s parkovací částí v řezu

1 – pístní tyč; 2 – tlačný disk; 3 - odvzdušňovací ventil; 4 – Zajišťovací šroub; 5 – píst;
6 - parkovací pružina; 7 - odvzdušňovací otvor; 8 – vratná pružina; 9 – membrána;
10 - těsnění pístu

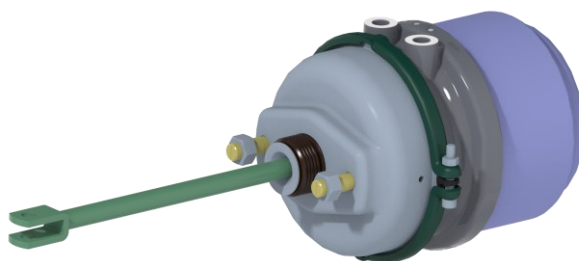
Je zřejmé, že levá část obou brzdových válců je totožná a stejně tak je totožná i jejich funkce. Tento brzdový válec (obr. 3.12) disponuje i parkovací částí, která funguje do značné míry opačně oproti provozní části brzdy. Pokud bude v komoře s přívodem (12) atmosférický tlak bude píst tyč vysunutá, protože jí přes píst vysune parkovací pružina. Pro „odbrždění” je nutné, aby v této komoře byl vzduch pod dostatečným tlakem, aby stlačil parkovací pružinu. V komoře parkovací pružiny (a) bude díky odvzdušňovacímu ventilu stále atmosférický tlak. Ke stlačení parkovací pružiny slouží také zajišťovací šroub, ten se ale nepoužívá při běžném provozu, ale například při servisu či montáži.

Portfolio firmy Knorr-Bremse obsahuje několik druhů brzdových válců rozdělených dle jejich použití, ty se liší především svou velikostí provozní a parkovací části, způsobem upínání a také zakončením pístní tyče.

2.3.1 Brzdové válce typu S-cam

U brzdových válců typu S-cam neboli u brzdových válců používaných pro bubnové brzdy s S-vačkou se používají speciální zakončení, která umožňují jejich spojení s pákou připojenou k S-vačce. Používá se u nich zakončení tvaru vidlice a spojení s pákou zajišťuje kolík se závlačkou.

Rozměry zakončení těchto brzdových válců se v rozsahu celého portfolia mění pouze minimálně. V zásadě existuje jen několik typů této vidlice, které se liší pouze tolerancemi a tím, zdali jsou k tlačné tyči přivařeny či přišroubovány (vnější závit na tlačné tyči a vnitřní na vidlici). Jednotlivé modely tohoto druhu brzdových válců se od sebe významně odlišují především svou velikostí tlačné tyče. Důležitým rozměrem pro tento typ válců je právě vzdálenost upínací plochy od otvoru pro kolík ve vidlici. Tento rozměr může nabývat velikostí od několika desítek milimetrů až po stovky milimetrů.



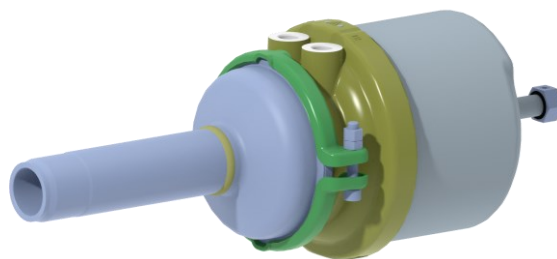
Obr. 2.13: Model brzdového válce pro bubnové brzdy s s-vačkou

Upínání je realizováno pouze pomocí dvou šroubů s maticemi umístěných na čele válce. Které jsou utaženy k rámu vozidla specifikovaným kroutícím momentem.

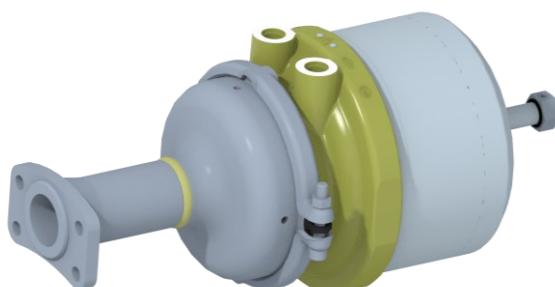
2.3.2 Brzdové válce typu wedge

Na rozdíl od brzdových válců pro brzdy s S-vačkou většinou nemají vratnou pružinu (obr.3.12), protože navrácení pístní tyče do výchozí polohy zajišťuje odpor samotné brzdy. Obě části, které jsou klínem oddalovány od sebe jsou odpružené a zajišťují vrácení pístní tyče po odbrzdění.

Válce používané pro tento typ brzd mají v zásadě dva typy upnutí a to sice upnutí pomocí příruby či pomocí jednoho závitu na trubce. Upínání závisí na zákazníkovi, pro kterého je daný válec určen.

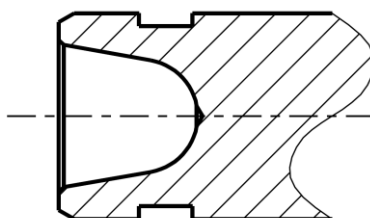


Obr. 2.14: Model brzdového válce pro klínové bubnové brzdy se závitem na trubce



Obr. 2.15: Model brzdového válce pro klínové bubnové brzdy s přírubou

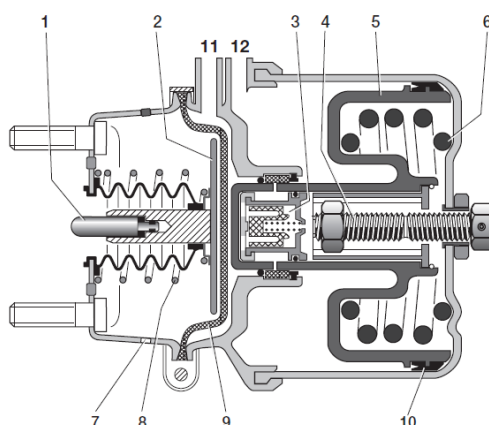
Tyto dva druhy upínání mají poté další modifikace, které se liší například velikostí závitu či mírnými změnami rozměrů příruby.



Obr. 2.16: Zakončení pístní tyče u brzdových válců pro klínové brzdy

Všechny brzdové válce tohoto typu mají zakončení uvnitř trubice v celém rozsahu jejich zdvihu. Toto zakončení (obr. 3.16) je tvořeno tyčí, v jejímž čele je vytvořen kuželový otvor zakončený kulovou plochou.

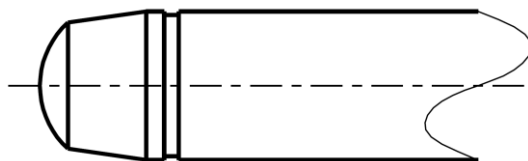
2.3.3 Brzdové válce pro kotoučové brzdy



Obr. 2.17: Pohled na brzdový válec pro kotoučové brzdy v řezu

1 – zakončení; 2 – tlačný disk; 3 - odvzdušňovací ventil; 4 – Zajišťovací šroub; 5 – píst;
6 - parkovací pružina; 7 - odvzdušňovací otvor; 8 – vratná pružina; 9 – membrána; 10 - těsnění pístu

Brzdové válce pro kotoučové brzdy mají stejné upínací prvky jako brzdové válce typu S-cam s tím rozdílem, že na rozdíl od nich se tyto brzdové válce připevňují přímo na tělo brzdy.



Obr. 2.18: zakončení pístní tyče u brzdových válců pro kotoučové brzdy

Zakončení brzdových válců je u těchto brzd tvořené tyčí s kulovou plochou na konci (obr. 3.18). Tato tyč tlačí do páky, která zajišťuje převod síly na brzdové destičky. Velikost tohoto zakončení se v rozsahu portfolia v zásadě nemění.

2.3.4 Brzdové válce typu AOH

Pro vzduchokapalinové systémy se využívají brzdové válce typu AOH. Ty mají stejné zakončení jako diskové brzdy (obr. 3.18). Jejich upínání je však realizováno pomocí příruby se závitovými otvory na čele.



Obr. 2.19: Model brzdového válce pro vzduchokapalinové systémy

2.4 Testování brzdových válců

Druhy testů a jejich konkrétní specifikace závisí především na požadavcích od zákazníků. Následující testy jsou pouze příklady prováděných testů, nejedná se o jejich kompletní výčet. Kvůli citlivosti informací popisy testů neobsahují konkrétní informace o průběhu testů (hodnoty tlaků, doba předepsané výdrže apod.)

2.4.1 Životnost

Životnostní test musí simulovat ty nejnáročnější podmínky, ve kterých mohou brzdové válce pracovat, aby bylo možné garantovat, že válce vydrží i nejnáročnější podmínky. Test má několik fází, ve kterých dochází k simulaci brždění pomocí provozní brzdy, parkovací brdy i jejich kombinaci. Každá tato fáze má pevně předepsaný způsob brždění, tlak v parkovací i provozní části, teplotu, při jaké se test provádí, počet cyklů a jejich dobu trvání (počet stlačení válce za čas). Další věcí, která je předepsaná pro průběh testů je zdvih, ten však nezáleží na fázi testu, ale na maximálním zdvihu testovaného válce.

2.4.2 Silovým ráz

Test spočívá v tom, že brzdový válec musí vydržet náraz závaží o předepsané váze a rychlosti do několika svých částí. Po nárazech musí brzdový válec stále bez problému fungovat a nesmí z něj unikat vzduch.

2.4.3 Solná komora

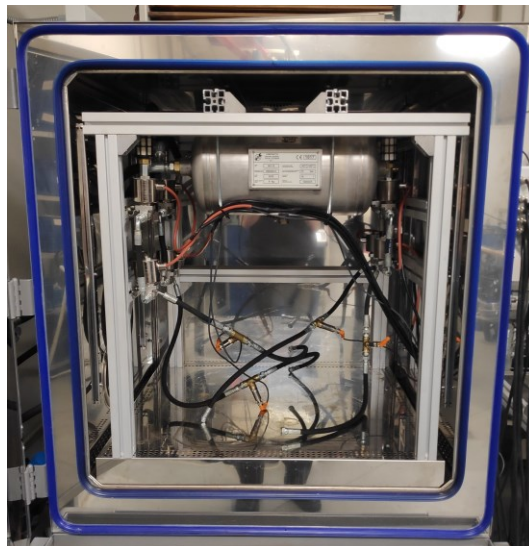
Brzdové válce jsou testovány v solné komoře podle standartu ISO 9227. Přičemž každému výrobku může být předepsaná určitá doba, kterou v solné musí vydržet. Posuzuje se zde především korozní odolnost jednotlivých dílů.

2.4.4 Vysoký tlak vody

Test spočívá v tom, že brzdová sestava (brzdový třmen a brzdový válec) je vystavena ostříku vysokým tlakem vody z různých směrů. Úspěšnost testu se posuzuje podle toho, zdali se voda dostala do třmenu či nikoliv.

2.5 Klimatická komora

Klimatická komora je zařízení, uvnitř něž je možné ovlivňovat teplotu a vlhkost vzduchu. [14]



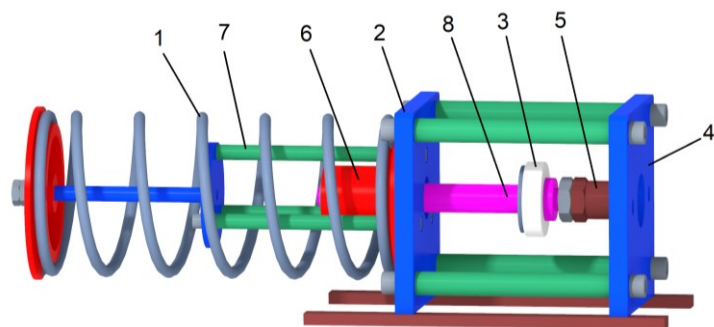
Obr. 2.20: Vnitřní prostor klimatické komory využívané ve zkušebně společnosti Knorr-Bremse

Klimatická komora využívaná při testování brzdových válců ve společnosti Knorr-Bremse disponuje mimo jiné vnitřním rámem z hliníkových profilů, na kterém jsou usazené tlakové nádoby. Z těchto nádob se poté přivádí ohřátý či ochlazený stlačený vzduch do brzdových válců, které jsou v klimatické komoře testovány, což zajišťuje podmínky, které jsou mnohem blíže těm reálným.

Klimatická komora vytváří jeden z největších konstrukčních omezení pro konstrukci přípravku svým omezeným vnitřním prostorem, který je ještě dále zmenšen přidanou konstrukcí.

2.6 Stávající přípravek

Stávající přípravek používaný při životnostních testech brzdových válců neumožňuje upnutí brzdových válců používaných pro bubnové brzdy s S-vačkou. A z důvodu nedostatečné korozní odolnosti jej není možné použít při testování v klimatické komoře.



Obr. 2.21: Model stávajícího přípravku

1 – pružina; 2 – vodící deska; 3 – doraz; 4 – upínací deska; 5 – nástavek; 6 – vodící disk;
7 - vodící tyče; 8 – tlačná tyč

Funkce přípravku je velmi prostá, na upínací desku je upnuta jiná deska s rozhraním, které umožňuje upnutí brzdových válců typu wedge. Před upnutím válce se umístí tyčinka do nástavku, která zajistí jeho spojení s pístní tyčí válce. Po připojení válce a jeho natlakování dojde k posunu nástavku a tím i vodícího disku, dorazu a tlačné tyče, dokud nedojde k natlačení dorazu na vodící desku. O vodící disk je opřena pružina, která se při jeho posunutí stlačí. Při vypuštění stlačeného vzduchu z válce síla pružiny překoná odpor zasunutí pístní tyče a válec je tak opět uveden do počáteční polohy. Tento proces se poté cyklicky opakuje.

Vodící disk je veden pomocí vodících tyčí, mezi nimiž je uložení s vůlí. To při nedostatku maziva společně s absencí tlumícího prvku mezi vodícím diskem a vodící deskou způsobuje hlučný provoz.

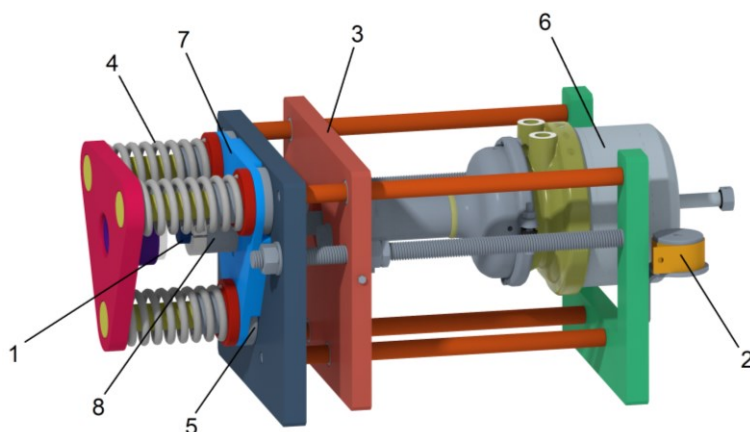
Na tento přípravek již byly vypracovány upínací desky pro upnutí všech druhů válců typu wedge, které není nutné upravovat, a proto nebudou součástí následného řešení.

3 Návrh řešení

Na základě rešerše a na základě podmínek testování je třeba navrhnout přípravek. Pro jeho návrh bude vypracováno několik řešení v podobě 3D modelů, ze kterých bude následně pomocí rozhodovací tabulky vybráno výsledné řešení, které nejlépe odpovídá zadání.

3.1 Varianta A

Přípravek s posuvnou upínací deskou a odporem generovaným tlačnými pružinami v horizontálním provedení.



Obr. 3.1: Model návrhu A s upnutým brzdovým válcem typu WEDGE

- 1 – dorazová tyč; 2 – pružina s konstantním napětím; 3 – upínací deska; 4 – tlačná pružina;
5 – lineární vedení pístu; 6 – brzdový válec; 7 – posuvná deska; 8 – nastavitelný doraz

Při upnutí válce musí obsluha nastavit upínací desku do odpovídající polohy, ta je zajištěna dvěma maticemi, ke kterým ji tlačí pružiny s konstantním napětím (tyto pružiny jsou připevněny k upínací desce). To společně s jednoduše vyměnitelnými dorazy zajišťuje poměrně jednoduchou obsluhu.

Hlavní namáhané části jsou z běžně dostupných nakupovaných dílů. Mezi ty patří závitové tyče, matice a pružiny. To zajišťuje jednoduchou výměnu těchto dílů a také relativně nízkou pořizovací cenu.

Pro upnutí jakéhokoli válce z produktového portfolia jsou zde nutné pouze tři vyměnitelné dorazy a další tři protikusy k zakončení brzdových válců (wedge, S-cam, kotoučové + AOH).

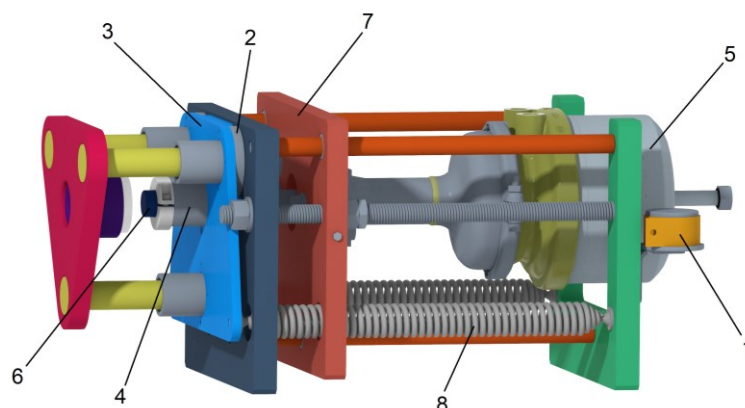
Z hlediska prostorových možností klimatické komory se jedná o poměrně příznivé řešení a je velmi pravděpodobné, že by bylo možné do klimatické komory umístit i dva přípravky najednou, což je žádoucí.

Přípravek omezuje prostor pro uchycení vzduchových hadic (závitové a vodící tyče), ale umožňuje upnutí válce ve více polohách a tím zajišťuje, že otvory pro uchycení hadic budou téměř vždy směřovat nahoru, kde prostor není omezen.

Vertikální upnutí dobře simuluje reálné upnutí v provozu a pevná upínací deska nevystavuje brzdový válec rázům, které se při běžném provozu neobjevují.

3.2 Varianta B

Přípravek s posuvnou upínací deskou a odporem generovaným tažnými pružinami v horizontálním provedení.



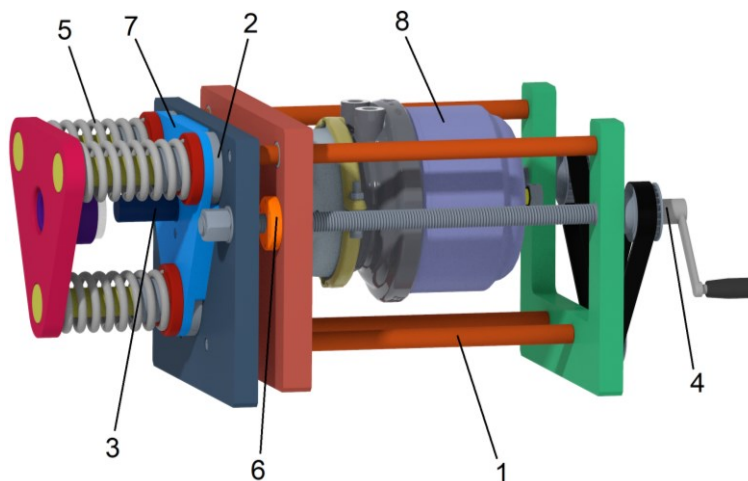
Obrázek 3.2: Model návrhu B s upnutým brzdovým válcem typu WEDGE

1 – pružina s konstantním napětím; 2 – lineární vedení pístu; 3 – posuvná deska; 4 – nastavitelný doraz; 5 – brzdový válec; 6 – dorazová tyč; 7 – upínací deska; 8 – tažná pružina

Celková konstrukce přípravku je velmi podobná variantě A. Odlišují se od sebe především kompaktností a prostorem pro technické zařízení, přičemž toto řešení je prostorově náročnější a také více omezuje prostor pro uchycení vzduchových hadic.

3.3 Varianta C

Přípravek s posuvem upínací desky pomocí pohybových šroubů a odporem generovaným tlačnými pružinami v horizontálním provedení s plastovým dorazem s nastavením pomocí nástrčných nástavků tvaru „C“ zajištěných děleným upínacím kroužkem.



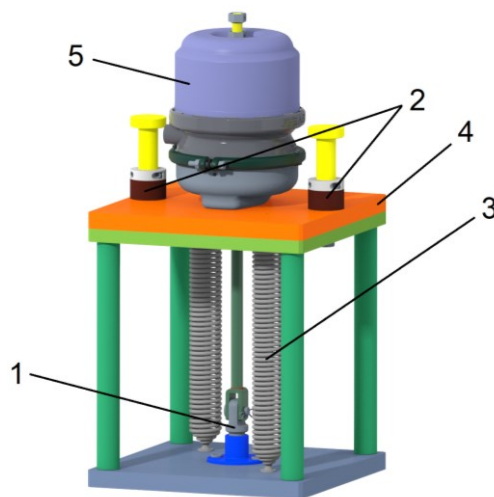
Obr. 3.3: Model návrhu C s upnutým brzdovým válcem typu S-CAM

1 - vodící tyč montážní části; 2 – lineární vedení pístu; 3 – tyč pro upínání dorazů; 4 – remenový převod s klikou; 5 – pružina; 6 – trapézová matice; 7 – posuvná deska; 8 – brzdový válec

Velká část přípravku je velmi podobná variantě A. Odlišují se od sebe rychlejší způsob upínáním brzdového válce, které zvětšuje fyzické rozměry přípravku a také zvyšuje jeho pořizovací cenu.

3.4 Varianta D

Přípravek s pevnou upínací deskou (přestavení pomocí prodlužovacích tyčí) a odporem generovaným tažnými pružinami ve vertikálním provedení s ocelovými dorazy, nástrčnými nastavky tvaru C zajištěnými dělenými upínacími kroužky s tlumící podložkou.



Obr. 3.4: Model návrhu D s upnutým brzdovým válcem typu S-CAM

1 – prodlužovací tyč; 2 – dorazy; 3 – pružina; 4 – posuvná deska; 5 – brzdový válec

Upnutí brzdového válce je zde velmi jednoduché, ale podle délky pístní tyče a jejich zakončení je potřeba do přípravku umístit správnou prodlužovací tyč, což prodlužuje čas, který obsluha stráví s montáží válce a také je potřeba relativně velké množství těchto externích komponent.

Celý přípravek se skládá zejména z jednoduchých nebo přímo nakupovaných dílů, to činí jeho opravy a případné náhrady komponent velmi jednoduché. A také to zajišťuje nízkou cenu přípravku.

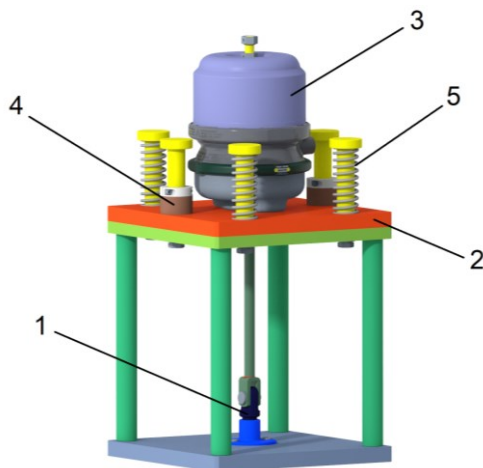
Ve vertikálním směru jsou rozměry klimatické komory poměrně omezené, proto není toto upnutí brzdového válce z tohoto hlediska nejpříznivější.

Kolem brzdového válce je velké množství volného místa a brzdový válec je možné upnout do několika poloh, což znamená, že je téměř nemožné, aby cokoli znemožňovalo umístění vzduchových hadic.

Vertikální upnutí se objevuje jen u velmi malého množství brzdových válců. Posuvná deska je na tomto přípravku zároveň deskou upínací, což se v provozu neobjevuje. Navíc to také vytváří dodatečná zatížení na brzdovém válci.

3.5 Varianta E

Přípravek s pevnou upínací deskou (přestavení pomocí prodlužovacích tyčí) a odporem generovaným tlačnými pružinami ve vertikálním provedení s ocelovými dorazy, nástrčnými nástavky tvaru C zajištěnými dělenými upínacími kroužky s tlumící podložkou.



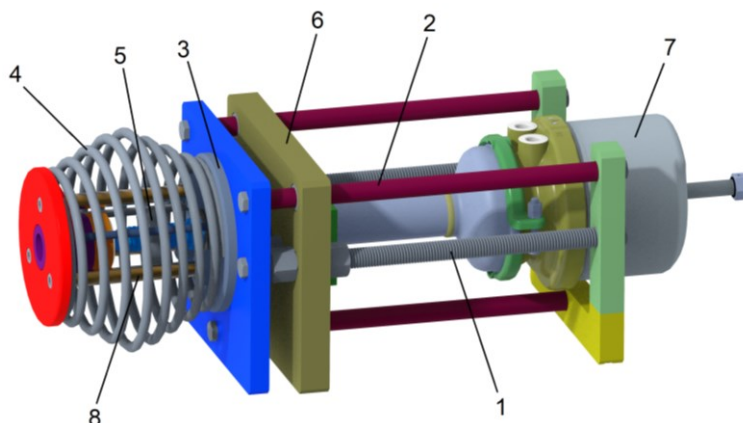
Obr. 3.5: Model návrhu E s upnutým brzdovým válcem typu S-CAM

1 – prodlužovací tyč; 2 – posuvná deska; 3 – brzdový válec; 4 – doraz; 5 – pružina

Ve většině ohledů je tato varianta velmi podobná variantě D, s rozdílem, že tato varianta neposkytuje mnoho prostoru pro uchycení vzduchových hadic.

3.6 Varianta F

Přípravek s posuvnou upínací deskou a odporem generovaným tlačnou dvoj kuželovou pružinou v horizontálním provedení s plně nastavitelným dorazem tvořeným posuvnou maticí a otáčivým šroubem s trapézovým závitem a pevnou částí s plastovým dorazem. Upínací deska se posouvá na vodících tyčích, kterých se dotýká přes kluzná lineární pouzdra a je zajištěna pomocí čtyř matic na dvou závitových tyčích.



Obr. 3.6: Model šestého návrhu s upnutým brzdovým válcem typu TUBE

1 – závitová tyč; 2 – vodící tyč; 3 – posuvný disk; 4 – pružina; 5 – posuvný doraz; 6 – upínací deska; 7 – brzdový válec; 8 – vedení pístu

Při montáži brzdového válce do tohoto přípravku je nutné posunout upínací desku do polohy, která odpovídá rozměrům pístní tyče. Tato deska je upnuta mezi čtyřmi maticemi, z toho důvodu je tento krok poměrně zdlouhavý. Dále musí obsluha nastavit doraz, který se zde nastavuje pomocí otáčení tyče s trapézovým závitem (do této tyče tlačí píst) například pomocí nástrčného klíče. To umožňuje přesné nastavení dorazu, bez použití jakýchkoli externích komponent, ale také to vyžaduje kontrolu nastavení dorazu dalším nástrojem.

V tomto řešení se objevuje poměrně velké množství vyráběných dílů, což nejen zvyšuje cenu, ale také znesnadňuje případnou opravu.

Vzhledem k rozměrům klimatické komory je toto poměrně příznivé řešení a pravděpodobně by bylo možné do ní umístit i dva tyto přípravky najednou.

Přípravek omezuje prostor pro uchycení vzduchových hadic stejným způsobem jako varianta A.

Válec je upnutý tak jako tomu je ve většině případů, a to sice v horizontální poloze. Upínací deska je pevná, a tak se nevytváří nežádoucí vibrace. Také se zde počítá s vyrobenou pružinou, která může být navržena tak aby co nejlépe odpovídala provozním podmínkám.

3.7 Volba návrhu

Pro volbu ideálního přípravku bude vypracováno několik kritérií, které by výsledný přípravek měl co nejlépe splňovat.

3.7.1 Kritéria

- ◁ **Nenáročná obsluha** – jednoduchá montáž válců do přípravku, jednoduché nastavení dorazu
- ◁ **Životnost** – vysoká odolnost přípravku, jednoduše vyměnitelné součástky
- ◁ **Požizovací cena** – jednoduchá konstrukce, běžně dostupné materiály
- ◁ **Univerzálnost** – možnost upnutí celého portfolia pouze za pomoci několika málo přídatných dílů
- ◁ **Kompaktnost** – co nejpříznivější rozměry vzhledem k rozměrům klimatické komory
- ◁ **Prostor pro technické zařízení** – hodnotí místo, které přípravek poskytuje pro vzduchové hadice
- ◁ **Simulace podmínek** – hodnotí, jak věrohodně přípravek simuluje reálný provoz

3.7.2 Rozhodovací tabulka

Tab. 1: Rozhodovací tabulka

Kritérium	Návrhy					
	A	B	C	D	E	F
Nenáročná obsluha	2	2	3	2	2	1
Životnost	2	2	2	3	3	1
Pořizovací cena	2	2	1	3	3	1
Univerzálnost	2	2	2	1	1	3
Kompaktnost	3	2	2	1	1	3
Prostor pro technické zařízení	2	1	2	3	1	2
Simulace podmínek	2	2	2	1	1	3
skoré	15	13	14	14	12	14
Vyhodnocení	V	N	N	N	N	N

Podle kritérií z předchozí kapitoly byla vytvořena rozhodovací tabulka se třemi stupni hodnocení. Principem hodnocení je, že návrh dostane hodnocení v podobě celého čísla mezi jedničkou až trojkou, vyšší číslo znamená, že návrh lépe splňuje dané kritérium.

Hodnocení každého kritéria vycházelo především z rešerše a ze znalosti rozměrových omezení.

3.7.3 Výsledný návrh

Výsledným návrhem je návrh, který dle (tab. 1) získal nejvyšší skoré, tedy varianta A, ta představuje ideální princip funkce přípravku, nejsou u ní však řešeny otázky manipulace či korozní odolnosti, protože ty se dají řešit mnoha způsoby a vedlo by to k příliš velkému množství možných variant.

4 Konstrukční návrh přípravku

Konstrukce přípravku se týká výpočtů kriticky namáhaných dílů přípravku a také určení podoby vratných pružin a také úprav částí přípravku tak aby co nejlépe vyhovovali provozním podmínkám. Přípravek je možné rozdělit na dvě základní části, a to sice na montážní soustavu válce a na vodící soustavu pístu. V obou soustavách je nutné řešit namáhání dílů.

4.1 Výchozí provozní parametry

Brzdové válce jsou testovány při zvýšených a snížených teplotách v klimatické komoře. Vzhledem k tomu, že tyto testy na sebe přímo navazují, dochází ke kondenzaci vody na testovacím přípravku, je tedy vyžadována vyšší míra korozní odolnosti, především pro tyče lineárního vedení.

Přípravek bude namáhám silou vyvozenou natlakováním brzdového válce. Ta se rovná síle, kterou vyvine brzdový válec s největším tlačným diskem při nejvyšším testovaném tlaku provozní části a také ze síly od parkovací pružiny tedy. Při kombinovaném brždění se tyto síly sčítají je výsledkem je poté

$$F_z = 30\,000\text{ N} \quad (4.1)$$

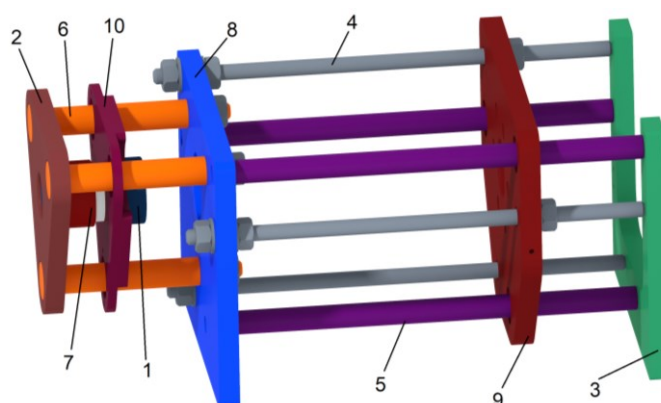
Maximální zdvih přípravku musí být větší než zdvih každého testovaného brzdového válce, zároveň musí být co nejmenší, aby neznemožňoval umístění přípravku do klimatické komory. Jeho hodnota byla po uvážení zvolena jako

$$h = 80\text{ mm} \quad (4.2)$$

4.2 Stavba rámu

Stavba rámu řeší namáhání základních součástí přípravku, jako jsou závitové tyče nebo desky.

Z hlediska statické určitosti budou při konstrukci přípravku oproti výslednému návrhu použity tři závitové tyče místo dvou.



Obr. 4.1: Model rámu přípravku

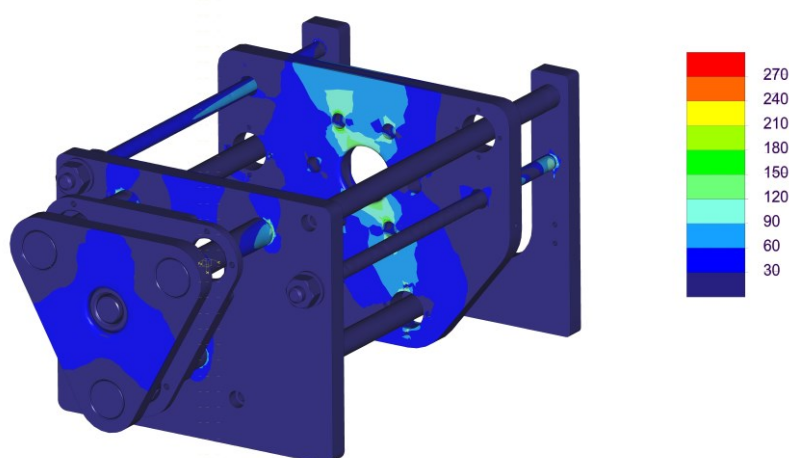
1 – dorazová tyč; 2 – dorazová deska; 3 – deska rámu; 4 – závitová tyč; 5 - vedení upínací desky; 6 – vedení pístu; 7 – doraz; 8 – základní deska; 9 – upínací deska; 10 - posuvná deska

4.2.1 Desky

Dorazová deska a upínací deska jsou namáhány ohybem, u ostatních desek se objevuje pouze tlakové namáhání, které je proti tomu ohybovému zanedbatelné, a proto nebude předmětem řešení.

Vzhledem ke komplexnímu tvaru desek bude provedena simulace metodou konečných prvků. Budou zde zavedeny dvě síly o velikosti (5.1) jedna z nich bude působit ve směru posuvu válce do tyče pro montáž dorazů a druhá bude působit směrem opačným do upínací desky, a to sice na plochu, která je rovna ploše podložek pro montáž válce.

Rozměry desek byly určeny tak, aby vyhovovali rozměrům ostatních komponentů. Byla použita maximální možná tloušťka upínací desky, kterou určují rozměry upínacích šroubů některých válců.



Obr. 4.2: Simulace zatížení rámu s hodnotami v MPa

Maximální velikost napětí na upínací desce se pohybuje okolo 150 MPa. Pro tuto desku bude použita uhlíková ocel Fe690 dle ISO. Ta vykazuje relativně vysokou mez pevnosti v tahu. Mez únavy většiny ocelí se pohybuje okolo poloviny jejich pevnosti v tahu. Deska je tedy takto navržena s relativně vysokou bezpečností. [15]

Dorazová deska je namáhána méně, především díky jejím menším rozměrům. Ta bude vzhledem ke svým menším rozměrům (nižší náklady na materiál) vyrobena z duplexní nerezové oceli. Duplexní nerezové oceli se oproti ostatním nerezovým ocelím vyznačují svou vysokou pevností. Z této vlastnosti a také díky informacím z předchozího odstavce vyplývá, že takto navržená dorazová deska napětí vydrží.

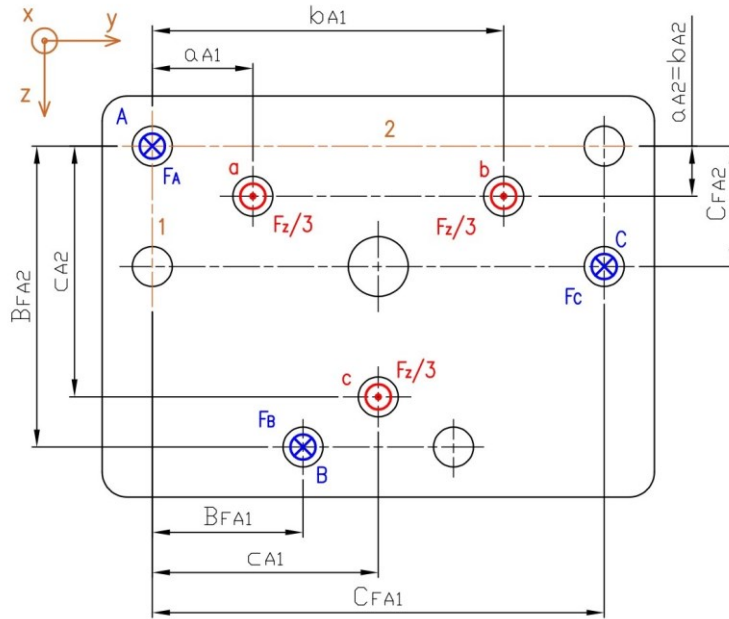
Pro desky, které se v průběhu testu nepohybují je zcela dostačující pozinkovaná ocel. Pro ty ostatní, jako je například posuvná deska, byly vybrány nerezové varianty dle materiálových listů. [16]

4.2.2 Závitové tyče

V rámu přípravku budou při provozu zatěžovány závitové tyče, které lze rozdělit na dvě části podle toho, jak jsou namáhané.

Část závitové tyče mezi dvěma maticemi utaženými na desku bude řešena z pohledu možného odlehnutí matice při zatížení. Naproti tomu část závitové tyče mezi základní a upínací deskou bude řešena z pohledu únosnosti závitů, protože zde při provozu dochází k mívivému zatížení závitů, které je velmi nepříznivé.

Nejprve je nutné zjistit, která ze závitových tyčí je nejvíce namáhaná, toho se docílí výpočtem rovnováhy sil a momentů na základové desce. Pro tuto rovnováhu předpokládáme, že síla působící na doraz je rovnoměrně rozdělena na třetiny do každé tyče vedení pístu. Pro nejzatíženější závitovou tyč bude poté řešen pevnostní výpočet, který je proveden dle principů z [17]



Obr. 4.3: Schéma rozložení sil na řešené desce

Tento problém je možno řešit pomocí rovnováhy sil v ose x a rovnováhy momentů k ose 1 a 2. Z čehož získáme řešitelnou soustavu tří rovnic. Která bude vypadat následovně.

Rovnováha sil ve směru osy x :

$$x: F_z - F_A - F_B - F_C = 0 \quad (4.3)$$

Rovnováha momentů k ose 1:

$$M_1: \frac{F_z}{3} a_{A1} + \frac{F_z}{3} b_{A1} + \frac{F_z}{3} c_{A1} - F_C \cdot C_{FA1} - F_B \cdot B_{FA1} = 0 \quad (4.4)$$

Rovnováha momentů k ose 2:

$$M_2: \frac{F_z}{3} a_{A2} + \frac{F_z}{3} b_{A2} + \frac{F_z}{3} c_{A2} - F_B \cdot B_{FA2} - F_C \cdot C_{FA2} = 0 \quad (4.5)$$

Po úpravách vyjdou následující vztahy.

$$F_C = \frac{2F_z a_{A2} + F_z c_{A2} - \frac{F_z a_{A1} B_{FA2}}{B_{FA1}} - \frac{F_z b_{A1} B_{FA2}}{B_{FA1}} - \frac{F_z c_{A1} B_{FA2}}{B_{FA1}}}{3C_{FA2} - \frac{3C_{FA1} B_{FA2}}{B_{FA1}}} \quad (4.6)$$

$$F_B = \frac{\frac{F_Z}{3} a_{A1} + \frac{F_Z}{3} b_{A1} + \frac{F_Z}{3} c_{A1} - F_C \cdot C_{FA1}}{B_{FA1}} \quad (4.7)$$

$$F_A = F_Z - F_B - F_C \quad (4.8)$$

Po dosažení vyjdou hodnoty sil v závitových tyčích.

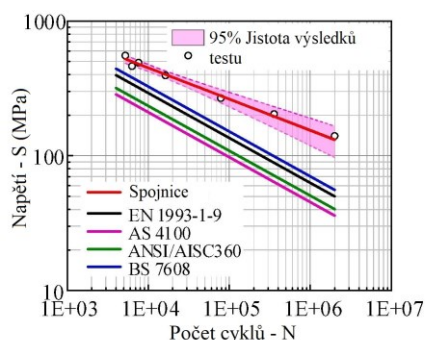
$$F_A = 4431 \text{ N} \quad (4.9)$$

$$F_B = 15\,517 \text{ N} \quad (4.10)$$

$$F_C = 10\,052 \text{ N} \quad (4.11)$$

V dalších výpočtech bude posuzován pouze nejzatíženější spoj, tedy závitový spoj v místě B. Pomocí metody konečných prvků zjistíme, jaké bude napětí v závitové tyči.

Vzhledem k tomu, že sestava je navrhovaná na velmi vysoký počet cyklů je nutné zohlednit mez únavy.



Obr. 4.4: Mez únavy testovaná na šroubu M16 A4-70 [18]

Jak je vidět z grafu, šrouby byli testováni až do dvou milionů cyklů tedy počtu cyklů, který je velmi blízko počtu cyklů, pro které je přípravek navrhován, a proto je možné z tohoto grafu vycházet při návrhu závitového spoje. Dle (obr. 2.3) bylo zvoleno

$$\sigma_c^* = 100 \text{ MPa} \quad (4.12)$$

Skutečná hodnota meze únavy bude velmi pravděpodobně výrazně vyšší, zvolená hodnota je o tolik nižší než naměřená z důvodu nízkého množství experimentálních vzorků.

Pro další výpočty je nutné zvolit utahovací moment spoje.

Tab. 2: Hodnoty utahovacích momentů pro nerezové šroubové spoje se závitem M20 v závislosti na koeficientu tření [19]

Koeficient tření		Utahovací moment [Nm]								
		0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,3	0,4	
závit	třída									
	M20	50	114	128	142	153	164	173	205	223
	70	244	274	303	328	351	370	439	479	
	80	325	366	404	438	467	494	586	639	

Pro další výpočty bude použita následující hodnota utahovacího momentu

$$M_u = 244 \text{ Nm.} \quad (4.13)$$

Dále budou pro výpočet potřeba rozměry daného závitu. [20; 19]

$$P_h = 2,5 \text{ mm} \quad (4.14)$$

$$\alpha = 60^\circ \quad (4.15)$$

$$f_z = 0,35 \quad (4.16)$$

$$d_2 = 18,25 \text{ mm} \quad (4.17)$$

Pomocí těchto hodnot je následně možné vypočítat přítláčnou sílu [17].

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad (4.18)$$

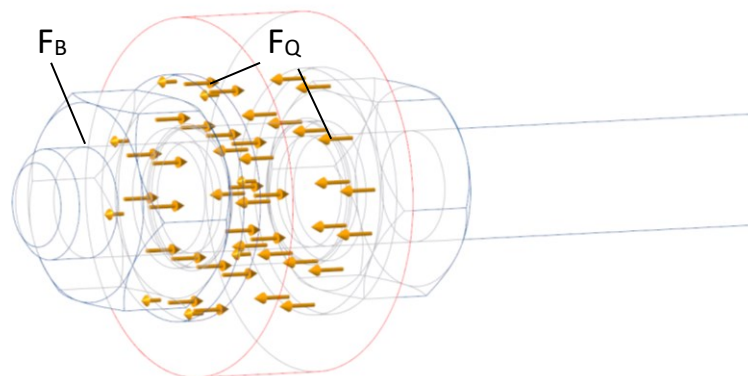
$$\varphi'_z = \tan^{-1} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (4.19)$$

$$F_Q = \frac{4 \cdot M_u}{3 \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi'_z)} \quad (4.20)$$

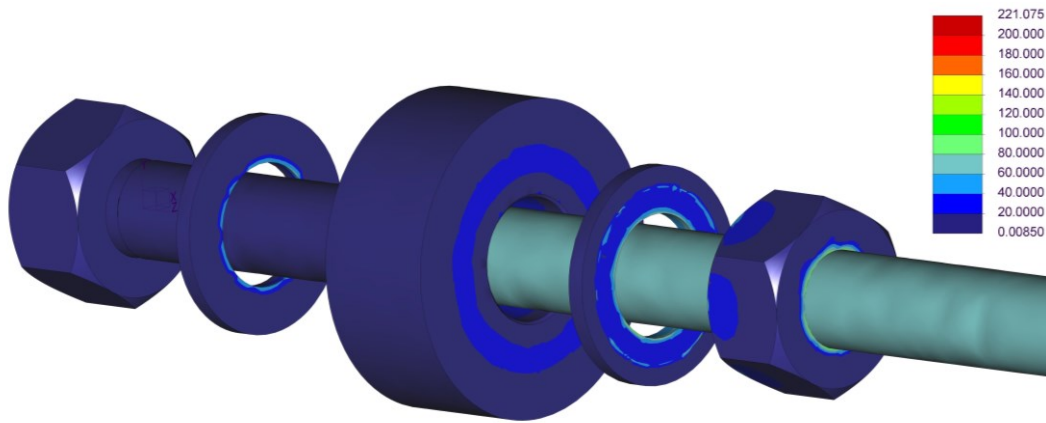
Po vyřešení těchto rovnic vyjde přítláčná síla (předpětí), která bude dále použita k zatěžování výpočtových modelů. Síla bude zaokrouhlena nahoru.

$$F_Q = 40 \text{ kN} \quad (4.21)$$

Dále je možné sestavit výpočtový model. Závitovou tyč nahradíme obyčejnou tyčí o průměru nejmenšího průměru závitu, protože při přetížení závitových spojů realizovaných pomocí normalizovaných dílů dojde k rozlomení šroubu či závitové tyče, a ne pouze k selhání samotného závitu [18]. Tudíž pokud vydrží takto zjednodušený spoj, měl by dané napětí vydržet i skutečný závitový spoj. Upínací deska je pro přehlednost nahrazena jednodušším dílem o stejné tloušťce.

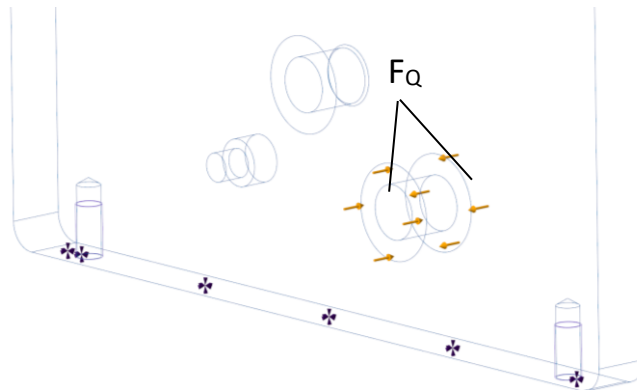


Obr. 4.5: Ukázka zatížení závitového spoje

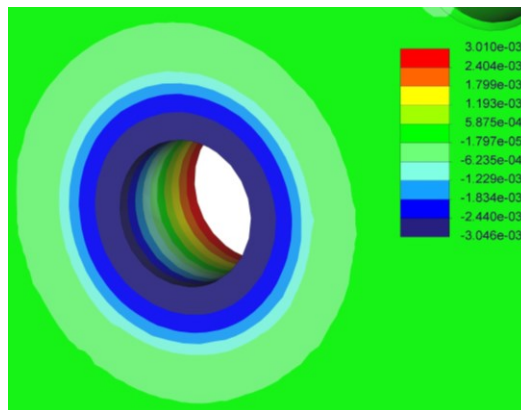


Obr. 4.6: Napětí v závitovém spoji v rozloženém stavu pro přehlednost v MPa

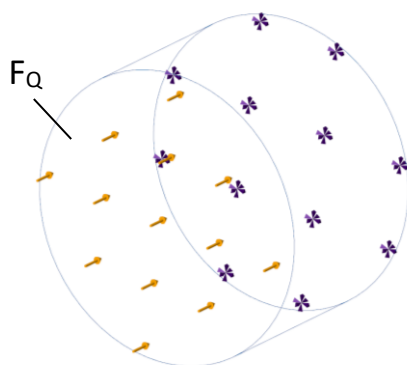
Dále je nutné zjistit deformace desky a závitové tyče při zatížení od síly vyvozené utahovacím momentem. To je možné zjistit také pomocí metody konečných prvků.



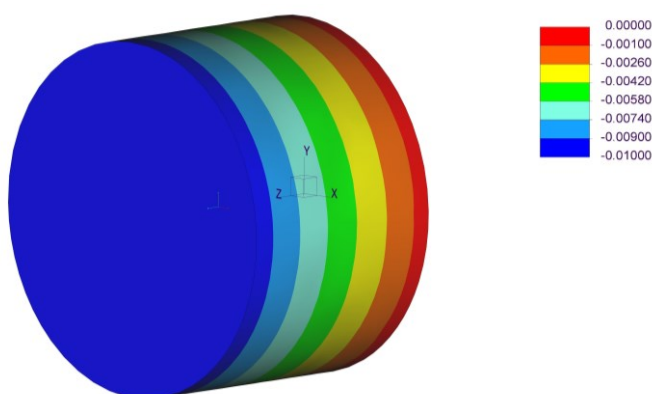
Obr. 4.7: Ukázka zatížení desky



Obr. 4.8: Deformace desky ve směru působící síly v milimetrech



Obr. 4.9: Ukázka zatížení části závitové tyče



Obr. 4.10: Deformace části závitové tyče ve směru zatěžující síly v milimetrech

Změna tloušťky desky je tedy součtem absolutních hodnot nejvyšší a nejnižší hodnoty deformace na desce. Výpočtový model závitové tyče představuje polovinu skutečné délky tyče mezi maticemi na desce, proto změna délky tyče představuje dvojnásobek nejvyšší absolutní hodnoty deformace.

Změna délky závitové tyče je tedy rovna

$$\Delta l = 2 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad (4.22)$$

Změna tloušťky základní desky je rovna

$$\Delta h = 6,056 \cdot 10^{-6} \text{ m} \quad (4.23)$$

Část závitové tyče s míjivým napětím

Díky těmto hodnotám je poté možné vypočítat tuhost šroubu a desky, minimální utahovací moment a také bude možné sestavit diagram šroubového spoje.

$$\psi = 0,3 \quad (4.24)$$

$$k_s = \frac{F_Q}{\Delta l} \quad (4.25)$$

$$k_p = \frac{F_Q}{\Delta h} \quad (4.26)$$

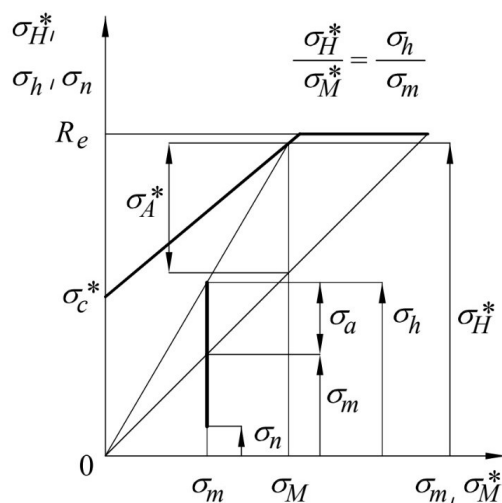
$$F_{Qmin} = F_B \left(\psi + \frac{k_p}{k_s + k_p} \right) \quad (4.27)$$

$$M_{umin} = \frac{3}{4} d_2 F_{Qmin} \tan(\gamma + \varphi'_z) \quad (4.28)$$

$$\Delta F_s = F_B \frac{k_s}{k_s + k_p} \quad (4.29)$$

$$\Delta F_p = F_B \frac{k_p}{k_s + k_p} \quad (4.30)$$

K vypočtení hodnoty bezpečnosti, konkrétněji bezpečnosti vzhledem k hornímu napětí je třeba znát hodnotu mezního horního napětí, jehož velikost se určí ze Smithova diagramu.



Obr. 4.11: Zjišťování horního mezního napětí ze Smithova diagramu [17]

Horní mezní napětí bylo zjištěno pomocí počítačového programu GeoGebra pomocí známé meze kluzu a meze únavy a známých napětí (obr. 5.6). Pro konstrukci Smithova diagramu je nutné znát směrnici přímky, která spojuje mez únavy a hodnotu meze kluzu a ta se určí z naměřeného Smithova diagramu, ale v tomto případě, kdy dojde k vyrobení jen několika málo kusů tohoto přípravku je zcela namísto tuto směrnici zvolit jako

$$x = 0,9 \cdot y + \sigma_c^* \quad (4.31)$$

K sestavení diagramu je také nutné znát mez kluzu materiálu šroubu, která byla určena z [18]

$$R_e = 400 \text{ MPa} \quad (4.32)$$

Horní napětí bude rovno nejvyššímu napětí v závitové tyči v místě, kde je tyč namáhaná míjivě. Napětí se tedy rovnají

$$\sigma_h = 80 \text{ MPa} \quad (4.33)$$

$$\sigma_n = 0 \text{ MPa} \quad (4.34)$$

$$\sigma_m = 40 \text{ MPa} \quad (4.35)$$

Z programu GeoGebra poté vyšlo horní mezní napětí

$$\sigma_H^* = 181,8 \text{ MPa} \quad (4.36)$$

Z těchto hodnot lze určit hodnotu bezpečnosti vzhledem k hornímu napětí.

$$k_h = \frac{\sigma_H^*}{\sigma_h} \quad (4.37)$$

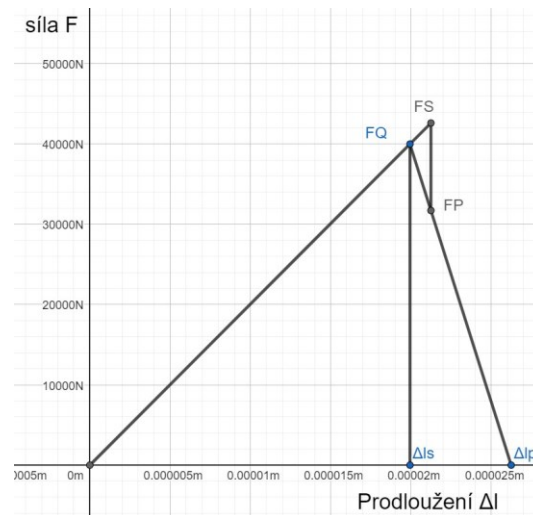
Po dosazení

$$k_h = 2,27 \quad (4.38)$$

Výsledná bezpečnost zcela vyhovuje, je tedy možné pokračovat v řešení návrhu přípravku s předem navrženými rozměry závitových tyčí

Odlehnutí matice

V části závitové tyče, kde dvě matice svírají základovou desku, hrozí při zatížení odlehnutí matice od desky. Pokud tato situace nastane či nikoliv lze zjistit z diagramu šroubového spoje, ze kterého vyjde hodnota tlakové síly mezi součástmi.



Obr. 4.12: Diagram šroubového spoje

Diagram byl vytvořen pomocí počítačového programu GeoGebra pomocí známé přítláčné síly, deformace základové desky a deformace části závitové tyče. Z těchto hodnot vyjde velikost tlakové síly.

$$F_p = 31\,720 \text{ N} \quad (4.39)$$

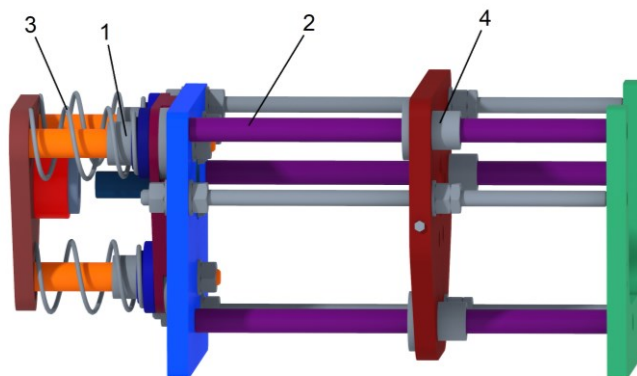
Tlaková síla je u spoje i při provozu vysoká, tudíž nedochází k odlehnutí matice.

4.2.3 Závitové spoje

Závitové spoje, které spojují vodící tyče pístu a základovou desku mají stejné rozměry závitu jako závitové tyče a jsou též vyrobené z nerezové oceli, ale síly v nich jsou menší než je síla na jakou byli dimenzovány závitové tyče (obr. 5.3) a také zde nedochází k míjivému namáhání. Z tohoto důvodu lze tvrdit, že tyto závitové spoje zatížení vydrží.

4.3 Vodící a vratné ústrojí

V tomto bodě jsou řešeny vedení upínací desky, vedení pístu a také vratné pružiny.



Obr. 4.13: Model přípravku s vodícím a vratným ústrojím

1 – vodící pouzdro pístu; 2 – vodící tyč upínací desky; 3 – pružina; 4 – vodící pouzdro upínací desky

U pružin musí být zajištěno, aby je bylo možné umístit i do velmi omezeného prostoru a také aby jejich síla při předpětí překonala odporové síly válce a vrátila tak brzdový válec do původní nevysunuté polohy. Celý výpočet pružiny je proveden dle principů z [21]

U lineárních vedení musí být zajištěna jejich tuhost a také korozní odolnost

4.3.1 Výpočet pružiny

Pružina bude v sestavě sloužit k tomu, aby se pneumatický válec po vysunutí vrátil zpět do původní polohy a vzhledem k charakteristice testu by měla co nejvíce napodobovat odpor skutečné bubnové brzdy. To však není zcela možné, kvůli požadavku na univerzální použití. Proto bude pružina dimenzovaná na větší sílu, než jakou generuje skutečná bubnová brzda. Dle interních dokumentů společnosti Knorr-Bremse byla určena následující hodnota síly předepjaté pružiny

$$F_{1min} = 400 \text{ N} \quad (4.40)$$

Danou sílu musí pružina generovat při předpětí, aby se zajistil bezproblémový chod zařízení. K nejdostupnějším a nejlevnějším pružinám patří pružiny válcové, proto prvotní návrh bude počítat s použitím válcové pružiny. Pracovní prostor pružiny je z důvodu vysokých nároků na minimální rozměry velmi omezený. Pro výpočet je nutné zvolit některé parametry pružiny.

$$n_p = 3 \quad (4.41)$$

$$D_p = 45 \text{ mm} \quad (4.42)$$

$$\tau_{Dk} = 100 \text{ MPa} \quad (4.43)$$

$$E_p = 200000 \text{ MPa} \quad (4.44)$$

$$\mu = 0,27 \quad (4.45)$$

$$F_{8vp} = 1200 \text{ N} \quad (4.46)$$

$$k_{vp} = 14 \text{ N/mm} \quad (4.47)$$

$$n_z = 2 \quad (4.48)$$

Z těchto zvolených hodnot je poté možné vypočítat příslušnou válcovou pružinu. Pomocí následujících rovnic

$$F_{8vp1} = \frac{F_{8vp}}{n_z} \quad (4.49)$$

$$M_{k8} = F_{8vp1} \frac{D_p}{2} \quad (4.50)$$

$$d_{pp} \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{k8}}{\pi\tau_{Dk}}} \quad (4.51)$$

$$i_p = \frac{D_p}{d_{pp}} \quad (4.52)$$

$$K = \frac{i_p + 0,2}{i_p - 1} \quad (4.53)$$

$$d_{vp} \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{k8}K}{\pi\tau_{Dk}}} \quad (4.54)$$

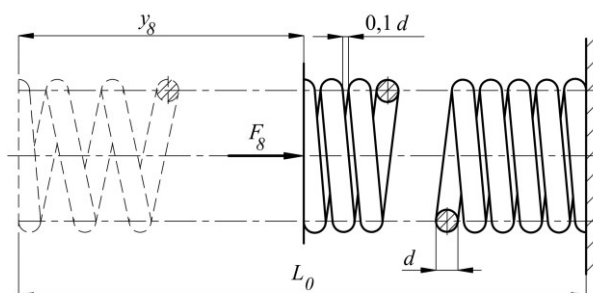
$$G_p = \frac{E_p}{2(1 + \mu)} \quad (4.55)$$

$$n_p = \frac{G_p d_p}{8k_{vp} i_p^3} \quad (4.56)$$

$$y_1 = \frac{\frac{F_{1min}}{n_p}}{k_{vp}} \quad (4.57)$$

$$y_8 = \frac{F_{8vp1}}{k_{vp}} \quad (4.58)$$

$$L_{0vp} = y_8 + 0,1d_p \cdot n_p + d_p \cdot n_p + d_p \cdot n_z \quad (4.59)$$



Obr. 4.14: Volná délka válcové pružiny [21]

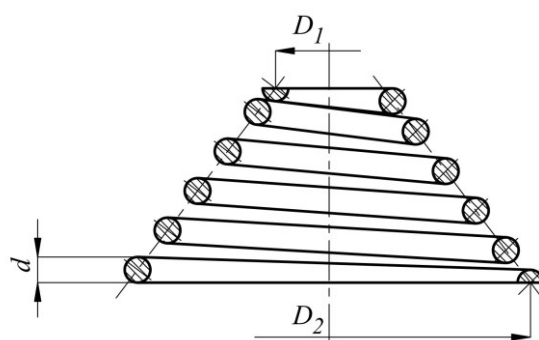
Rozměr d_p představuje vypočtený průměr drátu zaokrouhlený nahoru dle průměrů vyráběných pružin. Po úpravách zvolených hodnot lze konstatovat, že pokud bude tuhost pružiny, nízká vyjde vztah

$$y_8 = \frac{F_{8vp1}}{k} = y_1 + h \quad (4.60)$$

Ale nevyjde

$$L_{0vp} = L_{1vp} + y_1 \quad (4.61)$$

A pokud bude tuhost pružiny vysoká, bude situace obrácená. Tudiž nebude možné pro danou situaci použít válcové pružiny. Další běžně dostupným druhem pružin jsou pružiny kuželové. Nejprve bude proveden výpočet průměru drátu kuželové pružiny, protože kuželové pružiny jsou běžně dostupné především s menšími průměry drátu. Pro výpočet je nejprve nutné zvolit průměr. [22]



Obr. 4.15: Průměry vnutří kuželové pružiny [21]

$$D_{2kp} = 80 \text{ mm} \quad (4.62)$$

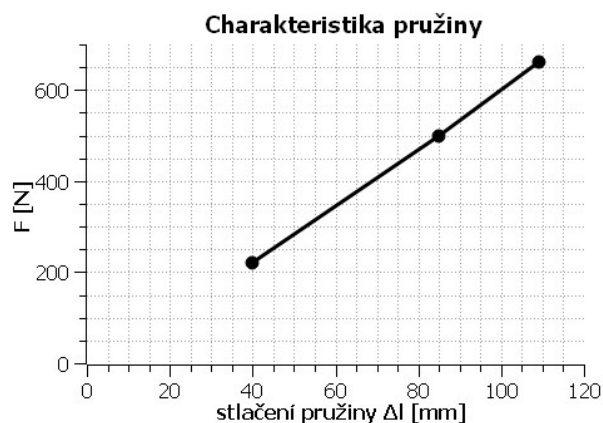
$$d_{kp} \geq \sqrt[3]{\frac{16F_{8vp1} \frac{D_{2kp}}{2}}{\pi\tau_{Dk}}} \quad (4.63)$$

Dále za použití stejných hodnot z výpočtu válcové pružiny a za opětovného předpokladu využití tří pružin vyjde průměr drátu kuželové pružiny.

$$d_{kp} = 9,34 \text{ mm} \quad (4.64)$$

Výsledný průměr drátu je vzhledem k tomu, že většina výrobců pružin běžně nabízí kuželové pružiny do průměru okolo tří milimetrů poměrně vysoký. Kuželovou pružinu by bylo možné použít, ale pravděpodobně by bylo nutné ji nechat vyrobit na zakázku. [22]

Další možností je využít pružiny používané do výrobků firmy Knorr-Bremse. Jedná se o pružiny dvojkružkové s téměř lineární charakteristikou. Charakteristika pružiny byla určena z několika stlačení, při kterých musí dle výkresu pružina generovat určitou sílu.



Obr. 4.16: Charakteristika pružiny využívané do výrobků firmy Knorr-Bremse

Tato pružina vyhovuje jak svojí silou při stlačení, tak svými rozměry. Bude tedy využita při konstrukci přípravku.

4.3.2 Vedení

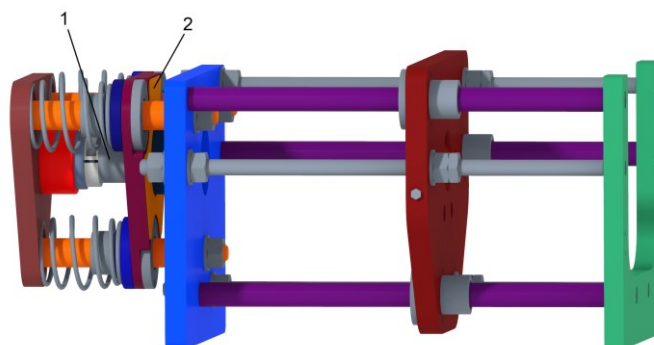
Rozměry lineárního vedení pístu jsou navrženy tak, aby na tyčích vedení mohly být závity M20. Lineární vedení upínací desky je poté navrženo tak, aby se neprohýbalo pod tíhou desky. Obě vedení jsou z nerezové oceli a jsou povrchově kalené.

U kuličkových lineárních pouzder bývá od výrobců uváděna jejich doporučená pracovní teplota, která souvisí především s použitím plastových a pryžových dílů jako jsou stírací kroužky nebo klece ložiskových kuliček. Vzhledem k tomu, že přípravek bude pracovat v relativně čistém prostředí zkušebních prostor, není nutné použití stíracích kroužků. Lineární pouzdra bývají běžně dostupná i s klecemi ložiskových kuliček z nerezové oceli, při této kombinaci docílíme celokovového lineárního pouzdra (nerezová ocel). Ve vodící části pístu i v montážní části budou použita lineární pouzdra v tomto provedení.

Další teplotní omezení představuje použité mazivo. Na mazivech bývají uvedeny doporučené provozní teploty, při kterých výrobce garantuje jeho správnou funkci.

4.4 Stavba přípravku

Tento bod se zabývá dalšími komponenty přípravku, které nepatří k jeho hlavní struktuře.



Obr. 4.17: Model přípravku se stlačenými pružinami

1 – nastavitelný doraz; 2 – pryžová vložka

4.4.1 Plastové a pryžové díly

U plastových dílů je v tomto případě nutné řešit nejen jejich teplotní odolnost, ale také navlhavost. Z tohoto důvodu byl vybrán acetal polyoxymetylen jako materiál dorazu. Dalším plastovým dílem je čep, na kterém je usazená pružina s konstantním napětím, vzhledem k tomu, že tento díl není, jakkoliv namáhán je dostačující použití polyetylenu. [23]

Pryžovým dílem je zde pouze vložka mezi posuvnou deskou a základní deskou, která zabraňuje jejich přímému kontaktu. Jako materiál této součásti bylo vybráno membránové plátno vzhledem ke své teplotní a pevnostní odolnosti. [24]

4.4.2 Manipulace

Dle modelu sestavy lze přibližně určit výslednou hmotnost, vzhledem k tomu, že tato přibližná hmotnost přesahuje sedmdesát kilogramů, je třeba řešit otázku manipulace s přípravkem. Přípravek bude třeba přemísťovat do klimatické komory vzhledem ke konstrukci komory a vybavení zkušebních prostor je nejvhodnější řešení přesouvat přípravek pomocí zvedacího pojezdového stolu. Ze stolu do komory bude poté přesunut pomocí pojezdových kol s brzdou. Tyto kola budou pouze na jednom konci přípravku, a to sice pod vodící soustavou pístu, kde je soustředěn velký podíl hmotnosti přípravku. Na druhém, lehčím konci budou stavitelné nohy. Při přesunu přípravku do komory bude tedy stačit nadzdvihnout stavitelné nohy a zajet s přípravkem přímo do klimatické komory.

Při každém upnutí brzdového válce, musí obsluha zajistit, aby byl vymezen dostatečný prostor mezi zakončením válce a dorazovou tyčí. Toho se docílí pomocí posunu upínací desky, která je opřena o matice a je přitlačována pružinami s konstantním napětím, které zajišťují přiměřenou přitlačnou sílu v celém rozsahu posuvu upínací desky. [22]

4.4.3 Protikusy k zakončením brzdových válců

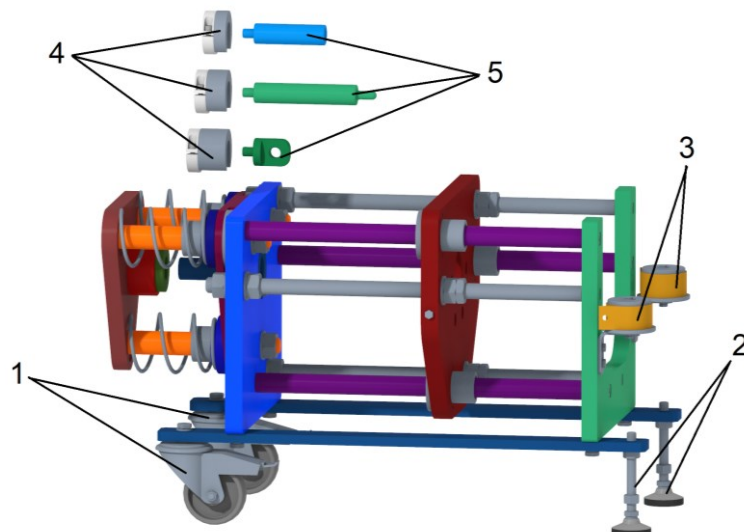
Protikusy k zakončení válců byly navrženy dle rozměrů brzdových válců. Celkem jsou zapotřebí tři druhy těchto protikusů pro brzdové válce typu S-cam, wedge a jeden pro brzdové válce pro kotoučové brzdy a typ AOH. Z důvodu požadavků firmy Knorr-Bremse byli tyto součásti navrženy z kalené nerezové oceli (martenzitická nerezová ocel).

4.4.4 Dorazy

Dorazy byly navrženy s ohledem na požadavky testu a produktové portfolio. Po uvážení bylo rozhodnuto, že pro celé produktové portfolio vystačí tři rozměry dorazů. Ty jsou řešeny nasazením dílu tvaru „C” na dorazovou tyč na, které jsou následně zajištěny upínacím kroužkem.

4.5 Výsledné řešení

Takto navržené řešení by mělo odpovídat všem požadavkům provozu.



Obr. 4.18: Model výsledného přípravku

1 – pojezdová kola; 2 – polohovací nohy; 3 – pružiny s konstantním napětím; 4 – dorazy;
5 – Protikusy k zakončením brzdových válců

4.6 Výrobní dokumentace

Na základě provedených pevnostních výpočtů a souvisejících konstrukčních řešení byla vytvořena kompletní výrobní dokumentace obsahující jeden výkres sestavy formátu A0, výkres základní a upínací desky ve formátu A2, čtyři výkresy komplikovanějších dílů ve formátu A3 a sedmnáct výkresů zbylých dílů ve formátu A4 dle zvyklostí firmy Knorr-Bremse. Výkresy byly vypracovány též za pomoci katalogu výrobce lineárních vedení. Výkresová dokumentace je součástí přílohy této práce. [25; 26]

5 Ověření funkce

Na základě výrobní dokumentace jsou z převážné části vyrobeny díly přípravku, jejichž funkční uzly jsou souběžně zkoušeny s ohledem na jejich budoucí funkci. Předpokládá se, že na počátku třetího čtvrtletí bude přípravek uveden do provozu ve zkušebních laboratořích společnosti Knorr-Bremse.

Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout přípravek pro životnostní testování brzdových válců vyráběných společností Knorr-Bremse. Tento přípravek musí umožňovat provedení kompletních životnostních a také do něho musí být možné upnout celé portfolio brzdových válců. Musí být také jednoduchý na obsluhu, mít dlouhou životnost, kompaktní rozměry a také relativně nízkou pořizovací cenu.

V teoretické části této práce byly řešeny brzdové systémy, a to především ty používané u užitkových vozidel. Následně bylo řešení konkretizováno na součásti, jako jsou samotné brzdy a brzdové válce. Teoretická část se také věnuje problematice testování brzdových válců, druhům těchto testů a také klimatické komoře používané při životnostních testech. Na konci teoretické části je popsán současný přípravek používaný k provádění životnostních testů.

Jako výstup z teoretické části bylo navrženo několik variant řešení přípravku. Pro hodnocení těchto variant byla také vypracována kritéria, která by přípravek měl splňovat a podle toho, která varianta splňovala kritéria nejlépe, bylo z hodnotící tabulky vybráno výsledné řešení.

Další bod se zabýval konstrukcí vybraného přípravku. Jednalo se především o výpočty namáhaných částí, z nichž některé byly z důvodu tvarové složitosti provedeny metodou konečných prvků. Součásti byly řešeny s ohledem na cyklické namáhání. V této části byla také řešena pružina zajišťující vrácení vysunutého brzdového válce do původní polohy, tato pružina by svým odporem měla co nejlépe simulovat odpor skutečné brzdy. Důležitou částí přípravku jsou také lineární vedení, které zajišťují hladký a tichý provoz a také zvyšují životnost přípravku.

V poslední části jsou řešeny menší díly, jako jsou nastavitelné dorazy, protikusy k zakončením brzdových válců nebo plastové a pryžové dorazy. Je zde také představen model výsledného řešení přípravku.

Z poznatků z konstrukčního řešení přípravku byla poté vypracována kompletní výkresová dokumentace, která byla na základě předchozí kooperace předána externí firmě, která byla pověřena výrobou samotného přípravku.

Použitá literatura

- [1] *BRAKE SYSTEM TYPES AND HYDRAULIC BRAKE PARTS AND FUNCTIONS* [online]. Konya: Frenedi originals, 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://frendioriginal.com/blog/brake-system-types-and-hydraulic-brake-parts-and-functions>
- [2] *Driving commercial vehicles: a guide for professional drivers* [online]. Vancouver: Insurance Corporation of British Columbia, 2011 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: https://www.icbc.com/driver-licensing/documents/drive_commercial_veh_full.pdf
- [3] *Everything You Need to Know About Air Over Hydraulic Brake Lines* [online]. South Bend (Indiana): Bludot Manufacturing, 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://bludotinc.com/everything-you-need-to-know-about-air-over-hydraulic-brakes/>
- [4] *Truck Parking Brakes* [online]. Buthurst: Forensic mechanical engineers, 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.forensicmechanicalengineers.com.au/tag/air-over-hydraulic-brakes/>
- [5] *Pascal's principle* [online]. Chicago: Encyclopædia Britannica, 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.britannica.com/science/Pascals-principle>
- [6] *Friction Materials: Brake pads, brake linings* [online]. Tokio: AKEBONO BRAKE INDUSTRY CO., LTD., 2023 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: https://www.akebono-brake.com/english/product_technology/product/automotive/friction_material/
- [7] *The Pros and Cons of cars with drum brakes* [online]. Yeovil: Haynes publishing group, 2023 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <https://haynes.com/en-gb/tips-tutorials/pros-and-cons-cars-drum-brakes>
- [8] *How to Choose Brake Rotors: Blank vs Drilled and Slotted vs Drilled* [online]. Cerritos: R1 Concepts Inc., 2019 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <https://www.r1concepts.com/blog/how-to-choose-the-right-brake-rotor-pattern-blank-vs-drilled-and-slotted-vs-drilled-only-vs-slotted-only/>
- [9] *WHAT ARE CARBON-CERAMIC BRAKES?* [online]. Poole: MAT Foundry Group, 2023 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: https://www.matfoundrygroup.com/blog/What_are_Carbon-Ceramic_Brakes
- [10] *Drum Brakes* [online]. Tokyo: Akebono Brake Industry, 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: https://www.akebono-brake.com/english/product_technology/product/automotive/drum/
- [11] *Disc Brakes* [online]. Tokyo: Akebono Brake Industry, 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: https://www.akebono-brake.com/english/product_technology/product/automotive/disc/

- [12] *What you need to know about air disc brakes as they increase in popularity* [online]. Akron: Fleet Equipment, 2018 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <https://www.fleetequipmentmag.com/what-know-air-disc-brakes-heavy-duty-trucks/>
- [13] Válce. In: *Knorr-bremse* [online]. Mnichov: KNORR - BREMSE Systémy pro užitková vozidla, CR, s.r.o., 2023 [cit. 2023-05-01]. Dostupné z: https://www.knorr-bremse.cz/cz/commercialvehicles/products_1/actuators/actuators.jsp
- [14] *Climatic chamber & thermostatic chamber* [online]. Massa Martana: Angelantoni Test Technologies, 2023 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <https://acs.angelantoni.com/en/resources/climatic-chamber>
- [15] *Mechanical Engineer's Data Handbook*. 1st edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1993. ISBN 0-7506-1960-0.
- [16] *Stainless Steel: Grade Datasheets* [online]. Melbourne: Atlas Steels, 2013 [cit. 2023-05-17]. Dostupné z: <https://www.atlassteels.com.au/documents/Atlas%20Grade%20datasheet%20-%20all%20datasheets%20rev%20Aug%202013.pdf>
- [17] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů 1.díl: stručný přehled*. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-183-2.
- [18] WANG, Jia, Brian UY, Dongxu LI a Yuchen SONG. Fatigue behaviour of stainless steel bolts in tension and shear under constant-amplitude loading. *International Journal of Fatigue* [online]. 2020, **133** [cit. 2023-03-30]. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2019.105401
- [19] *Fabory-Fasteners-Stainless-Steel* [online]. Newcastle: Fabory, 1997 [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: <http://www.mettex.co.uk/wp-content/uploads/2014/11/Fabory-Fasteners-Stainless-Steel.pdf>
- [20] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [21] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů 2. díl: stručný přehled*. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9.
- [22] *THE SPRING CATALOGUE #15* [online]. Karlstad: Lesjöfors, 2019 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: https://www.lesjoforsab.com/wp-content/uploads/Downloads/Stock-Springs-Catalogue/Lesjofors_StockSpring_catalogue_no15_2019.pdf
- [23] *Technické plasty* [online]. Žilina: TechPlasty, s.r.o., c2014-2023 [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: <https://www.techplasty.cz/technicke-plasty>
- [24] *MEMBRÁNOVÉ PLÁTNO* [online]. Strážnice: GUMEX, c1995-2023 [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/h/membranove-platno-00566#sekce=variant-table-placeholder>

- [25] PUSTKA, Zdeněk. *Základy konstruování: (tvorba výkresové dokumentace)*. Vyd. 2. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN isbn:978-80-7372-615-7.
- [26] *Linear motion standard range* [online]. Göteborg: SKF Group, 2008 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: https://www.skf.com/skf/campaign/mechatronicsin/media/4664-6_EN.pdf

Přílohy

Příloha P1	Výkres sestavy: PRIPRAVEK ENDURANCE
Příloha P2	Kusovník: KUSOVNIK 1
Příloha P3	Kusovník: KUSOVNIK 2
Příloha P4	Výkres: CEP PRUZINA
Příloha P5	Výkres: ZAKLADNI DESKA
Příloha P6	Výkres: DORAZOVA DESKA
Příloha P7	Výkres: POSUVNA DESKA
Příloha P8	Výkres: DESKA RAMU
Příloha P9	Výkres: DORAZOVA TYC
Příloha P10	Výkres: KOTOUC CFSRING
Příloha P11	Výkres: PRYZOVA VLOZKA
Příloha P12	Výkres: NASTAVITELNY DORAZ 25
Příloha P13	Výkres: NASTAVITELNY DORAZ 35
Příloha P14	Výkres: NASTAVITELNY DORAZ 15
Příloha P15	Výkres: SCAM ADAPTER
Příloha P16	Výkres: DORAZ PL
Příloha P17	Výkres: PRUZINA SPACER
Příloha P18	Výkres: RAM CFSRING
Příloha P19	Výkres: DORAZ
Příloha P20	Výkres: VODICI TYC PISTU
Příloha P21	Výkres: VODICI TYC
Příloha P22	Výkres: ZAVITOVA TYC
Příloha P23	Výkres: DISK ADAPTER
Příloha P24	Výkres: WEDGE ADAPTER
Příloha P25	Výkres: UPINACI DESKA
Příloha P26	Výkres: ZAKLADOVA LISTA