



Konstrukční řešení dílce pro uchycení průmyslové brzdy

Bakalářská práce

Studijní program:

B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Strojní inženýrství

Autor práce:

Michal Pošepný

Vedoucí práce:

doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.

Katedra částí a mechanismů strojů





Zadání bakalářské práce

Konstrukční řešení dílce pro uchycení průmyslové brzdy

Jméno a příjmení: **Michal Pošepný**
Osobní číslo: S18000094
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství
Zadávací katedra: Katedra částí a mechanismů strojů
Akademický rok: 2020/2021

Zásady pro vypracování:

Navrhněte konstrukci dílce (dvojpříruby) pro uchycení brzdy, jenž bude poháněná motorem s převodovkou o maximálním výkonu 500 kW a otáčkách motoru 1489 min^{-1} . Za tímto účelem bude vypracována rešerše vybraných typů brzd, ze kterých se získají technické podklady potřebné pro návrh a výběr velikosti brzdového kotouče.

Zásady pro vypracování:

1. Seznámení se s dosavadním stavem a typy průmyslových brzd, funkcí, mechanickými parametry, konstruováním uchycení brzd ve vztahu k tématu práce a tento stav popište.
2. Provedení průzkumu potenciálních řešení, včetně patentové rešerše.
3. Vypracování podpůrného programu na sumarizaci vstupních –parametry kotouče a parametry brzdy např. v Excelu, Matlabu apod.
4. Vypracování podpůrného programu pro dimenzování uložení brzdy např. v Excelu, Matlabu apod.
5. Vypracování 3D modelu sestavy uložení brzdy a výkresovou dokumentaci sestavy a vybraných dílů
6. Ověření mechanických vlastností vybraných dílů (např. prostřednictvím pevnostních výpočtů nebo MKP simulace)
7. Ekonomické zhodnocení
8. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

přílohy dle potřeby
50
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] PEŠÍK, L. Části strojů. 1. díl. Liberec: Technická univerzita 2005. ISBN 978-80-7372-573-0
- [2] PEŠÍK, L. Části strojů. 2. díl. Liberec: Technická univerzita 2005. ISBN 978-80-7372-574-7
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] MAŠÍN I., PETRŮ, M., NOVÁK, O. Metody inovačního inženýrství na mikro-úrovni , Technická univerzita v Liberci v Liberci 2015, str.270, ISBN 978-80-7494-187-0
- [6] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [7] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [8] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby – několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [9] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola – Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 – Ozubená kola – Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [10] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [11] Databáze knihovny TUL

Vedoucí práce:

doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce:

25. listopadu 2020

Předpokládaný termín odevzdání:

25. května 2022

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

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.

23. června 2021

Michal Pošepný

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval zejména panu doc. Ing. Michalu Petřů, Ph.D. za odborné vedení této práce. Další poděkování patří také pánům Ing. Josefu Vosáhlovi za pomoc při tvorbě simulací metody konečných prvků a Ing. Petru Jirmanovy za cenné rady při tvorbě výpočetního programu Excel.

V neposlední řadě chci poděkovat rodině a přátelům za podporu při studiu a psaní této bakalářské práce.

Anotace

Práce se zabývá návrhem konstrukce dílce pro uchycení průmyslové brzdy. V úvodních kapitolách jsou popsány jednotlivé typy konstrukcí průmyslových brzd a jejich vlastnosti. Na základě takto provedené rešerše byla vybrána kotoučová brzda jako vhodná volba pro brždění. Následně byl vymodelován tvar dílce vyhovující vybrané brzdě. Navržená konstrukce je počítána analytickým postupem tak, že součást je rozdělena na jednotlivé početní úseky, kde jsou vyjádřena normálová a smyková napětí. Pro kritický průřez je uveden výpočet koeficientu bezpečnosti. Součást je také podrobena simulaci konečných prvků (MKP) a její výsledky jsou porovnány s analytickým přístupem. Díky provedeným výpočtům a simulaci MKP jsou v závěru doporučeny změny vybraných rozměrů dílce pro lepší ekonomické zhodnocení. Výpočty kapitol společně s výkresovou dokumentací jsou uvedeny v přílohách.

Klíčová slova:

Uchycení, průmyslová brzda, kotoučová brzda, převodovka, pevnostní výpočet, MKP.

Annotation

This thesis is concerned with design for part construction for the fixing for industrial brake. In the introductory chapters the individual types of constructions of industrial brakes and their properties are described. A disc brake was chosen as a convenient choice for braking. Subsequently, the shape of the part corresponding to the selected brake was modeled. The proposed structure is calculated by an analytical procedure so that the component is divided into individual numerical sections where normal and shear stresses are expressed. The calculation of the safety factor is given for the critical cross-section. The component is also subjected to finite element simulation (FEM) and its results are compared with an analytical approach. Thanks to the performed calculations and the FEM simulation, changes of selected part dimensions are recommended in the conclusion for better economic evaluation. The calculations of the chapters together with the drawing documentation are given in the appendices.

Key Words:

Fixing, industrial brake, disc brake, gearbox, strength calculation, FEM

Obsah

Symboly, názvy, jednotky	9
1 Úvod	12
1.1 Postup řešení bakalářské práce	13
2 Obecná problematika průmyslových brzd	14
2.1 Způsob principu brždění	14
2.2 Rozdělení brzd z hlediska konstrukce	14
2.3 Kotoučová brzda	14
2.3.1 Hlavní části kotoučové brzdy	15
2.3.2 Kotoučová brzda s pevným třmenem	16
2.3.3 Kotoučová brzda s plovoucím třmenem	16
2.4 Bubnová brzda	17
2.4.1 Hlavní části bubnové brzdy	17
2.4.2 Simplex	18
2.4.3 Duplex	18
2.4.4 Duo – Duplex	18
2.5 Lamelová brzda	19
2.6 Nastavení brzdě vŭle paralelogramem	19
2.7 Rozdělení brzd z hlediska ovládání	19
2.7.1 Mechanické soustavy	20
2.7.2 Hydraulické soustavy	20
2.7.3 Pneumatické soustavy	21
2.7.4 Elektrické brzdy	22
2.8 Aplikace brzd v průmyslu - rešerše	23
2.8.1 Bubnová brzda od firmy Binder	23
2.8.2 Kotoučová brzda od firmy Hindon	24
2.8.3 Brzdový třmen od firmy Twiflex	24
2.8.4 Lamelová brzda od firmy Corbetta	25
2.9 Uchycení brzd	26
3 Provedení průzkumu patentové rešerše	27
3.1 Kotoučová brzda - patent č. 133953	27
3.2 Elektromechanicky ovladatelná kotoučová brzda – patent č. 133953	28
3.3 Závěr rešerše	30

4	Podpůrný program Excel	31
4.1	Vzorce pro výpočet	32
4.1.1	Výpočet kinetické energie	33
4.1.2	Třecí práce	34
4.1.3	Nárůst teploty.....	34
4.1.4	Tepelný tok.....	35
4.1.5	Oteplení stykové plochy	35
4.2	Ukázka programu:.....	36
5	Výpočet namáhání dvojpříruby	38
5.1	Utažení šroubů spodní příruby	40
5.2	Utažení šroubů vrchní příruby	42
5.3	Výpočet namáhání trubky	43
5.3.1	Namáhání trubky krutem – spodní část	44
5.3.2	Namáhání trubky tlakem – spodní část.....	46
5.3.3	Natočení trubky ve spodní části	46
5.3.4	Namáhání trubky tlakem – střední část	47
5.3.5	Namáhání trubky tlakem – vrchní část.....	48
5.4	Výpočet redukovaného napětí	48
5.5	Výpočet normálového napětí v patce	48
5.6	Koeficient bezpečnosti kritického průřezu	49
6	Metoda konečných prvků.....	50
6.1	Okrajové podmínky úlohy.....	50
6.2	Posunutí.....	52
6.3	Napětí	53
7	Ekonomické zhodnocení.....	56
8	Závěr	58
	Literatura	59
	Seznam příloh.....	P-1

Symbole, názvy, jednotky

F_N, F_{N1}, F_{N2} , normálová (brzdná) síla	[N]
μ , součinitel smykového tření mezi kotoučem a brzdou destičkou	[-]
F_t, F_{t1}, F_{t2} , třecí síla	[N]
M_t, M_{t1}, M_{t2} , brzdné momenty	[Nm]
R , poloměr působení normálové síly	[mm]
$M_{kb}, M_{kb-0,5}$ brzdné moment	[Nm]
n , vstupní otáčky převodovky	[ot · min ⁻¹]
ω , úhlová rychlost	[rad · s ⁻¹]
P, P_M brzdný výkon, výkon elektromotoru	[W]
τ , doba brždění	[s]
$E_{kin}, E_{kin-0,5}$, kinetická energie při brždění	[J]
$E_{kin-poč}, E_{kin-kon}$, kinetická energie počáteční, kinetická energie koncová	[J]
J , celkový moment setrvačnosti	[kg · m ²]
J_S , moment setrvačnosti soustavy	[kg · m ²]
J_P , moment setrvačnosti převodovky	[kg · m ²]
J_M , moment setrvačnosti motoru	[kg · m ²]
A , třecí práce	[J]
ω_o, ω_f , úhlová rychlost počáteční, úhlová rychlost koncová	[rad · s ⁻¹]
ΔT_K , rozdíl vnitřních teplot brzdného kotouče	[K]
m_m , hmotnost mezikruží	[kg]
c , měrná tepelná kapacita	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
Q , Celkové teplo	[J]
q , brzdný výkon	[J · m ⁻² · s ⁻¹]
S_m , Styková plocha mezikruží	[m ⁻²]
ΔT_s , rozdíl teplot na povrchu kotouče	[K]
ρ , měrná (objemová) hmotnost, hustota	[kg · m ⁻³]
λ , součinitel tepelné vodivosti materiálu	[W · m ⁻¹ · K ⁻¹]
T_{s-max} , maximální teplota povrchu kotouče	[K]
T_{s-min} , minimální teplota povrchu kotouče	[K]
M_{kp} , přenášený krouticí moment při provozu	[Nm]
k_w , součinitel bezpečnosti přenosu zatížení	[-]

i_{M_i} , počet šroubů M_i	[-]
F_{T_p} , třecí síla od šroubu převodovky.....	[N]
F_{T_m} , třecí síla od šroubu motoru.....	[N]
r_{ξ_p}, r_{ξ_m} , poloměr vzdálenosti šroubů převodovky/motoru od osy otáčení.....	[mm]
m_M , hmotnost elektromotoru.....	[kg]
m_D , hmotnost dvojpříruby.....	[kg]
μ_o , součinitel smykového tření ocel - ocel.....	[-]
g , gravitační zrychlení.....	[m · s ⁻²]
F_{Q_p} , třecí síla od šroubu převodovky.....	[N]
F_{Q_m} , třecí síla od šroubu motoru.....	[N]
f_z , součinitel smykového tření závitu.....	[-]
f_p , součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou.....	[-]
α , vrcholový úhel závitu.....	[°]
$D_{k_{M_i}}$, šířka otvoru stranového montážního klíče pro šroub M_i	[mm]
$d_{2_{M_i}}$, střední průměr závitu M_i	[mm]
$D_{o_{M_i}}$, průměr otvoru pro šroub M_i	[mm]
$\varphi'_{z_{M_i}}$, průmět třecího úhlu závitu M_i do tečné roviny šroubovice.....	[°]
γ_{M_i} , úhel stoupání závitu M_i	[°]
P_{M_i} , rozteč závitu M_i	[mm]
D_{p_p} , střední průměr stykové plochy hlavy šroubu od převodovky.....	[mm]
D_{p_m} , střední průměr stykové plochy hlavy šroubu od motoru.....	[mm]
$M_{u_{M_i}}$, utahovací moment šroubu M_i	[Nm]
M_{KT} , krouticí moment přenášený trubkou.....	[Nm]
$M_{K\check{z}}$, krouticí moment přenášený žebrem.....	[Nm]
ϑ_T , poměrné zkroucení trubky.....	[° · m ⁻¹]
$\vartheta_{\check{z}}$, poměrné zkroucení žebra.....	[° · m ⁻¹]
ϑ , poměrné zkroucení žebra.....	[° · m ⁻¹]
G , modul pružnosti ve smyku.....	[MPa]
J_{pT} , Polární moment průřezu trubky.....	[mm ⁴]
$J_{p\check{z}}$, Polární moment průřezu žebra.....	[mm ⁴]
t_1, t_2 , tloušťka trubky, tloušťka žebra.....	[mm]
R_{T1} , vnitřní poloměr trubky.....	[mm]

R_{Ts} , střední poloměr trubky.....	[mm]
R_{T2} , vnější poloměr trubky.....	[mm]
a , šířka žebra.....	[mm]
W_{KT} , průřezový modul trubky v krutu.....	[mm ³]
τ_T , smykové napětí v trubce.....	[MPa]
$\tau_{\check{z}}$, smykové napětí v žebře.....	[MPa]
σ_{d1} , tlakové napětí ve spodní části trubky.....	[MPa]
σ_{d2} , tlakové napětí ve střední části trubky.....	[MPa]
σ_{d3} , tlakové napětí ve vrchní části trubky.....	[MPa]
F_M , síla způsobená tíhou motoru.....	[N]
S_1 , obsah průřezu spodní části trubky.....	[mm ²]
S_2 , obsah průřezu střední části trubky.....	[mm ²]
S_3 , obsah průřezu vrchní části trubky.....	[mm ²]
φ_{A-B} , vzájemné natočení průřezu A a B.....	[°]
U , Deformační energie.....	[J]
λ_e , hustota deformační energie.....	[J · m ⁻³]
$V_{s.č.}$, objem spodní části trubky.....	[m ³]
l , délka spodní části trubky.....	[m ³]
b , šířka vyfrézovaného okénka.....	[mm]
σ_{red1} , redukované napětí ve spodní části trubky.....	[MPa]
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ normálová napětí podle směrů souřadného systému.....	[MPa]
$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$ smyková napětí rovin souřadného systému.....	[MPa]
σ_o, σ , ohybové napětí, skutečné napětí.....	[MPa]
M_o , ohybový moment v nosném průřezu.....	[Nm]
W_o , průřezový modul v ohybu.....	[mm ³]
b_r , šířka ramene patky.....	[mm]
h_r , výška ramene patky.....	[mm]
σ_{mez} , mezní napětí v kritickém průřezu.....	[MPa]
R_e , mez pevnosti v kluzu.....	[MPa]
k , součinitel bezpečnosti.....	[MPa]
MKP , metoda konečných prvků,	
HMH , energetická hypotéza (Hubert, von Mises, Hencky),	

1 Úvod

Námět na zadání téma mé bakalářské práce bylo zejména přinést nový typ konstrukce dílu pro upevnění brzdy na převodovku firmy Wikov. Firma se již delší dobou zabývá především návrhem nesériových (specifických) převodovek a jejich příslušenstvím, mezi které patří i brždění převodovek. Cílem práce je tedy přinést nový postup řešení na problematiku brždění převodovek a navrhnout novou konstrukci dílu pro uchycení brzdy, které by do budoucna mohli ušetřit práci firmy Wikov.

V současné době se v technickém průmyslu vyskytuje celá řada zařízení pro různé účely. Například manipulační jeřáby, důlní dopravníky, kladkostroje, průmyslové převodovky a mnoho dalších. Převodovky a další výše zmíněné stroje obsahují z převážné většiny součásti, které se pohybují rotačním pohybem. Pro správnou a hlavně bezpečnou funkci je zapotřebí jejich brždění vhodným typem brzdy. Volba typu brzdy je závislá zejména na velikosti zatížení, prostředí a aplikaci brzd.

V dnešní době existuje celá řada mechanických brzd postavena na různých fyzikálních principech (např. jak uvádí Vlček [1], Ždánský a Bronislav [2]), které nacházejí uplatnění zejména podle požadavků kladených na danou brzdu. Nejčastěji využívané jsou třecí mechanické brzdy (zejména kotoučové) pro svoji jednoduchost a zároveň vysokou spolehlivost, která je u brzd kvůli bezpečnosti jednou z hlavních vlastností. Další možností jak rozdělit brzdy je podle způsobu vyvození brzdné síly nebo jejího uvolnění.

Jednou z nutných podmínek pro zajištění správné funkce brzdy je její montáž do správné polohy a zajištění v této poloze. K tomu účelu je zapotřebí navrhnout tvarový dílec, který zajistí tyto požadavky a zároveň vydrží případné míjivé namáhání (Pešík [3]) při frekventovanějším brždění. Dalším požadavkem na navrhovanou konstrukci je fakt, že zároveň musí vymezovat vzájemnou polohu motoru vůči převodovce. Dílec musí být navrhnout tak aby bylo možné na něj snadno a rychle namontovat brzdu nebo po čase vyměnit její třecí obložení. Zároveň je vhodné, aby výsledný tvar součásti byl dobře vyrobitelný a do jisté míry i hmotnostně optimalizovaný.

Upevnění takového dílce bude jako pro většinu konstrukcí realizováno pomocí šroubových spojů. Pro bezpečný provoz potřebujeme zajistit dostatečný počet a velikost momentu utažení těchto šroubů pro zachycení všech reakčních sil od brždění.

Dále je nutné za pomoci analytických vztahů a případně pomocných programů (Matlab) pro výpočet složitějších rovnic provést analýzu napětí a určit místa s nejvyšší hodnotou napětí.

Tyto výsledky se poté nechají porovnat s výsledky dosaženými pomocí MKP. Z výsledků této metody se na závěr navrhnou případné úpravy dílce pro optimalizaci navrhované součásti.

Výsledná konstrukce řešeného problému by měla spojovat co nejvíce výhod z výše uvedených kritérií a měla by tak být dobrou volbou pro budoucí návrh brždění stejné nebo podobné převodovky firmy Wikov.

1.1 Postup řešení bakalářské práce

Práce má za cíl nejprve vytvořit stručný přehled o možnostech konstrukcí a uplatnění brzd používaných v průmyslových odvětvích. V této části jsou popsány důležité parametry a vlastnosti nepoužívanějších brzd a jejich řízení. Následuje řešební část, kde jsou popsány příklady konstrukcí brzd a jejich výkresy z patentového úřadu. Třetím bodem v zadání této práce je návrh a následná ukázka automatického programu (Excel), který ze zadaných vstupních hodnot (parametrů motoru, převodovky atd.) určí výstupní hodnoty např.: průměr kotouče, brzdny moment a provede kontrolu kotouče na oteplení. Díky výstupním parametrům programu Excel spolu s ostatními parametry a modelem konkrétní převodovky poskytnutým od firmy Wikov se vymodeluje návrh dílce pro upevnění brzdy. Návrh se analyticky spočítá na napětí a posunutí v určitých oblastech. Následně se pro návrh vytvoří výkresová dokumentace a provede se analýza MKP, která se porovná s výsledky analytického přístupu. V předposlední kapitole se návrh popíše z ekonomického hlediska. V závěru se zhodnotí a odůvodní výsledný tvar konstrukce.

2 Obecná problematika průmyslových brzd

2.1 Způsob principu brždění

Nejrozšířenějším principem většiny dnešních brzd je vyvození tření mezi bržděnou součástí a rámem stroje, který je vůči bržděné součásti v klidu. Toho se dosahuje vhodnou volbou třecího materiálu, který je přitlačen brzdnou silou na rotující součást. Tření mezi pohybujícími se součásti má za následek vznik třecích sil. Díky umístění těchto sil v určité vzdálenosti se vytvoří kroutící brzdny moment. Tento brzdny moment zpomaluje bržděnou součást až po její úplné zastavení. Energie se neztrácí, ale přeměňuje se na teplo. Tím se ohřívají všechny komponenty v okolí brzdných destiček. Brzdné destičky společně s brzdným kotoučem se poté ochlazují nejčastěji okolním vzduchem. V některých případech, kdy dochází k intenzivnímu a hlavně frekventovanému brždění může být vzduch usměrněn například ventilátorem a tím dochází ke zvýšení účinnosti brzdného systému a zvýšení životnosti brzdných destiček. Brzda se realizuje nejčastěji šroubovým spojením k rámu daného stroje.

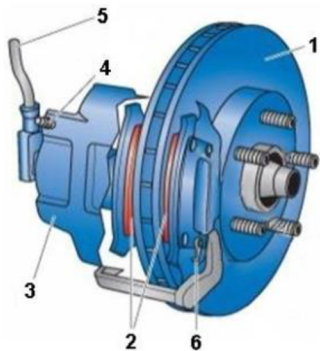
2.2 Rozdělení brzd z hlediska konstrukce

- Kotoučová brzda
 - S pevným třmenem
 - S plovoucím třmenem
- Bubnová brzda
 - Simplex
 - Duplex
 - Duo - Duplex
- Pásová brzda
- Špalíková brzda
- Lamelová brzda

2.3 Kotoučová brzda

Hlavním prvkem kotoučové brzdy je brzdny kotouč, na kterém se „odebírá“ kroutící moment pomocí tření. Tření je realizováno pomocí sady dvou brzdných destiček. Tyto destičky působí proti sobě v axiálním směru tlakem na kotouč a tím vyvolávají třecí sílu k jeho zpomalování. Síla vytvořená třením je nejčastěji vyvozena za pomoci pístu s větším průměrem než u brzd bubnových kvůli absenci samoposilujícího účinku. Píst je poháněn pracovním médiem.

a)



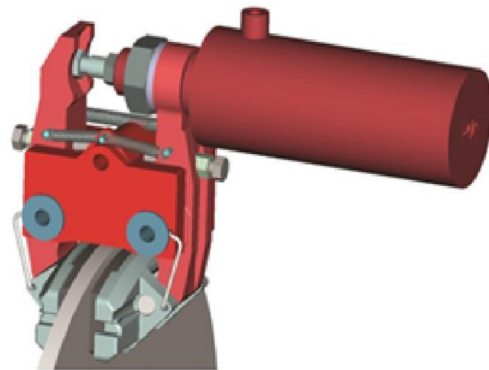
1. Brzdový kotouč

2. Brzdová destička

3. Třmen

4. Odvzdušňovací ventil

b)



5. Brzdová hadička

6. Senzor opotřebení

Obr. 2.1 a) Kotoučová brzda automobilu, b) kotoučová brzda s dvojitými rameny

Zdroj: převzato [4], [5]

Nejčastěji jde o kapalinu nebo suchý stlačený vzduch. . Pokud se jedná o kapalinu, pak nesmí působit korozivně a zároveň musí být zaručena její chemická neutralita. Takové médium je přivedeno brzdovou hadičkou až do brzdového válce pod píst. Ten se pak vlivem zvýšení nebo snížení tlaku ve válci roztáhne nebo stáhne a vyvozuje brzdnu sílu [2].

Součástí brzdy jsou také vratné pružiny. Ty zajišťují vrácení pístů do odbrzděné polohy. Válce také obsahují těsnící kroužky, které svým předpětím pomáhají vratným pružinám samočinně vymezovat vůli mezi brzdícím kotoučem a brzdovým obložením. Kotoučová brzda se vyznačuje svojí jednoduchostí, dobrým odvodem tepla nebo také samočisticím účinkem vlivem odstředivých sil. Pro vyšší efektivitu se mohou na brzdícím kotouči vyskytovat i 2 kotoučové brzdy pootočené o 180° [2].

2.3.1 Hlavní části kotoučové brzdy

Třmen: Nosná část pro brzdové destičky a brzdový píst, která zachytává jeho reakční sílu od brzdící síly. V odbrzděném stavu ustavuje vůli mezi brzdovou destičkou a kotoučem. Třmen je vždy pevně spojen s rámem stroje a přenáší se přes něj mechanické namáhání na celou konstrukci [4].

Brzdový kotouč: Prvek brzdy, který je obvykle tvarově spojen s brzděnou součástí. Konstrukce a materiály kotouče se přizpůsobují pro co nejlepší odvod tepla a nejnižší hmotnost kotouče. To se v praxi nejčastěji dosahuje vyvrtanými dírami nebo vyfrézovanými drážkami. Z materiálů se nejčastěji používá litina nebo ocelolitina.

Brzdová destička: Většinou jsou tvořeny vrstvou speciálního třecího materiálu (obložení) naneseného na ocelovou destičku. Vyvozuji tření a proto je jejich hlavním parametrem vysoký součinitel tření a také odolnost proti vysokým teplotám. Jsou vyrobeny z různých materiálů podle oblasti použití. Nejčastěji se dnes používají směsi, které obsahují například oxid železa, uhlík, hliník, grafit nebo pryskyřici. V průběhu brždění se destičky opotřebovávají, a proto jejich součástí může být i senzor pro kontrolu opotřebení destičky [4].

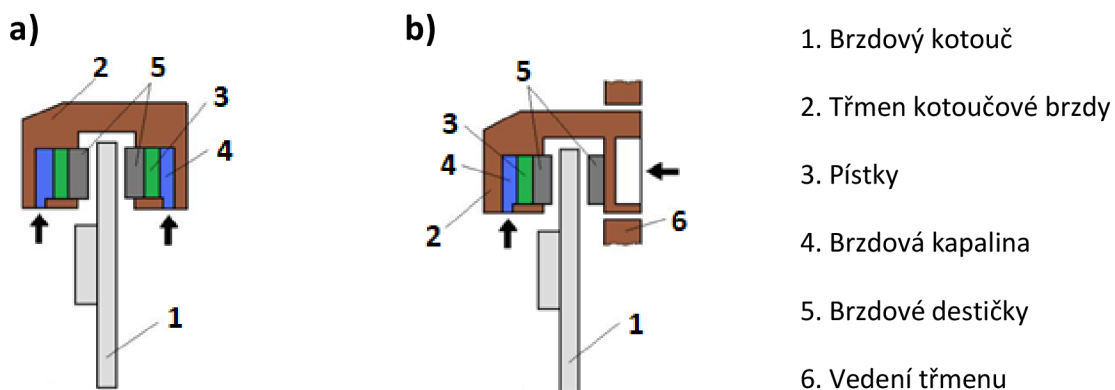
Brzdový válec: Přivádí se do něj brzdová kapalina, která podle velikosti obsahu průřezu válce působí určitou silou na brzdový píst. Kromě těsnících kroužků obsahují také protiprachové manžety, zabraňující nečistotám vniknutí do brzdného média [2].

2.3.2 Kotoučová brzda s pevným třmenem

Třmen je zde pevně uchycen k rámu stroje a obklopuje bržděný člen z obou dvou stran. Toto řešení si kvůli své konstrukci žádá současný posuv obou brzdných destiček. Brzdy obsahují buď dva, nebo čtyři písty. Písty jsou vždy naproti sobě a díky Pascalovu zákonu v nich je i stejný tlak.

2.3.3 Kotoučová brzda s plovoucím třmenem

Na rozdíl od provedení s pevným třmenem je zde hlavní odlišnost v uložení třmenu. Ten je posuvně uložen v rámu stroje nejčastěji pomocí čepů. Proces brždění pak probíhá tak, že píst přes první destičku tlačí na kotouč a ten vyvodí reakční sílu. Ta pak přesune třmen směrem doleva a tím se zapojí i druhá destička při brždění (viz. obr. 2.2 b).



Obr. 2.2 a) Kotoučová brzda s pevným třmenem, b) Kotoučová brzda s plovoucím třmenem

Zdroj: převzato [6]

2.4 Bubnová brzda

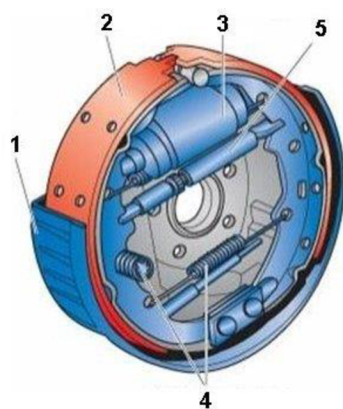
Druh této brzdy pracuje na stejném principu brždění jako brzda kotoučová. Hlavní odlišnost je ve směru působení přitlačné síly. Tuto sílu vytváří rozpěrný mechanismus na vnitřní stěnu bubnu, kde jsou přitlačovány čelisti (pakny) nejčastěji pomocí pístů uložených v jednom nebo dvou válcích upevněných na štítu brzdy. V dalších případech se pro rozevření čelistí využívá mechanická rozpěrná páka. Konstrukce bubnové brzdy vždy vytváří brzdnu sílu radiálně uvnitř bubnu, který rotuje místo kotouče a je připevněn na bržděnou součást. Ostatní součásti vyvozující brzdnu sílu jsou pevně uchyceny k rámu brzdy. Tomuto rámu se u bubnových brzd říká štít. Tímto způsobem opět vytváříme opačný krouticí (brzdný) moment. Na rozdíl od brzdy kotoučové je bubnová brzda starší a není tak hojně používaná kvůli horší efektivitě a vyšší složitosti [2, 4].

2.4.1 Hlavní části bubnové brzdy

Brzdový buben: Součást, jejíž konstrukce by měla zaručit co nejlepší odvod tepla a tvarovou stálost. Stykové plochy pro čelisti by měli být přesně opracované. Pro výrobu bubnů se nejčastěji používá šedá litina díky její vysoké odolnosti proti otěru. Pro správnou funkci brzdy je nutno zaručit jeho správné vystředění na bržděné hřídeli [4].

Brzdové čelisti: Požadavek na co nejvyšší tuhost se docílí pomocí plechů nebo odlitků s profilem T. Na čelisti se lepí nebo přinýtují brzdová obložení [4].

Rozpěrný mechanismus: Ve většině případů jde o brzdový váleček, ve kterém se pohybují jeden nebo dva písty dle konstrukce. Válečky jsou řízeny tlakem kapaliny nebo tlakem vzduchu. Proti nečistotám mechanismus obsahuje protiprachové manžety a taky odvzdušňovací ventil pro případné odvzdušnění brzdové kapaliny při nasání atmosférické vlhkosti [1, 2].



1. Brzdový kotouč
2. Brzdové obložení
3. Třmen
4. Vratné pružiny
5. Třmen

Obr. 2.3 Bubnová brzda automobilu

Zdroj: převzato [4]

2.4.2 Simplex

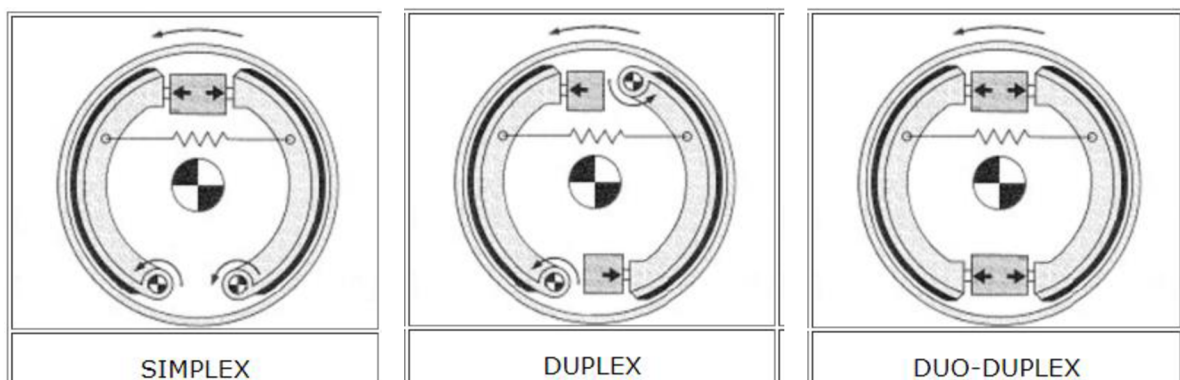
Hlavní části konstrukce tohoto typu brzdy tvoří: štít brzdy, dvojčinný brzdový válec, dva pístky, vratná pružina, buben, brzdové čelisti, těsnění. Hlavní charakteristikou brzdy je dvojčinný brzdový váleček, který ovládá naráz obě čelisti podle obr. 2.4. Čelisti jsou spojeny se štítem za pomoci dvou čepů. Při brždění je vždy jedna z čelistí úběžná a druhá náběžná. Úběžná čelist je odtahována od bubnu brzdy, zatímco náběžná část je do bubnu brzdy vtahována. Tento jev zapříčiní takzvané zesílení brzdného účinku na jedné z čelistí (podle smyslu otáčení bubnu) a na druhé zeslabení brzdného účinku [1, 4].

2.4.3 Duplex

Jedná se o další řešení bubnové brzdy, které odstraňuje problém s úběžnou čelistí. Konstrukce je řešená tak, že čep úběžné čelisti je umístěn na štítu proti čepu prvnímu. Tím dosáhneme dvou náběžných čelistí a zvýšení efektivity brzdy. Typ této brzdy obsahuje vždy dva válce naproti sobě. Každý z těchto válců ovládá pomocí pístu jednu z čelistí. Hydraulický rozvod pak zaručuje vyvození dvou stejně velkých brzdných sil na obě čelisti podle Pascalova zákona [1, 4].

2.4.4 Duo – Duplex

Posledním z řešení bubnových brzd je verze duo duplex. I tato konstrukce odstraňuje problém s úběžnou čelistí. Odlišnost typu Duo – Duplex je v odstranění obou čepů. Ty jsou nahrazeny dvěma dvojčinnými písty [1, 4].



Obr. 2.4 Typy bubnových brzd

Zdroj: převzato [4]

2.5 Lamelová brzda

Princip vyvození brzdného momentu je podobný jako u brzdy kotoučové s tím rozdílem, že u tohoto typu je konstrukce uspořádána z více tenkých kotoučů, kterým říkáme lamely. Vnitřní lamely jsou pokryty třecími materiály a rotují společně s brzděnou hřídelí. Spojení je většinou provedeno pomocí drážkování. Vnější lamely jsou naopak propojeny s drážkami rámu brzdy a nepohybují se.

Při brždění jsou vnitřní i vnější lamely osově stlačovány, až do okamžiku, dokud nejsou natlačeny na sebe. Po stlačení lamel se vytváří tření, které zpomaluje brzděnou hřídel. V odbrzděném stavu je rozpojení zaručeno díky pružinám. Výhodou této brzdy je vyvození větší brzdné síly díky velké ploše tření při malých rozměrech. Tenké lamely zaručují dobrý odvod tepla a zároveň příznivé rozložení tlaku na povrchu lamel [7, 8].

V praxi se lamely kvůli velkému tření mohou mazat a po znehodnocení vyměnit za nové. Řízení lamel je nejčastěji mechanické pomocí pák nebo elektricky pomocí elektromagnetu [9].

2.6 Nastavení brzdné vůle paralelogramem

Každá brzda musí zaručit optimální pohyb brzdných destiček vůči kotouči tak, aby třecí plochy na sebe byly vždy rovnoběžné. Pro splnění takového požadavku v praxi, se může použít například vlastnosti paralelogramu. Ten zajišťuje dosedání destiček kolmo na stykovou plochu kotouče a zároveň i dodržení předepsané vzduchové mezery dané výrobcem brzdy. Po určité době provozu je potřeba zkontrolovat brzdnou vůli a provést případné znovu nastavení brzdné vůle podle údajů výrobce brzdy [10].

2.7 Rozdělení brzd z hlediska ovládání

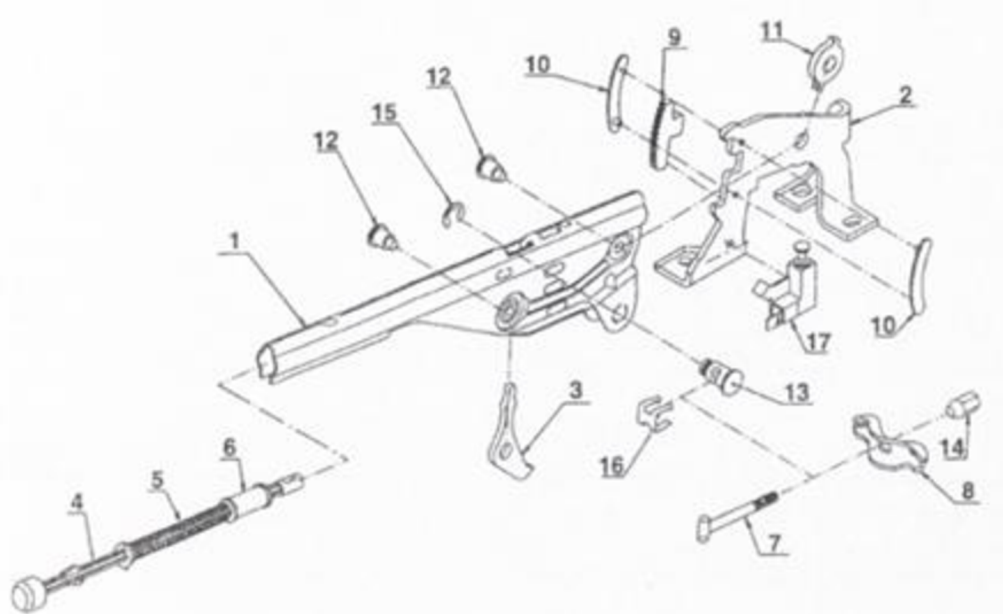
Rozdělení řízení brzd z hlediska působící energie z ovládacího zařízení na ovládanou brzdovou soustavu můžeme rozdělit na soustavy [1]:

- Mechanické
- Hydraulické
- Pneumatické
- Elektrické
- Kombinované (hydropneumatické, hydromechanické)

2.7.1 Mechanické soustavy

Například parkovací brzdy u osobních automobilů. Ovládacím prvkem je pak většinou páka, která je s čelistmi brzdy spojena převodovou mechanickou soustavou skládající se z: táhel, pák, čepů, lan, vahadel lan, pružin apod. Součástí sestav mohou být západky, závlačky, matice apod. sloužící k zajištění mechanismu v brzděné poloze [1].

Celkový převodový mechanismus pak zaručuje vyšší převod síly od ovládané páky až k brzdícím čelistím a také jejich optimální vůli vůči kotouči. Pro případné vymezení vůle může být v sestavě také táhlo s maticí, které po zašroubování změní polohu konce lana a tím se dosáhne i změny vůle mezi kotoučem a třecím obložením [1].



- | | | | |
|---------------------|-----------------------------|-----------------------|-----------------------|
| 1. Páka | 6. Pouzdro táhla tlačítka | 11. Vodící kroužek | 16. Pružná příložka |
| 2. Držák páky | 7. Táhlo vahadla lan | 12. Čep | 17. Tlačítkový spínač |
| 3. Západka | 8. Vahadlo k zaklesnutí lan | 13. Čep s vybráním | |
| 4. Táhlo tlačítka | 9. Ozubený segment | 14. Seřizovací matice | |
| 5. Pružina tlačítka | 10. Vodící příložka | 15. Pojistný kroužek | |

Obr. 2.5 Parkovací brzda v osobním automobilu

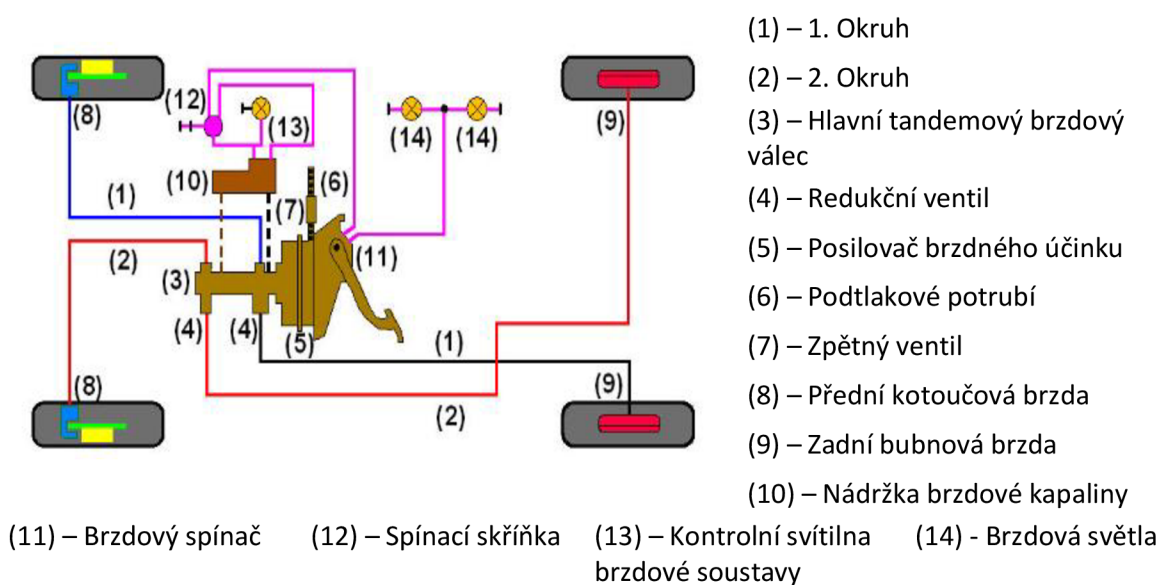
Zdroj: převzato [1]

2.7.2 Hydraulické soustavy

Konstrukci těchto soustav tvoří hlavně: hydraulické písty (hlavní, brzdné), potrubí (pryžové hadičky) a těsnící prvky. V těchto soustavách je hlavní ovládací prvek hlavní píst. Ovládací síla působí na hlavní píst a stlačuje ho. Pod pístem se nachází kapalina, ve které se

vyvozuje tlak. Tlak kapaliny je podle Pascalova zákona všude v potrubí stejný a pryžovými hadičkami se dostává až k brzdovým válečkům.

Velikost brzdné síly je přímo úměrná ploše pístu, na který kapalina působí. Tohoto faktu se využívá pro vyvození velké brzdné síly malou ovládací silou. Plocha hlavního pístu je menší než plocha brzdného pístu. Takto vytvořený hydraulický převod je nenáročný na údržbu a pracuje s velmi malým zpožděním. Pro rychlé vrácení hlavního pístu zpět do odbrzděné polohy je hlavní válec vybaven vratnými pružinami. Další výhodou hydraulicky řízené brzdy je možnost přidání více okruhů potrubí a tím i zvýšení pravděpodobnosti zabrzdění v případě poruchy určitého okruhu (využívá se hlavně u automobilů) [2].



Obr. 2.6 – Dvouokruhová brzdová soustava automobilu

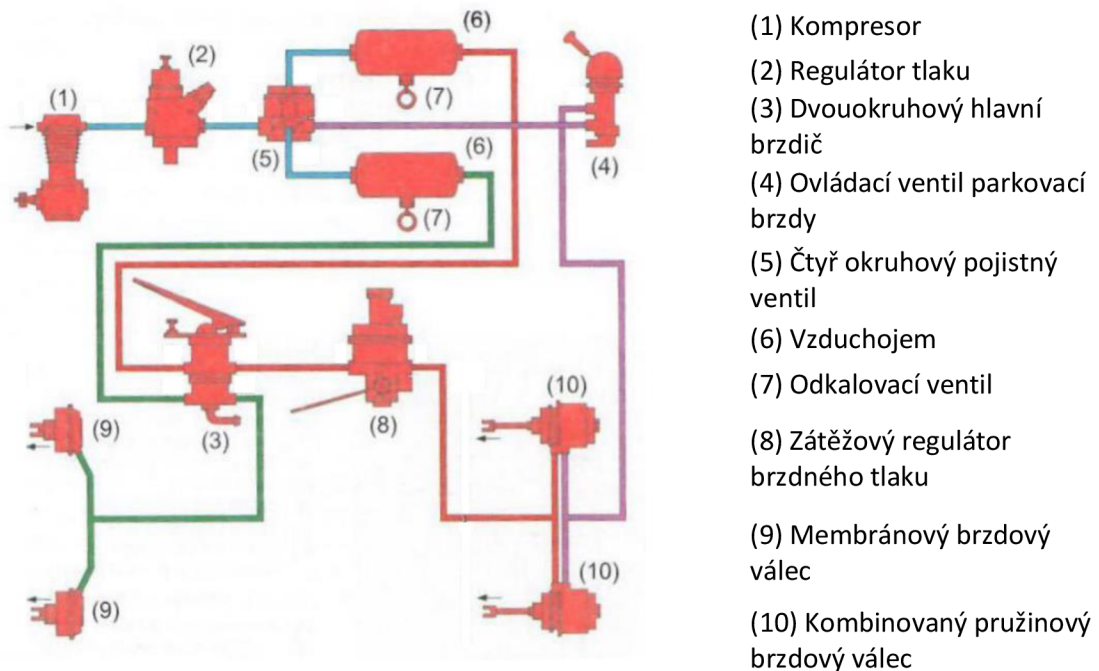
Zdroj: převzato [2]

2.7.3 Pneumatické soustavy

Hlavním principem brzdových soustav řízených pneumaticky je výroba stlačeného vzduchu kompresorem a využití jeho energie k vyvození brzdné síly. Kompresor (nejčastěji pístový) nasává vlhký atmosférický vzduch a vytváří stlačený vzduch. Ten je z kompresoru vytlačován do regulátoru tlaku, kde se podle velikosti tlaku v potrubí buď vypustí do atmosféry, nebo pokračuje dál do vysoušeče. Vysoušeč zbaví vzduch přebytečné vlhkosti a zbytek suchého vzduchu pustí dál do vzduchojemu. Vzduchojem (tlaková nádoba) slouží jako zásobník stlačeného vzduchu. Ve spodní části této nádoby se nachází odkalovací ventil pro vypuštění z kondenzované vody z nádoby [2].

Stlačený vzduch je dále exportován potrubím k brzdíčům. Ty zabraňují prostupu stlačeného vzduchu přímo k brzdovým pístům. Brzdíč má obvykle tři polohy. První je poloha pro brždění, kde brzdíč postupně pouští stlačený vzduch k brzdnému pístu. Brzdový píst pak vyvozuje úměrně s časem vyšší a vyšší brzdnou sílu. Ve druhé poloze je přívod vzduchu do brzdy zastaven a dochází k brždění o konstantní síle. Třetí poloha je určena pro odbrzdění brzdy.

Pneumatické soustavy se používají v případech, kdy je potřeba vyvodit velké brzdné síly. Jejich výhodou je opět možnost tvořit více brzdných okruhů a tak dosahovat vyšší bezpečnosti pro řízení strojního zařízení. V takovém případě je součástí soustavy okruhový jistící ventil. Ten zajišťuje distribuci stlačeného média do více okruhů. Pneumatické soustavy se v dnešní době používají převážně u kolejových vozidel [2].



Obr. 2.7 Pneumatická soustava

Zdroj: převzato [2]

2.7.4 Elektrické brzdy

Známé také pod názvem indukční vířivé brzdy. Od většiny ostatních brzd se liší absencí tření na brzděné součásti. Pracují na odlišném způsobu generování brzdného momentu.

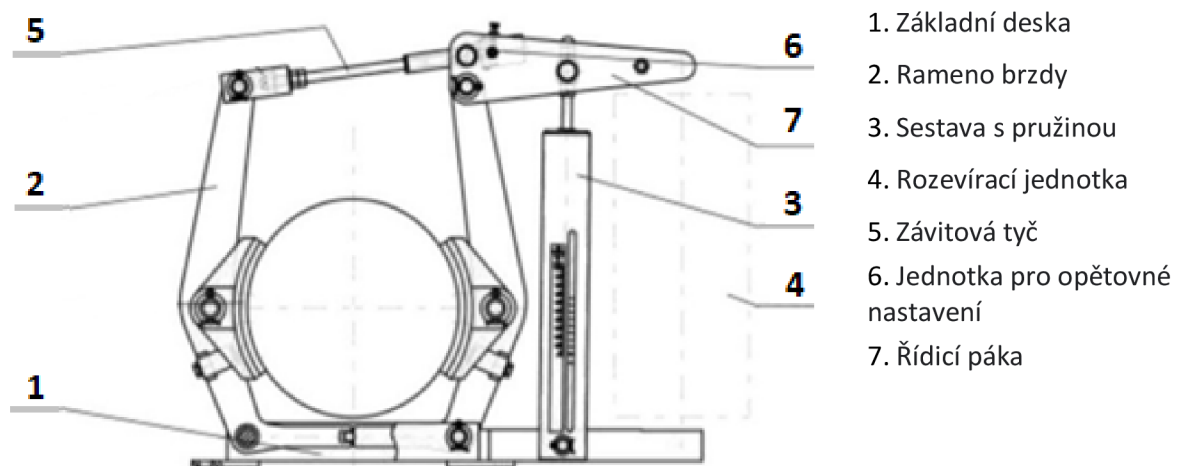
Při pohybu kotouče v magnetickém poli statoru vznikají kruhové vířivé proudy. Tyto proudy svým pohybem (cirkulací) vytváří své vlastní magnetické pole. Směry magnetických

polí mezi kovovým vodičem (kotoučem) a statorem (magnetem) jsou odlišné, a proto dochází k silovému působení magnetu statoru na pohybující se kotouč. Statický magnet je buď permanentní, nebo se jedná o elektromagnet. U něj je možnost měnit velikost magnetického pole a tím i výslednou brzdou sílu. Výsledná síla závisí také na rychlosti otáčení kotouče v magnetickém poli [11, 12].

Předností takových brzd je jejich velký brzdny moment a jeho snadná regulace. Díky tomu, že brzda se při brždění nevytváří tření, nemusíme po čase měnit kotouč. Při delší době brždění se velmi zahřívají [11].

2.8 Aplikace brzd v průmyslu - rešerše

2.8.1 Bubnová brzda od firmy Binder



Obr. 2.8 Bubnové brzdy BINSI TE & TEB, od firmy: Magnet service Binder

Zdroj: převzato [13]

1. Základní deska: Má čtyři montážními otvory, jejichž polohy jsou standardizovány podle normy, brzda je namontována na základním rámu nebo konstrukci pomocí šroubů [13].

2. Rameno brzdy: Sklopná ramena s brzdovými čelistmi obklopují bržděnou hřídel a ve spojení s táhlem a řídicí pákou na něj působí brzdou silou. [13].

3. Sestava s pružinou: Skládá se z trubky, tyče, pružiny, desky, pístu a stupnice kroutícího momentu. Nastavitelná brzdou síla je generována pružinou [13].

4. Rozevírací jednotka: Slouží k odbrždění brzdy a působí proti síle pružiny. Energie potřebná k uvolnění je často generována: elektromagneticky, hydraulicky nebo pneumaticky. Nejběžnější rozevírací jednotky jsou elektro-hydraulické [13].

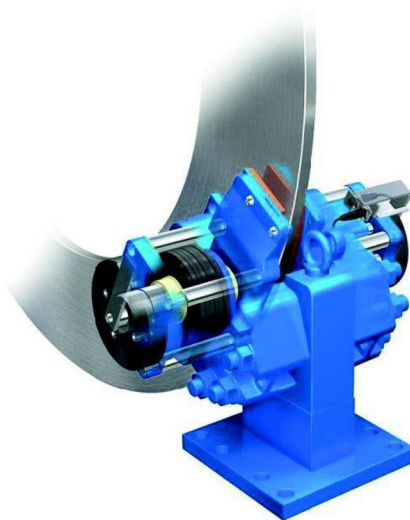
5. Závítová tyč: Její funkcí je přenášet brzdou sílu na obě ramena brzdy. Proto je nejvíce namáhaná součást brzdy této konstrukce. Tažná tyč všech brzd SIBRE je vyrobena z nerezové oceli s válcovaným závitem [13].

6. Jednotka pro opětovné nastavení: Tato jednotka slouží k vyrovnání opotřebení obložení. V praxi je toho dosaženo nejčastěji změnou délky spojovací závítové tyče [13].

7. Řídící páka: Slouží k přenosu síly z pružiny nebo rozevírací jednotky na ramena brzdy. Jejím tvarem je dosaženo převodu z velkého zdvihu a malé síly působící od rozevírací jednotky či pružiny, na velkou sílu a malý zdvih působící na ramena brzdy [13].

2.8.2 Kotoučová brzda od firmy Hindon

Jedná se o brzdu pružinovou hydraulicky uvolňovanou, která je určena pro brždění na výstupních hřídelích. Používaná je v různých průmyslových odvětvích, kde se požaduje vyšší úroveň bezpečnosti. Jejimi hlavními přednostmi je rychlá odezva na spouštěcí signál a vyvození velkého brzdného momentu při brždění. Spouštěcím signálem je nejčastěji výpadek elektrického proudu. Ten zapříčiní, že hydraulické čerpadlo přestane generovat tlak a pružina vyvodí potřebnou brzdou sílu na kotouč. Brzda obsahuje pevný třmen, což má za výhodu menší četnost seřizování. [14].



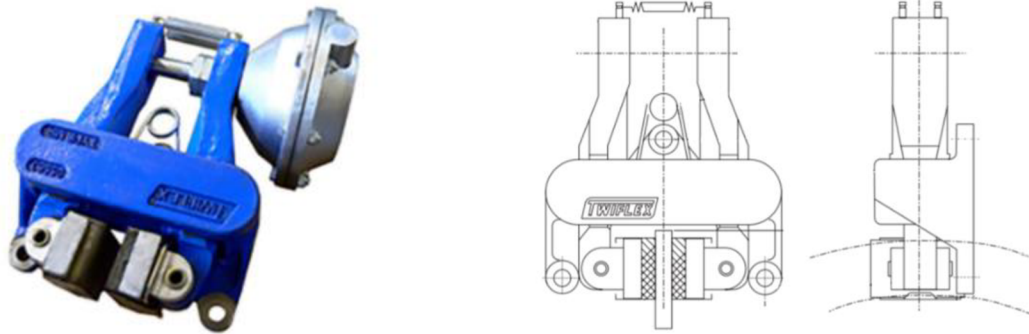
Obr. 2.9 Kotoučová brzda SHI 282

1500 mm, od firmy: Hindon

Zdroj: převzato [10]

2.8.3 Brzdový třmen od firmy Twiflex

Brzdové třmeny typu MR se používají pro kotouče o 12,7 mm nebo 25,4 mm. Velikost průměru disku musí být nejméně 250 mm. Podle velikosti diskového kotouče můžeme tyto třmeny používat i ve více počtech, ale nejčastěji se používá jeden nebo dva. Umístění třmenu brzdy po obvodu kotouče je libovolné, ale nejlepší volbou je případ, kdy je třmen namontován ve vodorovné poloze. Jestliže je úhel namontování třmenu větší než 10° nebo je brzděnou součástí svislý hřídel pak by měl obsahovat vyrovnávací člen, který zabrání tření brzdové destičky o kotouč [15].

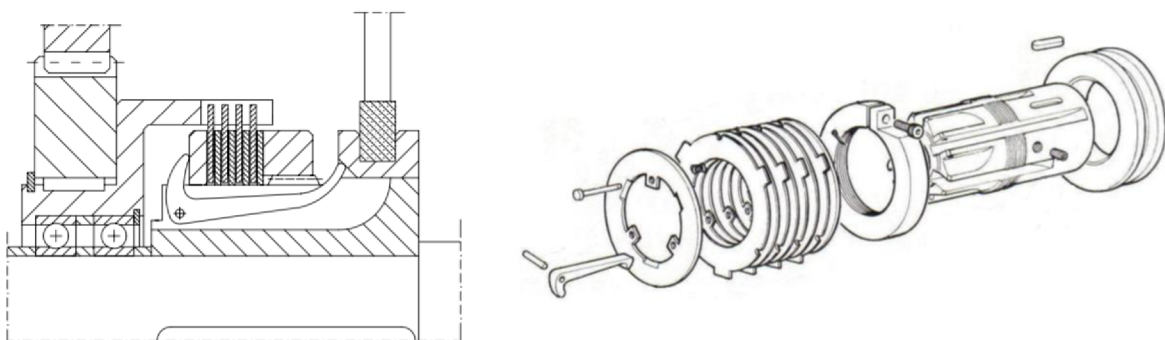


Obr. 2.10 Brzdový třmen řady MR od firmy twiflex

Zdroj: upraveno [15]

Pokud je brzda řízena pneumaticky, je pro její provoz potřeba suchý, filtrovaný a nemazaný stlačený vzduch. Ovládání je realizováno pomocí regulačního ventilu ovládaného buď ručně, pneumaticky nebo elektrickým signálem. Brzdové destičky pro tyto třmeny neobsahují azbest [15].

2.8.4 Lamelová brzda od firmy Corbetta



Obr. 2.11 lamelová brzda v řezu (vlevo), rozpad lamelové brzdy (vpravo)

Zdroj: upraveno [8]

Tato lamelová brzda je vhodná pro použití všude, kde je omezený prostor a požaduje se jednoduché a zároveň ekonomické řešení. Tak jako ostatní lamelové brzdy tak i tato pracuje na principu stlačení vnějších a vnitřních lamel na drážkách náboje a hřídele. Přitlačování lamel je realizováno pomocí tří pák (viz. obr. 2.11). Tvary pák umožňují vyvodit mezi lamelami správný tlak za užití minimálního úsilí. Toto řešení umožňuje plynulé a citlivé ovládání.

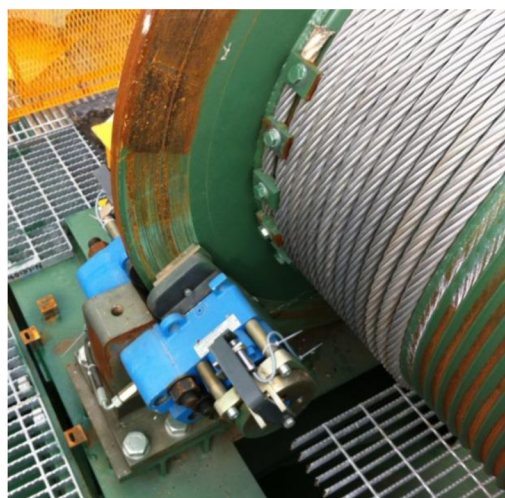
Lamely jsou vyráběny z precizně zbrošené slitinové oceli, která zajišťuje dlouhou životnost a dobrou funkčnost. V případě, kdy chceme prodloužit životnost lamel, používáme minerální oleje s vyšší viskozitou. Rozvod oleje je zajištěn kapací maznicí nebo tlakovým

mazacím přístrojem. Pro takový vlhký provoz se vyrábí kombinace lamel ocel-ocel. Další variantou je výroba lamel z oceli a sintru, která je vhodná pro suchý provoz. Pro zaručení rozpojení lamel je mezi každou z lamel přidán pružný prvek v podobě tvarové pružiny. Pružiny zaručují úplné rozpojení lamel při uvolnění brzdné síly [8].

Tyto brzdy se díky velkému koeficientu tření a velké třecí ploše uplatňují všude tam, kde se potřebuje dosáhnout velkého brzdného momentu. Brzdný moment zařízení lze seřídit změnou vzdálenosti mezi pákami a lamelami. Firma doporučuje přesné seřízení pro optimální životnost lamel [8].

2.9 Uchycení brzd

Uchycení brzd je nejčastěji realizováno pomocí šroubových spojů. Konstrukce rámu pro uchycení brzdy se pak přizpůsobuje umístění šroubů použité brzdy. U takových spojů je důležitý výpočet tření, který je dán počtem a utažením šroubů na předepsanou hodnotu momentu. Třením se přenáší krouticí moment z brzdy na rám konstrukce. Velikost momentu je poté nejdůležitější parametr pro návrh dílu k uchycení brzdy. Samotná konstrukce dílu se pak nejčastěji zhotovuje pomocí odlévání dílů nebo více plechů, které jsou navzájem svařené. Konstrukce z plechů je častější a u některých typů brzd obsahuje manipulační šrouby (pro těžké brzdy). Odlévané díly obsahují většinou žebrování pro zvýšení tuhosti a zaoblení pro snížení lokálních napětí. Důležité plochy jsou pak obráběny, aby bylo dosaženo dobré rozměrové a geometrické přesnosti. Ostatní plochy konstrukce jsou pak většinou natřené barvou jako ochrana proti korozi, jak je uvedeno v publikacích [13–15].



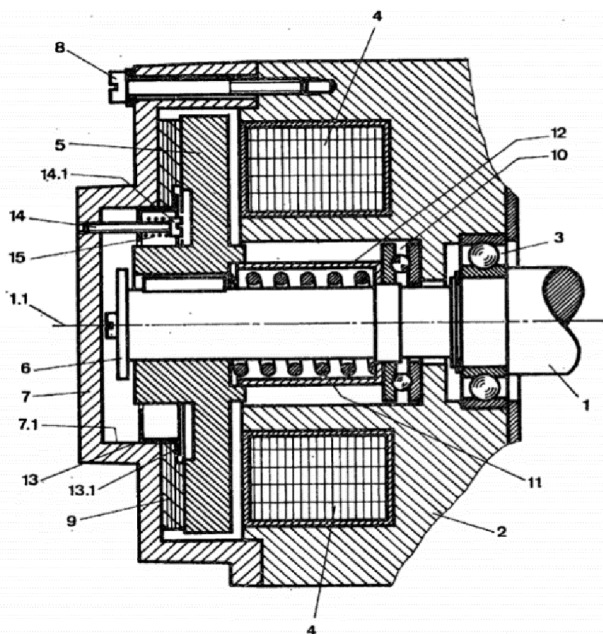
Obr. 2.12 Uchycení kotoučové brzdy šrouby k rámu konstrukce

Zdroj: převzato [14]

3 Provedení průzkumu patentové rešerše

3.1 Kotoučová brzda - patent č. 133953

Tato kotoučová brzda se skládá ze dvou brzdných kotoučů. Brzdový kotouč (č. 7) je pevně uchycen ke skříni brzdy (rámu) pomocí šroubů. Axiálně pohyblivý brzdový kotouč (č. 5) je upevněn pomocí pera na hnacím hřídeli (č. 1). Ten je uložen ve skříni v radiálním (č. 3) a axiálním (č. 10) ložisku. Pohyblivý kotouč je zároveň axiálně posuvný a jeho zajištění je realizováno příložkou (č. 6) a distančním pouzdem (č. 12). Velikost normálové brzdné síly je úměrná síle tlačné pružiny (č. 11). Ta tlačí na pohyblivý brzdový kotouč a ten se přes volně uložené brzdové obložení zastavuje o pevný brzdový kotouč. Brzdové obložení je uloženo na středícím pouzdru (č. 13). Následně je ještě přitlačováno přes přírubu (č. 13.1), na kterou působí určité množství tlačných pružin (č. 15). Síla od těchto pružin se dá regulovat utážením přitlačných šroubů (č. 14). Brzda se pak uvolňuje díky síle magnetické cívky (č. 4), která působí proti síle tlačné pružiny. Výhodou takovéto konstrukce je fakt, že se zamezuje vzniku písklavého zvuku při brždění, které vzniká u podobných konstrukcí u kterých je brzdové obložení přinýtováno nebo přilepeno k pevnému brzdovému kotouči. [16]



1. Hnací hřídel
2. Skříň brzdy
3. Radiální kuličkové ložisko
4. Magnetická cívka
5. Brzdový kotouč – pohyblivý
6. Příložka
7. Brzdový kotouč – pevný
8. Šroub
9. Brzdové obložení
10. Axiální kuličkové ložisko
11. Tlačná pružina
12. Distanční pouzdro
13. Středící pouzdro
- 13.1 Přitlačná příruba
14. Přitlačný šroub
- 14.1 Hlava přitlačného šroubu
15. Tlačná pružina

Obr. 3.1 Patent na elektromagnetickou brzdu

Zdroj: převzato [16]

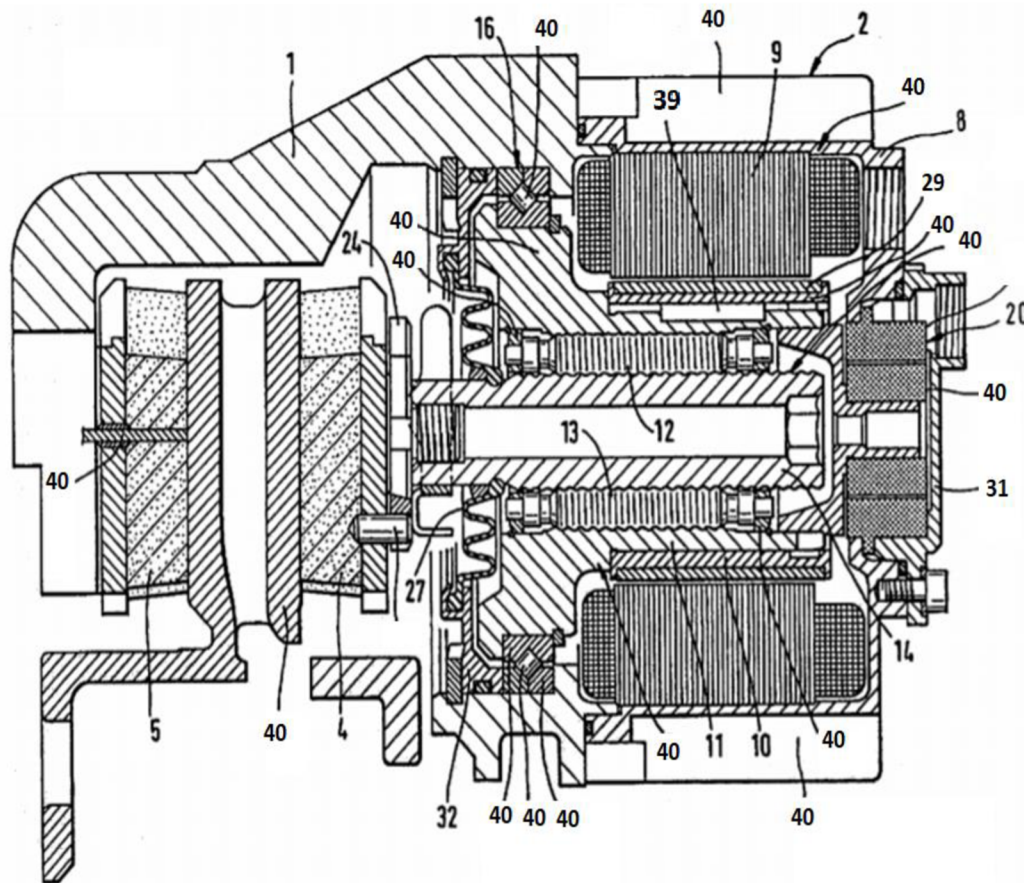
3.2 Elektromechanicky ovladatelná kotoučová brzda – patent č. 133953

Kotoučová brzda tohoto typu je elektromechanicky ovládaná a obsahuje plovoucí třmen (č. 1), který je uložen v neznázorněném pevném držáku. Konstrukce dále obsahuje dvojici třecích obložení (č. 4; č. 5) z nichž jeden je vůči třmenu axiálně posuvný (č. 4). Na posuvném třmenu je dále upevněna skříň (č. 8) a ovládací jednotka (č. 2). Ta obsahuje elektromotor, který se skládá ze statoru (č. 9 - elektromagnet) a rotoru (č. 10). Rotor je prstencový nosný prvek. Na svém obvodu má umístěné permanentní magnety (č. 29). K převodu pohybu do „pomala“ pak slouží závitová matice (č. 11). Rotor je pevně uchycen k závitové matici například za pomoci pera (č. 39). Pohyb rotoru je převáděn na závitovou matici, kde přes závitové válečky (č. 12; č. 13) vyvozuje axiální posuv vřeten (č. 14). Radiální vedení válečků je zajištěno díky dvěma vodícím kotoučům. Vřeten vyvozuje posuvnou sílu na desku (č. 24). Na této desce se nachází první třecí obložení. Mezi deskou a třecím obložением můžeme vidět pojistku proti nežádoucímu vyššímu krouticímu momentu v podobě střižného kolíku.[17]

Uložení rotoru se závitovou maticí je realizováno radiálním ložiskem č. 16 opírajícím se vnějším děleným kroužkem o plovoucí třmen a vnitřním kroužkem usazeném na radiálním rozšíření závitové matice. Ložisko obsahuje dva páry oběžných drah navzájem přesazených vůči sobě o 90°. Na oběžných drahách se odvalují cylindrické válečky v uspořádání X. Díky možnosti zatěžování ložiska libovolnou kombinací axiálních, radiálních sil a momentů je možné od použití druhého ložiska upustit.[17]

Pro lepší řízení a polohování převodu se závitovými válečky a elektromotoru je brzda vybavena úhlovým snímačem (č. 20) tzv. rezolverem. Ten je tvořen dvěma sousými kroužky. Kroužky jsou od sebe odděleny vzduchovou mezerou a nesou elektrická vinutí. Vnitřní kroužek je pevně spojen se závitovou maticí a druhý neotočně spojen se skříní.[17]

Konstrukce dále může obsahovat kontaktní kolíky (č. 26) pro rozpoznání kontaktu mezi obložení a brzdým kotoučem. Pro ochranu před vodou je součástí konstrukce v oblasti úhlového snímače víko (č. 31) a pružné těsnění na způsob membrány. Těsnění je upevněno mezi vřetenem (č. 14) a přídržným kroužkem (č. 32). Ten se axiálně opírá o vnější kroužek ložiska (č. 16). Pro dostatečný odvod tepla je součástí skříně žebrování.[17]



1. Plovoucí třmen
2. Ovládací jednotka
4. Třecí obložení
8. Skříň
9. Stator
10. Rotor
11. Závitová matice
- 12., 13. Závitový váleček
14. Vřeteno
16. Radiální ložisko
20. Úhlový snímač
24. Deska
27. Membrána
29. Permanentní magnet
31. Víko
32. Přídržný kroužek
39. Pera
40. Ostatní součásti

Obr. 3.2 – Elektromechanicky ovládatelná kotoučová brzda – řez

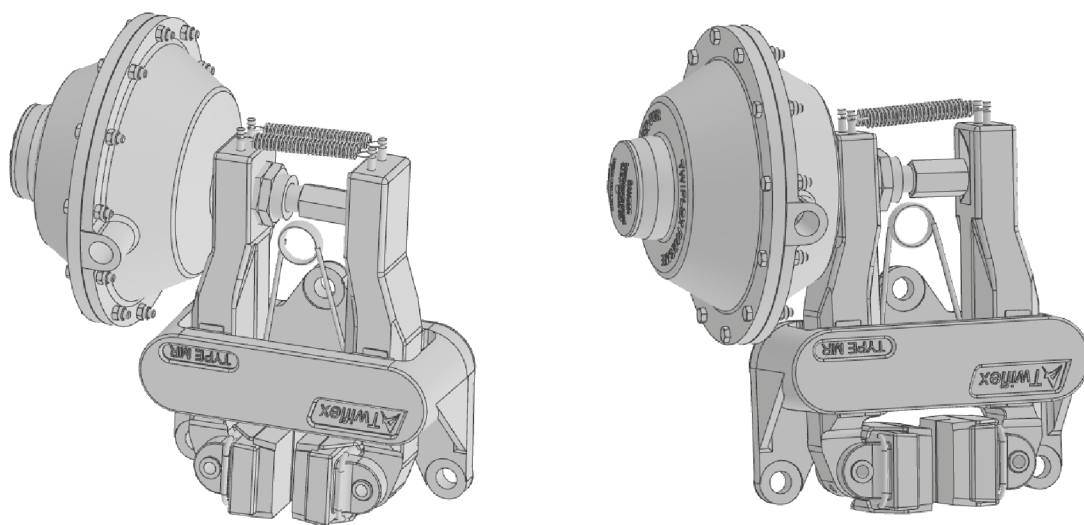
Zdroj: upraveno [17]

3.3 Závěr rešerše

Pro návrh dílce pro uchycení brzdy je nejprve zapotřebí zvolit vhodný typ brzdy. Z velikosti a typu brzdy se následně vypočítá mechanické zatížení. Volbu jsem provedl na základě níže uvedených výhod a vlastností výše popsaných brzd.

Pro všeobecné brždění se nejčastěji používá brzda kotoučová. Její hlavní výhodou je lepší odvod tepla a tím pádem i vyšší účinnost. Další výhodou je poté jednoduchá a dobře vyrobitelná konstrukce. Brzda v našem případě je brzdou havarijní, a tudíž musí být zaručena rychlá odezva brzdy na vstupní signál. Těmto vlastnostem odpovídá například kotoučová brzda řízená pneumaticky od firmy Twiflex řady MR (viz. obr. 3.3). Brzdové třmeny od firmy Twiflex tento problém nejčastěji řeší stlačenou válcovou pružinou, která je v uvolněné poloze jištěna stlačeným vzduchem. Pro uvolnění stačí vypustit stlačený vzduch [15, 18].

Tato brzda je charakteristická malou zástavbou a uchycením pomocí tří šroubů. Tento typ brzdy se navíc může umístit v libovolné poloze okolo brzdového kotouče a je možnost použití více brzdových třmenů, které by zajistili vyvození vyššího brzdného momentu a tím i zastavení za kratší čas [15].



Obr. 3.3 –Kotoučová brzda Twiflex řady MR

4 Podpůrný program Excel

Pro návrh konstrukce dílce k uchycení průmyslové brzdy je zapotřebí více vstupních parametrů. Z důvodů většího množství těchto parametrů byl vytvořen program v softwaru Microsoft Excel pro sumarizaci vstupních dat a následný výpočet dat výstupních. Mezi výstupními parametry kromě jiných je vždy buď: vnější průměr kotouče nebo velikost třecí síly při brždění (určeno typem brzdy). Druhý z těchto parametrů je vždy považován jako vstupní. Program dovoluje uživateli dvě cesty výpočtu podle zadání.

První možností je navrhnoutí průměru kotouče, kde zásadní vliv pro návrh velikosti průměru kotouče je zástavbový průměr. Ten je dán převážně velikostí roztečných kružnic šroubů na převodovce a motoru. Po navrhnoutí vnějšího průměru kotouče je v programu dopočítána velikost třecí síly brzdy tak aby došlo k zastavení vstupního hřídele převodovky za požadovaný čas. Na základě velikosti třecí síly pak uživatel vybere konkrétní typ brzdového třmenu.

Druhou volbou je zvolení třecí síly za vstupní parametr. Tak jako v předchozím případě je dopočítán tentokrát vnější průměr kotouče opět podle času potřebného k brždění. Čas k brždění je možné zadat do programu buď přímo, nebo je přepočítán po zadání úhlu pootočení výstupního hřídele převodovky, kdy se předpokládá jeho rovnoměrně zpomalený pohyb při brždění.

Použití programu pro výpočet má za výhodu automatické přepočítání výstupních hodnot při změně výstupních parametrů a vede k rychlému řešení.

- **Vstupními parametry**

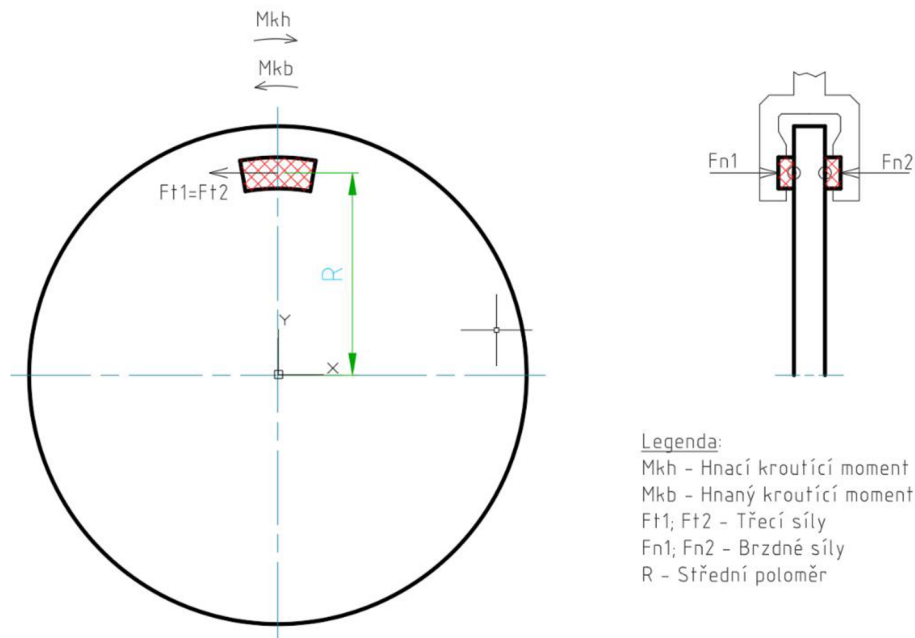
čas brždění, charakteristiky motoru (výkon, otáčky, hmotnost, moment setrvačnosti), moment setrvačnosti převodovky, převodový poměr, otáčky vstupního hřídele, součinitel tření brzdových destiček, moment setrvačnosti brzděné soustavy, součinitel bezpečnosti návrhu brzdy, tloušťka kotouče, zástavbové rozměry.

- **Výstupní parametry**

maximální brzdná síla, oteplení kotouče, oteplení stykové plochy kotouče, brzdný moment, vnější průměr brzdového kotouče, přetížení převodovky, průměr působení normálové síly na kotouči.

4.1 Vzorce pro výpočet

Pro odvození potřebných vzorců vyjdeme ze základního schématu pro kotoučovou brzdou, které je uvedeno na Obr 4.1.



Obr. 4.1 Schéma kotoučové brzdy

Normálové síly F_{Ni} působí z obou stran na brzdný kotouč. Předpokládáme jejich stejnou velikost. Tyto síly vytváří třecí síly úměrné k velikosti smykového součinitele μ . Třecí síly F_{ti} svojí velikostí a vzdáleností od osy kotouče vytváří dva stejně velké brzdné momenty M_{ti} . Součet těchto momentů tvoří celkový brzdný moment M_{kb} .

$$\text{Brzdné síly:} \quad F_N = F_{N1} = F_{N2} \quad (4.1.1)$$

$$\text{Třecí síly:} \quad F_t = F_{t1} = F_{t2} = \mu \cdot F_N \quad (4.1.2)$$

$$\text{Brzdné momenty:} \quad M_{t1} = M_{t2} = F_t \cdot R = M_t \quad (4.1.3)$$

$$\text{Celkový brzdný moment:} \quad M_{kb} = M_{t1} + M_{t2} = 2 \cdot M_t \quad (4.1.4)$$

$$M_{kb} = 2 \cdot R \cdot F_N \cdot \mu$$

Nyní využijeme vzorce pro výpočet úhlové rychlosti ω (4.1.5) a brzdného výkonu P ve vztahu (4.1.6).

$$\text{Úhlová rychlost:} \quad \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (4.1.5)$$

$$\text{Výkon:} \quad P = M_{kb} \cdot \omega \quad (4.1.6)$$

Postupným dosazením rovnice (4.1.6) a následně i (4.1.5) do rovnice (4.1.7) dostáváme výsledný tvar pro kinetickou energii.

4.1.1 Výpočet kinetické energie

$$E_{kin} = P \cdot \tau \quad (4.1.7)$$

$$E_{kin} = M_{kb} \cdot \omega \cdot \tau$$

$$E_{kin} = \frac{M_{kb} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \tau}{60}$$

Tato rovnici se musí ještě upravit protože, kotouč obsahuje dvě třecí plochy a proto se vztah pro kinetickou energii (4.1.7) dělí dvěma a tím dostáváme vztah pro kinetickou energii vztahenou na jednu třecí plochu v závislosti na čase brždění, velikosti otáček a velikosti brzdného momentu. Takovou veličina je označena jako $E_{kin-0,5}$.

Z výsledné rovnice (4.1.7), která se vydělí dvěma, se vyjádří výsledný vztah pro brzdný moment, který působí na jedné straně brzdného kotouče.

$$M_{kb-0,5} = \frac{60 \cdot E_{kin-0,5}}{\pi \cdot n \cdot \tau} \quad (4.1.8)$$

Čas brždění a velikost otáček brzdného kotouče v rovnici (4.1.8) známe. Nyní je zapotřebí odvodit výsledný vztah pro kinetickou energii aby se mohl určit brzdný moment a z něho normálovou sílu potřebnou pro brždění. K tomu je zapotřebí určit celkový moment setrvačnosti, který brzda zastavuje.

$$\text{Celkový moment setrvačnosti:} \quad J = J_S + J_M + J_P \quad (4.1.9)$$

Jednotlivé momenty setrvačnosti není třeba dále vyjadřovat, protože se dají získat prakticky z modelů jakéhokoliv CAD systému.

4.1.2 Třecí práce

Kinetická energie rotujícího tělesa se vypočítá podle vztahu (4.1.10). Vzorec pro výpočet kinetické energie se dá použít pro vyjádření třecí práce, protože téměř veškerá kinetická energie se mění v teplo. Rozšířením rovnice (4.1.10) můžeme dostat rovnici, která vyjadřuje hodnotu třecí práci A a zahrnuje počáteční a koncovou úhlovou rychlost - ω_0, ω_f [7].

$$A = E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \quad (4.1.10)$$

$$A = E_{kin-poč.} - E_{kin-kon.} = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega_0^2 - \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega_f^2$$

$$A = \frac{1}{2} \cdot J \cdot (\omega_0^2 - \omega_f^2)$$

Po dosazení nuly za konečnou úhlovou rychlost a rovnice (4.1.5) za počáteční úhlovou rychlost dostáváme vztah:

$$A = \frac{J \cdot \pi^2 \cdot n^2}{1800} \quad (4.1.11)$$

Ve vztahu (4.1.11) vidíme, že celková třecí práce závisí pouze na celkovém momentu setrvačnosti brzděné soustavy a na počáteční rychlosti otáčení brzděného kotouče.

4.1.3 Nárůst teploty

Pro volbu kotouče je nutné vypočítat velikost jeho oteplení. Rozdíl vnitřních teplot brzděného kotouče lze přibližně určit pomocí rovnice (4.1.12) [7].

$$\Delta T_K = \frac{A}{c \cdot m_m} \quad (4.1.12)$$

V rovnici (4.1.12) je c měrná tepelná kapacita materiálu kotouče a m_m hmotnost mezikruží vytvořeného relativní rotací brzdových destiček po čelech brzděného kotouče. Materiál kotouče je nejčastěji vyroben z oceli na odlitky ($c = 500 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}$) nebo litiny ($c = 545 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}$) [19]. Rozdíl teplot v rovnici (4.1.12) je pro nás hlavní parametr pro rozhodnutí o přijetí materiálu a rozměru kotouče [7].

4.1.4 Tepelný tok

Tepelný tok představuje množství tepla, které přestoupí za čas brždění na plochu S_m , která je tvořena mezikružím vytvořeným dotykem brzdné destičky s plochou brzdného kotouče při rotaci. Celkové teplo Q je v tomto případě rovno poloviční kinetické energii, která se v průběhu brždění přeměňuje v teplo [7].

$$q = \frac{Q}{\tau \cdot S_m} = \frac{E_{kin-0,5}}{\tau \cdot S_m} \quad (4.1.13)$$

4.1.5 Oteplení stykové plochy

Oteplení jedné stykové plochy můžeme vyjádřit rovnicí (4.1.14) ve které se vyskytuje čas brždění τ , brzdný výkon q a fyzikální vlastnosti materiálu kotouče (c ; ρ ; λ). Brzdný výkon v této rovnici představuje veličinu, kterou jinak také můžeme znát pod názvem tepelný tok [20].

$$\Delta T_s = \frac{\left(\frac{5}{18}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot 2 \cdot q \cdot \tau^{\frac{1}{2}}}{[c \cdot \rho \cdot \lambda]^{\frac{1}{2}}} \quad (4.1.14)$$

Po dosazení výrazu (4.1.13) do rovnice (4.1.14) a následné úpravě vyjde výsledný výraz (4.1.15) pro výpočet celkového oteplení jedné stykové plochy [20].

$$\Delta T_s = \frac{\left(\frac{5}{18}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{E_{kin-0,5}}{\tau \cdot S_m} \cdot \tau^{\frac{1}{2}}}{[c \cdot \rho \cdot \lambda]^{\frac{1}{2}}}$$
$$\Delta T_s = T_{s,max} - T_{s,min} = \sqrt{\left(\frac{5}{18}\right) \cdot \frac{E_{kin-0,5}}{S_m \cdot \sqrt{\tau} \cdot \sqrt{c \cdot \rho \cdot \lambda}}}$$





K výraznějšímu oteplení kotouče dochází hlavně při frekventovaném brždění, kdy postupným ukládáním tepla o přírůstky ΔT_s na povrchu kotouče dochází k postupnému zvyšování teploty. Při takovém druhu brždění je nutné znát frekvenci brždění a ostatní parametry tak aby se mohlo spočítat, zdali se kotoučová brzda dokáže ochladit alespoň na teplotu před začátkem předcházejícího brždění. V případě překročení dovolené teploty by mohlo dojít k poškození třecího obložení či samotného kotouče [7].

4.2 Ukázka programu:

Výsledný návrh programového rozhraní je uvedeno na obr.4.2.






Vstupní údaje:		Veličina	Číselné hodnoty	Jednotky
Motor:				
Výkon:	P	200	[KW]	
Otáčky:	n	1500	[ot·min ⁻¹]	
Moment setrvačnosti motoru:	J _m	3,518108	[kg·m ²]	
Kroutící moment motoru:	Mk _m	1273,199951	[Nm]	
Převodovka:				
Celkový převodový poměr:	i _c	97,7	[-]	
Moment setrvačnosti převodovky:	J _p	1,187	[kg·m ²]	
Čas brždění	τ	0,7	[s]	
Úhel pootočení vstupního hřídele:	φ1	6303,195313	[°]	
Úhel pootočení výstupního hřídele:	φ2	64,51581573	[°]	
Ostatní vstupní údaje:				
Typ brzdy				
Třecí (tangenciální) brzdná síla:	F _t	0	[N]	
Součinitel bezpečnosti návrhu brzdy:	s	1,3	[-]	
Součinitel tření brzdových destiček:	μ	0,4	[-]	
Šířka brzdových destiček:	h	47	[mm]	
Brzdný kotouč				
Průměr působící normálové síly:	Df	440	[mm]	
Tloušťka kotouče:	tl.	8	[mm]	
Materiál kotouče:		Ocel		
Měrná tepelná kapacita	c	450	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	
Součinitel tepelné vodivosti	λ	47	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	
Hustota materiálu	ρ	7850	[kg·m ⁻³]	
Ostatní				
Maximální zástavbový průměr pro kotouč:	Dz	550	[mm]	
Moment setrvačnosti bržděné soustavy:	J _s	0	[kg·m ²]	
Spouštěcí tlačítka:		Vymazat hodnoty	Spustit výpočet	

Obr. 4.2 Program – vstupní parametry

Výstupní údaje:		Veličina	Číselné hodnoty	Jednotky
	Celkový moment setrvačnosti:	J	4,705	[kg·m ²]
	Celková brzděná kinetická energie:	E _{kin}	58047	[J]
	Celkový brzdňý moment:	Mk _b	1055,8	[Nm]
	Brzdňá (normálová) síla:	F _n	15597,39453	[N]
	Třecí (tangenciální) brzdňá síla:	F _t	6239	[N]
	Vnější průměr kotouče	D _k	497	[mm]
	Oteplení kotouče:	ΔT _k	31,62	[°C]
	Oteplení stykové plochy kotouče:	ΔT _s	43,68	[°C]
	Jmenovitý násobek přetížení:	ΔMk	0,83	[-]
	Poměr třecí plochy k brzděmu výkonu:	Z	1,56692827	[10 ⁶ ·m ² ·W ⁻¹]

Pomocné výpočty:		Veličina	Číselné hodnoty	Jednotky
	Stykové mezikruží destičky s kotoučem:	S _m	64968,13672	[mm ²]
	Hmotnost mezikruží destičky s kotoučem:	m _m	4,07999897	[kg]
	Úhlová rychlost brzděho kotouče:	ω	157	[rad·s ⁻¹]

Kontrolní hodnoty:		Veličina	Číselné hodnoty	Jednotky
	Maximální teplota stykové plochy:	ΔT _{S-max}	350	[°C]

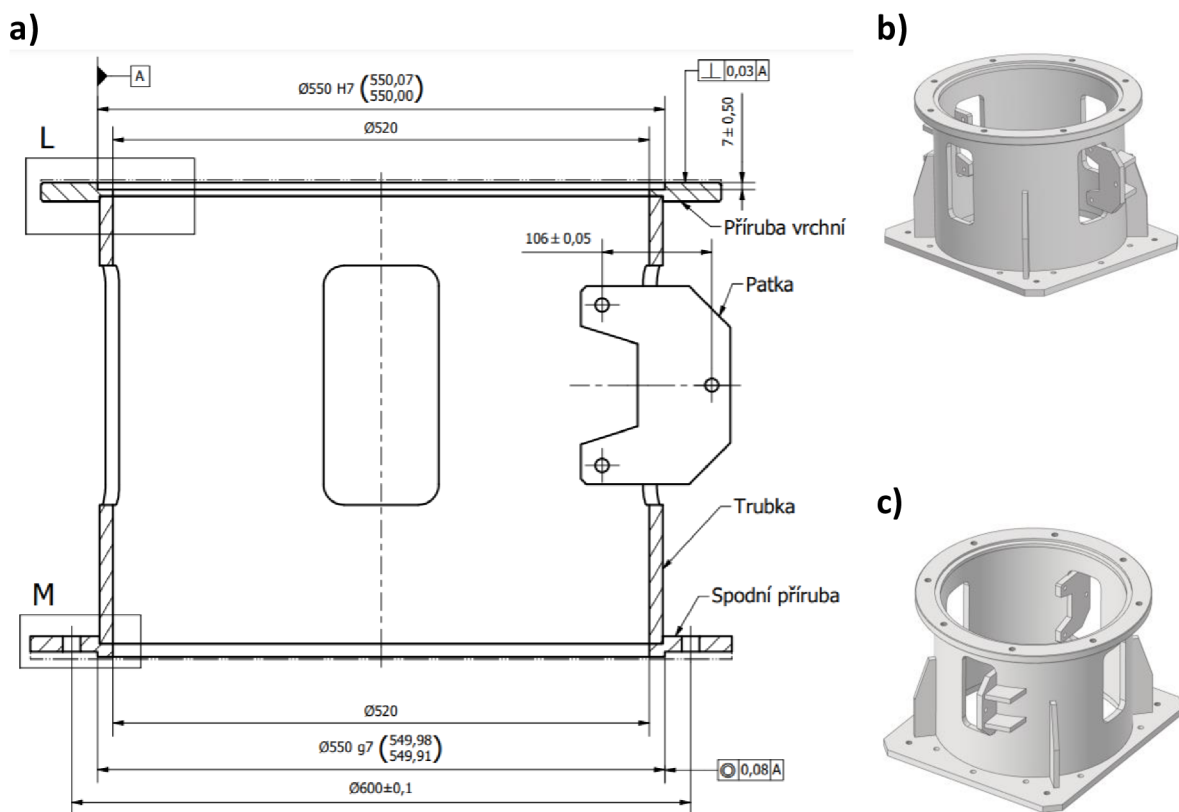
Legenda		Barva kontroly	Popis
INFORMACE O PROGRAMU			
POSTUP VÝPOČTU			
Vyhovující hodnoty	-----		
Mezní hodnoty	-----		
Nevyhovující hodnoty	-----		

Informativní značka

Obr. 4.3 Program – výstupní parametry

5 Výpočet namáhání dvojpříruby

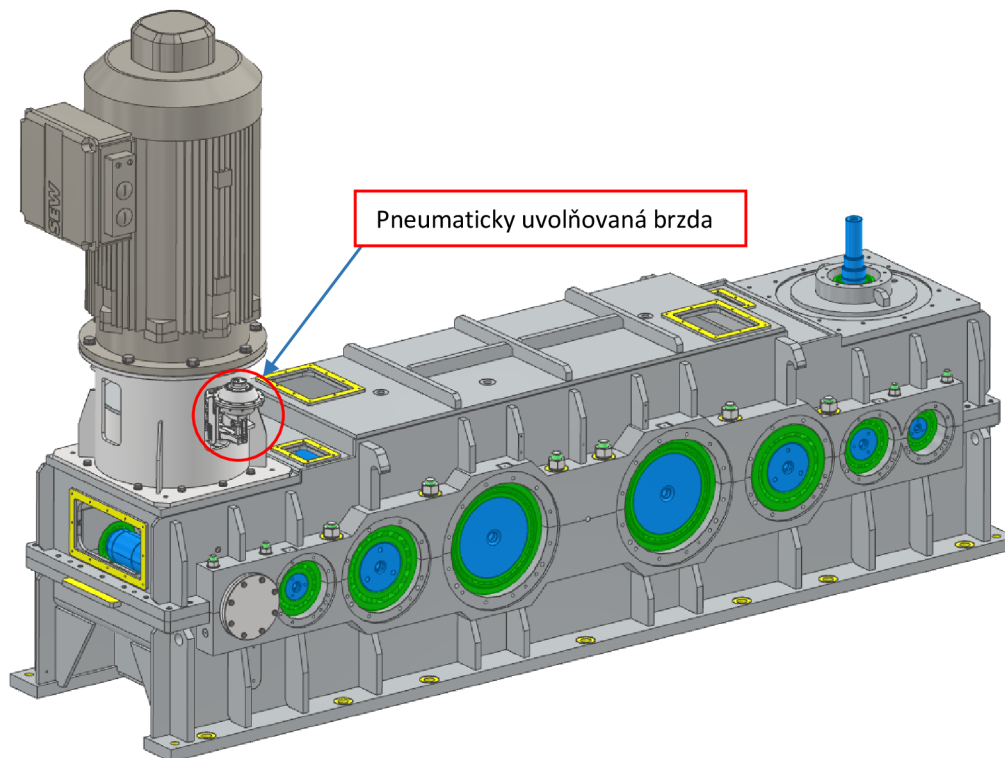
Návrh dvojpříruby byl realizován 3D modelem v programu Autodesk Inventor Professional 2020. Dvojpříruba je sestava svařena celkem z více součástí a následně obrobena na požadované rozměry pro zvýšení přesnosti vybraných rozměrů po svaření. Návrh rozměrů a tvaru součástí byl zvolen podle více parametrů. Rozměry trubky na Obr. 5.1 byly určeny vnějším průměrem brzdného kotouče vypočítaného v programu Excel a středících průměrů spodní a vrchní příruby. Obě příruby obsahují otvory pro šrouby, které jsou rozmístěny tak aby pozicí i velikostí odpovídaly závitovým otvorům v přírubě motoru a v převodovce. Vrchní příruba má vysoustružený průměr 550 H7, který slouží jako středící průměr pro motor. Spodní příruba je vystředěna vnitřním průměrem převodovky, který lícuje s průměrem 550 g7. Výška trubky je navržena tak aby bylo dosaženo potřebné polohy mezi hřídelí elektromotoru a převodovky. Trubka navíc obsahuje dvě přivařené patky. Každá z patek se může být použita k uchycení brzdy a má tři průchozí otvory pro šrouby brzdy.



Obr. 5.1 Konstrukční provedení dvojpříruby: a) Řez dvojpříruby, b), c) 3D pohled na konstrukci dvojpříruby

Patky jsou umístěny ve vyfrézovaných okénkách trubky po 180°. Z druhé strany jsou podepřeny dvěma žebry pro zvýšení celkové tuhosti. Tvar patky tak přenáší krouticí moment na zbytek konstrukce dvojpříruby, který je vyvolaný reakční silou při brždění.

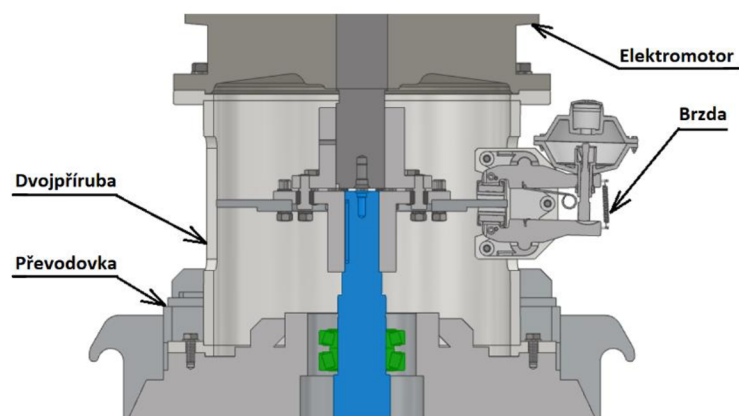
Rozměry trubky a umístění patky bylo navrženo tak, aby výsledná poloha brzdových destiček odpovídala správné poloze brzdného kotouče namontovaného na pružnou spojku vstupního hřídele převodovky (viz Obr. 5. 3).



Obr. 5.2 Sestava uchycení brzdy

Pro montáž navržené dvojpříruby je zapotřebí vypočítat momenty utažení šroubů k přírubám motoru a převodovky tak aby bylo zajištěno dostatečné tření mezi stykovými plochami a tím pádem došlo k zamezení prokluzu mezi jednotlivými přírubami.

Následně se návrh konstrukce podrobí analytickému výpočtu na normálová a smyková napětí v jednotlivých úsecích dvojpříruby, kde se vyskytuje stejný průřez. Tyto napětí se ve stejných průřezech sečtou



Obr. 5.3 Řez sestavy uchycení brzdy

na redukována napětí a ta se porovnají s maximálním dovoleným napětím v mezi kluzu pro materiál S355J2, ze kterého je konstrukce vyrobena. Pro vyhovující stav budeme předpokládat bezpečnost alespoň 1,5. Svary se ve výpočtu zanedbávají. Pro jednotlivé úseky se určují maximální hodnoty napětí. Pro posunutí jednotlivých bodů v závislosti na délce od počátečního průřezu se stanoví předpis funkce.

5.1 Utažení šroubů spodní příruby

Nejprve je nutné vypočítat minimální teoretický krouticí moment způsobený třením mezi dvojpřírubou a převodovkou, který zaručí statickou rovnováhu navrhované součásti proti pootočení při brždění i při standartním provozu. Z logiky vyplývá, že takový moment bude roven většímu z krouticích momentu vyvolaných buď nouzovým bržděním, nebo běžným provozem převodovky, kdy k přenosu výkonu za daných otáček je dvojpříruba namáhána reakčním krouticím momentem.

Pro brzdu použitou v této práci je maximální třecí síla vyvozená na jednu stranu kotouče 6400 N. Zatěžující krouticí moment působící na brzdu při brždění se vypočítá podle vztahu (5.1.1).

$$M_{kb} = 2 \cdot F_t \cdot R \quad (5.1.1)$$

Krouticí moment působící na dvojpřírubu při provozu se vyjádří ze vzorce pro přenos výkonu hřídele při daných otáčkách [21].

$$M_{kp} = \frac{P_M}{\omega} \quad (5.1.2)$$

Po provedení výpočtu v příloze (P3) se jako větší z momentů stanovil moment M_{kb} . Statickou rovnováhu třecích momentů vyjadřuje vztah (5.1.3), kde na levé straně rovnice je maximální krouticí moment M_{kb} zatěžující dvojpřírubu při brždění a k_w součinitel bezpečnosti přenosu zatížení [22]. Na pravé straně rovnice je součet dvou krouticích momentů, kde první z nich obsahuje součin třecích sil šroubů s poloměrem roztečné kružnice šroubů na převodovce.

Druhý třecí moment se vytváří samotnou tíhou motoru a dvojpříruby.

$$M_{kb} \cdot k_w = i_{M16} \cdot F_{T_p} \cdot r_{\xi_p} + (m_M + m_D) \cdot g \cdot \mu_o \cdot r_{\xi_p} \quad (5.1.3)$$

Jeho velikost je kromě hmotnosti motoru a dvojpříruby přímo úměrná součiniteli tření μ_o mezi ocelovými součástmi a velikostí roztečného poloměru šroubů na převodovce. Třecí sílu vyvozenou jedním šroubem vyjádříme z rovnice (5.1.3) jako

$$F_{T_p} = \frac{M_{kb} \cdot k_w - [(m_M + m_D) \cdot g \cdot \mu_o \cdot r_{s_p}]}{i_{M16} \cdot r_{s_p}} \quad (5.1.4)$$

, kde hodnota součinitele k_w je 1,5.

Osovou sílu F_{Q_p} v ose šroubu vypočítáme ze vztahu (5.1.5) [22].

$$F_{Q_p} = \frac{F_{T_p}}{\mu_o} \quad (5.1.5)$$

Nyní je zapotřebí specifikovat zbývající parametry závitů a materiálů šroubového spoje následujícími hodnotami [22].

Závit M16:

- $f_z = 0,1$ $f_p = 0,1$
- $\alpha = 60^\circ$ $D_{K_{M16}} = 24 \text{ mm}$
- $d_{2_{M16}} = 14,701 \text{ mm}$ $D_{o_{M16}} = 17 \text{ mm}$
- $P_{M16} = 2 \text{ mm}$

Kde f_z je součinitel tření závitu, α je úhel profilu závitu, d_2 je střední průměr závitu, P je rozteč závitu, f_p je součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou, D_K je šířka otvoru stranového montážního klíče a D_o průměr otvoru pro šroub v dvojpřírubě. Nyní se specifikují parametry potřebné pro výpočet utahovacích momentů šroubů [22].

$$\varphi'_{z_{M16}} = \tan^{-1} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (5.1.6)$$

$$\gamma_{M16} = \tan^{-1} \frac{P_{M16}}{\pi \cdot d_{2_{M16}}} \quad (5.1.7)$$

$$D_{p_p} = \frac{D_{K_{M16}} + D_{o_{M16}}}{2} \quad (5.1.8)$$

$$D_{p_m} = \frac{D_{K_M24} + D_{o_M24}}{2} \quad (5.2.5)$$

$$M_{u_M24} = \frac{F_{Q_m}}{2} \cdot [d_{2_M24} \cdot \tan(\gamma_{M24} + \varphi'_{z_M24}) + f_p \cdot D_{p_m}] \quad (5.2.6)$$

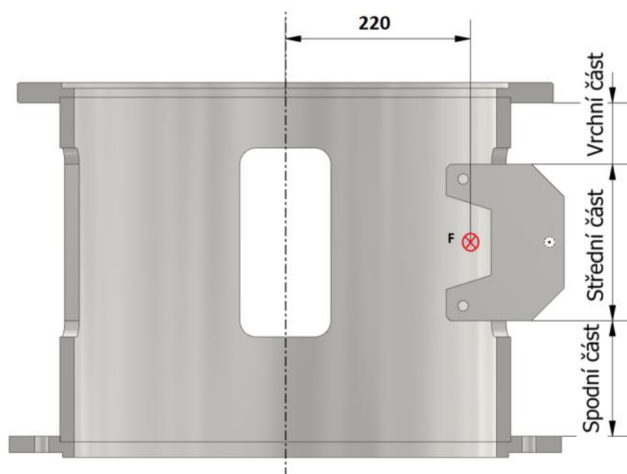
Utahovací momenty šroubů vypočítané v kapitole 5.1 a 5.2 můžeme zaokrouhlit a tím dostáváme výsledné montážní momenty pro utažení šroubových spojů k převodovce a motoru. Vypočítané hodnoty momentů (5.1.8 a 5.2.6) jsou minimální a v praxi by se pravděpodobně tyto šroubové spoje utáhly na vyšší utahovací momenty.

$$M_{u_M16} = 20 \text{ Nm} \quad (5.1.9)$$

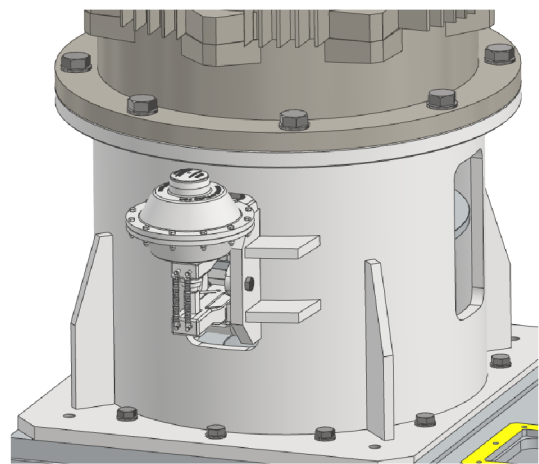
$$M_{u_M24} = 40 \text{ Nm} \quad (5.2.6)$$

5.3 Výpočet namáhání trubky

Pro stanovení výpočtů napětí a deformace je zapotřebí nejdříve určit způsob mechanického namáhání dvojpříruby. Ten vychází z použití dílce pro danou aplikaci. V našem případě se jedná o strojní součást, která slouží k uchycení brzdy průmyslové převodovky. Z toho vyplývá, že hlavním úkolem dílce je zachytávání reakčních sil při brždění. Tyto síly podle obr. 5.4 působí v určité vzdálenosti od osy hnacího hřídele převodovky a tím vytváří krouticí moment. Tento moment namáhá spodní a střední část trubky, protože spodní příruba je spojena s horní skříň převodovky, kterou si v našem případě můžeme představit jako rám naší konstrukce. Horní skříň převodovky tak na spodní a střední část trubky bude při brždění působit reakčním krouticím momentem oproti vrchní části, která je uložena volně.



Obr. 5.4 Rozdělení dvojpříruby na početní úseky



Obr. 5.5 Uchycení brzdy

Dalším typem zatížení dvojpříruby bude tlak ve směru osy trubky. Ten vzniká působením vlastní tíhy elektromotoru na horní přírubu. Tlakové zatížení na rozdíl od smykového bude působit po celé délce trubky. Ve vrchní části trubky tak působí čistý tlak od tíhy motoru, zatímco ve spodní části je trubka namáhána kombinovaně smykovým a normálovým napětím. Ve střední části trubky je situace složitější a vyhodnocení napětí se tak provede pouze přes MKP.

Vypočítaná napětí se převedou na redukované napětí, které se porovná s mezí kluzu daného materiálu a stanoví se tak koeficient bezpečnosti. Ten je pak hlavním ukazatelem přijetí celkového návrhu konstrukce.

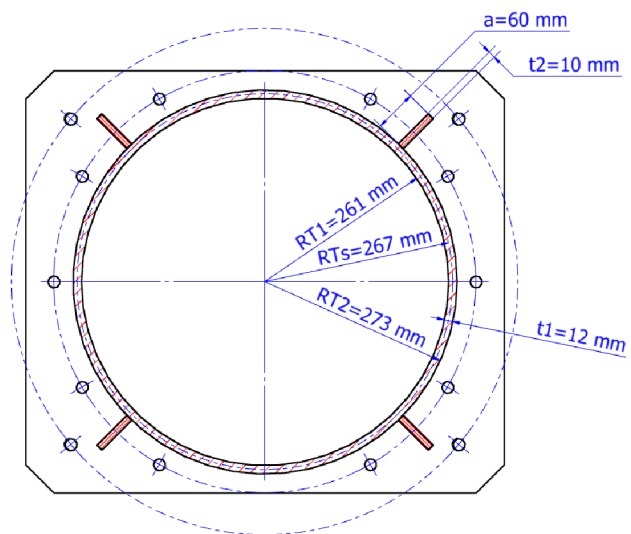
5.3.1 Namáhání trubky krutem – spodní část

Velikost krouticího momentu namáhání trubky již byla vypočítána ve vztahu (5.1.1).

$$M_{kb} = 2816 \text{ Nm} \quad (5.1.1)$$

Rovnice, ze kterých budeme určovat napětí, je třeba odvodit vždy pro daný tvar a rozměry průřezu trubky. Na obr. 5.6 vidíme řez spodní části obr. 5.4. Průřez této části odpovídá trubce se čtyřmi žebry. Ty jsou zde navrženy pro zvýšení tuhosti.

V průřezu dvojpříruby bude působit tok smykového napětí, jehož velikost je nepřímo úměrná velikosti daného charakteristického rozměru [23].



Obr. 5.6 Řez spodní části trubky

Výsledná napětí a posuvy bodů trubky se vyjádří pomocí úprav následujících rovnic (5.3.1 a 5.3.2). Rovnice (5.3.1) popisuje rovnost krouticích momentů, zatímco rovnice (5.3.2) je deformační podmínkou a dává informaci o rovnosti deformací jednotlivých částí průřezu, kde J_{pi} značí polární moment daného průřezu součásti [23].

$$M_{Kb} = M_{KT} + 4 \cdot M_{Kž} \quad (5.3.1)$$

$$\vartheta = \vartheta_T = \vartheta_z = \frac{M_{KT}}{G \cdot J_{pT}} = \frac{M_{Kz}}{G \cdot J_{pz}} \quad (5.3.2)$$

Jednotlivé polární momenty lze vypočítat podle vztahů (5.3.3 a 5.3.4) [23].

$$J_{pT} = 2 \cdot \pi \cdot R_{T1}^3 \cdot t_1 \quad (5.3.3)$$

$$J_{pz} = \frac{1}{3} \cdot a \cdot t_2^3 \quad (5.3.4)$$

Trubka v našem případě je tenkostěnná, protože platí, že poměr poloměru střední roztečné kružnice je větší než desetinásobek hodnoty tloušťky trubky. Díky tomu se vzorec pro vyjádření krouticího momentu trubky může vyjádřit jako [23]:

$$M_{KT} = W_{KT} \cdot \tau_T \quad (5.3.5)$$

$$M_{KT} = 2 \cdot \pi \cdot R_{Ts}^2 \cdot t_1 \cdot \tau_T$$

Krouticí moment, který namáhá žebro, se vypočítá podle vzorce (5.3.6).

$$M_{Kz} = W_{KT} \cdot \tau_z \quad (5.3.6)$$

$$M_{Kz} = \frac{1}{3} \cdot a \cdot t_2^2 \cdot \tau_z$$

Po úpravě rovnice (5.3.1) kdy do rovnice dosadíme vyjádřené krouticí momenty (5.3.5, 5.3.6) s polárními momenty daných průřezů (5.3.3, 5.3.4), vyjádříme poměr mezi již zmíněným tečným napětím a daným charakteristickým průřezem [23].

$$\frac{\tau_T}{R_{Ts}} = \frac{\tau_z}{t_2} \quad (5.3.7)$$

Ze vztahu (5.3.7) můžeme vyjádřit tečné napětí τ_z . Toto napětí je dosazeno s krouticími a polárními momenty do rovnice (5.3.1). Ve výsledné rovnici (5.3.8) je tak pouze jedna neznámá a tou je smykové napětí v trubce τ_T . Po vyjádření tohoto napětí dopočítáme napětí v žebrech rovnicí (5.3.10).

$$M_{Kb} = 2 \cdot \pi \cdot R_{Ts}^2 \cdot t_1 \cdot \tau_T + \frac{4 \cdot t_2^3}{3 \cdot R_{Ts}} \cdot \tau_T \cdot a \quad (5.3.8)$$

$$\tau_T = \frac{M_{Kb}}{2 \cdot \pi \cdot R_{Ts}^2 \cdot t_1 + \frac{4 \cdot t_2^3}{3 \cdot R_{Ts}} \cdot a} \quad (5.3.9)$$

$$\tau_{\check{z}} = \frac{t_2}{R_{Ts}} \cdot \tau_T \quad (5.3.10)$$

5.3.2 Namáhání trubky tlakem – spodní část

Výpočet se opět provede pro průřez S_1 na obr. 5.6, kde se spočítá plocha průřezu. V dalším kroku se hmotnost motoru pře počítá na zatížení F_M a provede se výpočet normálového tlakového napětí podle vzorce (5.3.11).

$$\sigma_{d1} = \frac{F_M}{S_1} = \frac{m_M \cdot g}{2 \cdot \pi \cdot R_{Ts} \cdot t_1 + 4 \cdot a \cdot t_2} \quad (5.3.11)$$

5.3.3 Natočení trubky ve spodní části

Pro výpočet natočení trubky je třeba vyjít z Castiglianovy věty upravené pro krut ve tvaru rovnice (5.3.12). Pro výpočet je tedy nutné znát hodnotu deformační energie závislou na kroutícím momentu. Deformační energie se dá vyjádřit v závislosti na hustotě deformační energie λ_e a objemu spodní části $V_{s,\check{c}}$ podle vztahu (5.3.13).[23]

$$\varphi_{A-B} = \frac{\partial U}{\partial M_{Kb}} \quad (5.3.12)$$

$$U = \lambda_e \cdot V_{s,\check{c}} \quad (5.3.13)$$

Hustota deformační energie λ_e se dá vyjádřit podle vzorce. (5.3.14):

$$\lambda_e = \frac{\tau_T^2}{2 \cdot G} \quad (5.3.14)$$

,kde G je modul pružnosti ve smyku a τ_T je tečné napětí v trubce. Po dosazení do vztahu (5.3.14) za τ_T z rovnice (5.3.9) dostáváme vztah (5.3.15). Následně je vyjádřen vztah (5.3.16) pro výpočet objemu $V_{s,\check{c}}$ spodní části dvojpříruby.

$$\lambda_e = \frac{M_{kb}^2}{2 \cdot G \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R_{Ts}^2 \cdot t_1 + \frac{4 \cdot t_2^3}{3 \cdot R_{Ts}} \cdot a \right)^2} \quad (5.3.15)$$

$$V_{s,\check{c}} = 2 \cdot \pi \cdot R_{Ts} \cdot t_1 \cdot l + 2 \cdot a \cdot t_2 \cdot l \quad (5.3.16)$$

Po dosazení rovnic (5.3.15 a 5.3.16) do rovnice (5.3.13) a následné úpravě, získáme vztah pro deformační energii U , která se parciálně derivuje podle krouticího momentu. Tím se dostane výraz pro natočení průřezu v délce l .

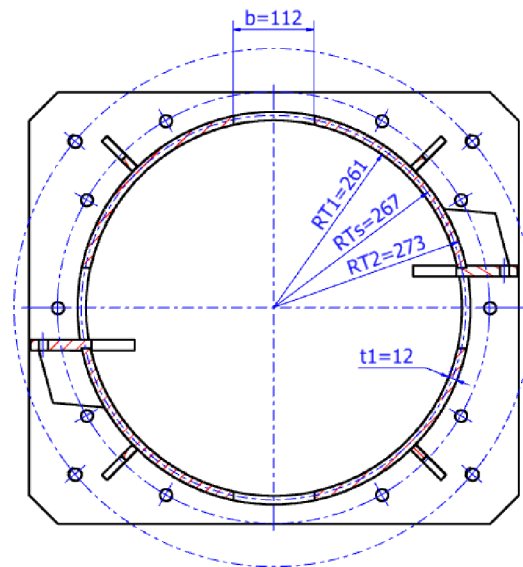
$$U = \frac{M_{kb}^2 \cdot l \cdot (\pi \cdot R_{Ts} \cdot t_1 + a \cdot t_2)}{G \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R_{Ts}^2 \cdot t_1 + \frac{4 \cdot t_2^3}{3 \cdot R_{Ts}} \cdot a \right)^2} \quad (5.3.13)$$

$$\varphi_{A-B} = \frac{\partial U}{\partial M_{kb}} = \frac{2 \cdot M_{kb} \cdot (\pi \cdot R_{Ts} \cdot t_1 + a \cdot t_2)}{G \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R_{Ts}^2 \cdot t_1 + \frac{4 \cdot t_2^3}{3 \cdot R_{Ts}} \cdot a \right)^2} \cdot l \quad (5.3.17)$$

5.3.4 Namáhání trubky tlakem – střední část

Pro výpočet tlaku ve střední části se bude uvažovat s plochou S_2 bez obsahu průřezu rozříznuté patky. Ta totiž nepřenáší tlak a pouze se posune ve směru působení tíhové síly od motoru. Díky měnícímu se profilu žebor ve střední části je tvar profilu závislý na vzdálenosti od spodní příruby. Pro usnadnění výpočtů se vypočte pouze napětí v kritickém průřezu této části. Obsah kritického průřezu je tedy stanoven pouze jako mezikruží s vyfrézovanými okénky na obr. 5. 7.

Pro zjednodušení takového tvaru se předpokládá průřez vyfrézovaných okének za obdélníky.



Obr. 5.7 Řez střední části trubky

$$\sigma_{d2} = \frac{F_M}{S_2} = \frac{m_M \cdot g}{\pi \cdot (R_{T2}^2 - R_{T1}^2) - 4 \cdot b \cdot t_1} \quad (5.3.18)$$

5.3.5 Namáhání trubky tlakem – vrchní část

Ve vrchní části je průřez S_3 plný a má tvar trubky. Výpočet bude stejný jako v předcházejících částech.

$$\sigma_{d3} = \frac{F_M}{S_3} = \frac{m_M \cdot g}{\pi \cdot (R_{T2}^2 - R_{T1}^2)} \quad (5.3.19)$$

5.4 Výpočet redukovaného napětí

Redukované napětí se vypočítá podle metody HMM. Ve spodní části trubky, kde se napětí v krutu kombinuje s napětím v tlaku, se použije vztah uvedený níže [24].

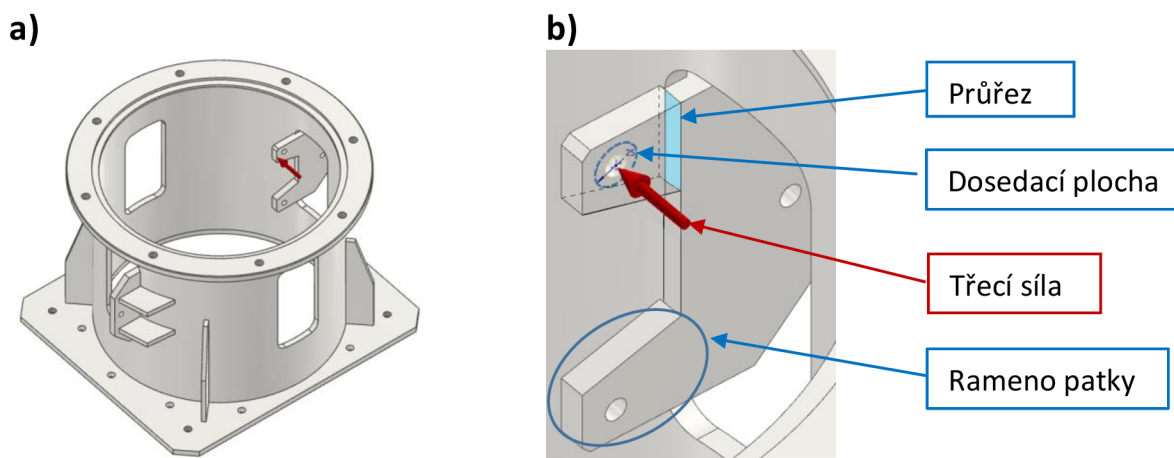
$$\sigma_{red1} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)]} \quad (5.4.1)$$

V našem případě jsou číselné hodnoty pouze u napětí σ_x a τ_{xy} (σ_{d1} a τ_T). Ostatní složky napětí jsou nulové. Tím se výraz (5.4.1) zjednoduší na vztah (5.4.2) [24]:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\frac{1}{2} (\sigma_x^2 + 6 \cdot \tau_{xy}^2)} \quad (5.4.2)$$

5.5 Výpočet normálového napětí v patce

Pro postup výpočtu je předpokládáno ohybové namáhání (viz obr. 5.8).



Obr. 5.8 Namáhání patky: a) 3D pohled, b) Detail namáhání patky

Síla na jedno rameno patky byla zavedena jako třecí síla působící na jedné straně kotouče. Napětí je počítáno pouze v kritickém průřezu ramena, které se nachází na obr. 5.8 b).

Maximální hodnotu ohybového napětí je možno vypočítat ze vztahu (5.5.1).

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (5.5.1)$$

Ohybový moment v rovnici (5.5.1) se vypočítá jako součin síly s její vzdáleností od namáhaného průřezu. Vzdálenost je dána vzájemnou polohou kritického průřezu s dosedací plochou brzdy s patkou. V místě dotyku patky s brzdou působí rovnoměrně rozložený tlak. Takový tlak se dá nahradit výše zmíněnou třecí silou umístěnou ve středu otvoru šroubu patky (viz. obr. 6.4 b).

Hodnota W_o značí modul pružnosti v ohybu. Pro obdélníkový průřez se vyjádří výrazem (5.5.2), kde umocněný rozměr je ten, podle kterého se ohýbá rameno patky. V tomto případě se jedná o tloušťku plechu. Rozměr b_r značí šířku ramene v kritickém průřezu.

$$W_o = \frac{b_r \cdot h_r^2}{6} \quad (5.5.2)$$

5.6 Koeficient bezpečnosti kritického průřezu

Součinitel bezpečnosti vyjadřuje míru bezpečnosti navrhnuté konstrukce při provozu v jejím kritickém průřezu. Početně se stanovuje jako poměr mezi mezním napětím a napětím skutečným. Výsledkem tohoto výrazu (5.6.1) by mělo být číslo, které je vyšší než jedna a pohybuje se v rozmezí 1,2 až 1,5. V případech, kdy poškození součásti může ohrozit zdraví člověka, je toto číslo vyšší [3].

Dvojpříruba je navržena z konstrukční svařitelné oceli S355J2. Mezním napětím je považována mez pevnosti kluzu této oceli. Ze strojnických tabulek tato hodnota činí $R_e = 333 \text{ MPa}$.

$$k = \frac{\sigma_{mez}}{\sigma} = \frac{R_e}{\sigma} \quad (5.6.1)$$

6 Metoda konečných prvků

Navrhnutá konstrukce dvojpříruby se v předchozí kapitole rozdělila na tři úseky počítané analytickým přístupem. Takový to postup výpočtu je přesný a účinný pouze pro součásti s jednoduchou geometrií a specifickým namáháním. Střední část navrhovaného dílu je ale pro tento postup výpočtu příliš složitá, a proto je vhodné využít k výpočtu metody konečných prvků.

Tato metoda funguje na principu rozdělení objemu počítané součásti na jednotlivé prvky (diskretizace). Každý prvek je určitým typem geometrického tělesa. Nejčastěji se pro výpočty používají šestistěny (bricky), které dosahují nejpřesnějších výsledků. Ve vrcholu každého prvku se nachází uzel, kterému je v paměti počítače přidělena souřadnice polohy. Dalším krokem je zadání silových a geometrických okrajových podmínek uživatelem. Zadané okrajové podmínky jsou programem přepočítány na hodnoty v uzlech. Na základě okrajových podmínek, vlastností materiálu konstrukce a geometrie konstrukce se nejprve vypočítá posunutí všech uzlů, poté přetvoření a na závěr i napětí [25].

Pro snadnější výpočet byla dvojpříruba v programu Ansys převedena ze sestavy na součást. Svary se při výpočtu zanedbávaly. Program tak řešil statickou strukturální úlohu na výpočet celkového posunutí a redukovaného napětí podle metody HMM.

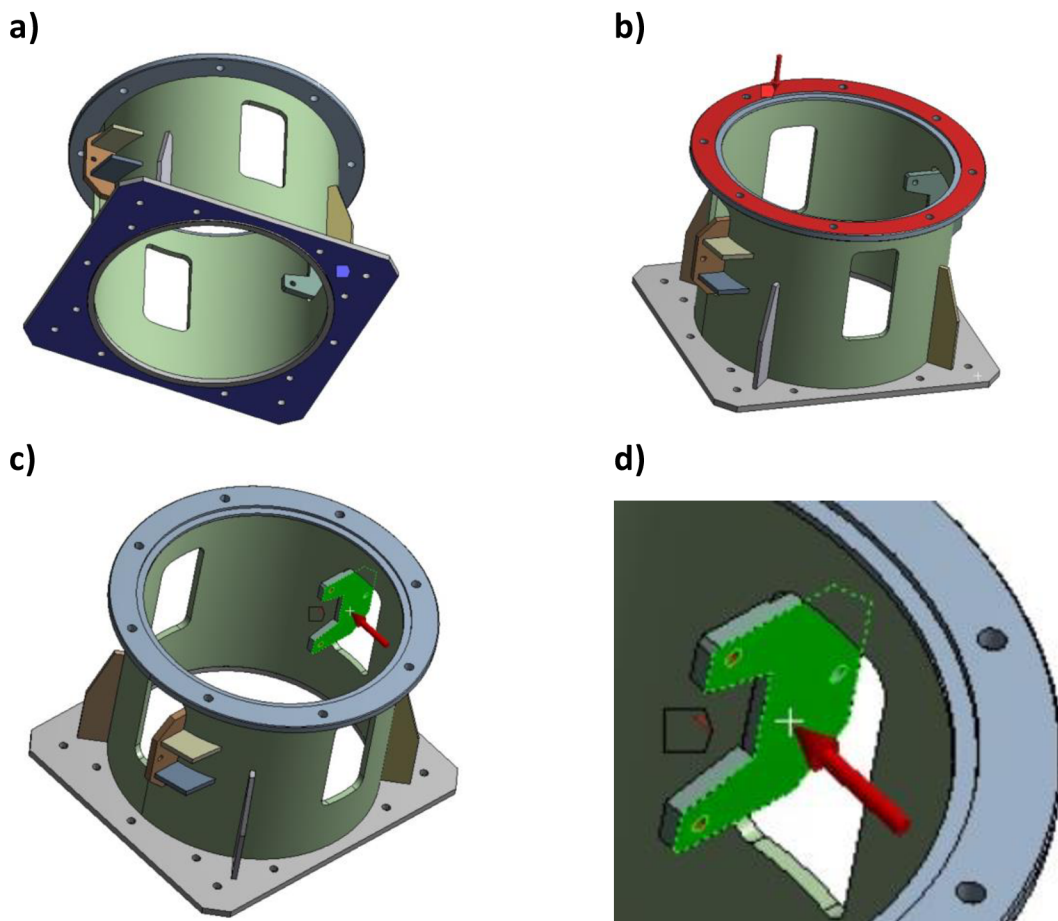
6.1 Okrajové podmínky úlohy

Okrajové podmínky se ve většině případů dají zadat více způsoby. Nutností při zadávání okrajových podmínek je fakt, že těleso musí být vždy zavazbeno staticky určitě. Pro správnou volbu okrajových podmínek je nutné si uvědomit, jak okrajové podmínky fungují a co znamenají. Podle obr. 5.3 je dvojpříruba přišroubována a vystředěna průměrem ve vybrání převodovky. Geometrická podmínka pro tuto spodní přírubu se dá vyřešit následujícími možnostmi. První možností je zavazbení vnitřních průměrů děr šroubů proti posuvu. Tato volba není vhodná z důvodu zanedbání tření mezi horní skříní převodovky a spodní přírubou. Mohlo by tak například dojít ke zkreslení výsledků hodnot natočení v oblasti spodní příruby a trubky. Lepší volbou okrajové podmínky je zamezení všech posuvů bodů po celé ploše dotyku příruby s horní částí převodovky (viz. Obr. 6.1). Takto zadaná podmínka simuluje tření, které brání vzájemnému pootočení mezi oběma součástmi a předpokládá se jako správná volba pro simulaci.

Další okrajovou podmínkou, kterou je třeba zavést, je reakční síla vznikající při brždění. Při reálném brždění se po na obou stranách kotouče tvoří třecí síly a ty namáhají přírubu výsledným krouticím momentem. Silová podmínka by tak měla být zavedená jako dvě třecí síly působící mezi rameny patek. Pro zjednodušení se obě tyto síly sečetly a jejich výslednice se umístila doprostřed tloušťky brzdného kotouče. Poloměr síly je pak dán jako vzdálenost osy trubky od středu šířky brzdové destičky, kde síla působí.

Poslední silovou okrajovou podmínkou je účinek tíhy elektromotoru působící na horní přírubu. Podmínka se zavedla jako silové působení vypočítané síly od tíhy elektromotoru na dosedací plochu konstrukce dvojpříruby. Tímto postupem vzniklo spojitě silové zatížení plochy, které je všude na ploše konstantní. Výsledkem plošného sečtení takového zatížení by byla výše zmíněná síla od tíhy elektromotoru.

Na obr. 6.1 a), b), c), d) je vidět aplikace zavedení geometrických a silových okrajových podmínek.



Obr. 6.1 Okrajové podmínky: a) Fixace plochy spodní příruby, b) Spojitě zatížení vrchní příruby, c) Zatížení patky reakční silou při brždění, d) detail působení reakční síly

6.2 Posunutí

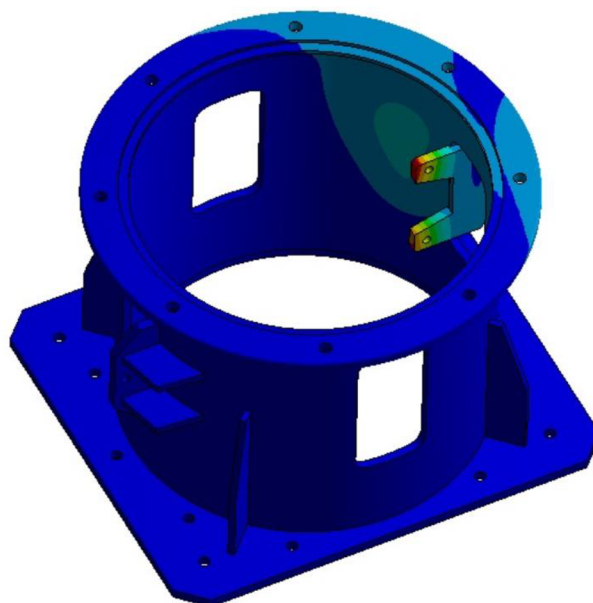
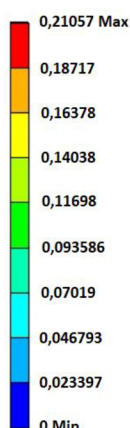
Na obr. 6.2 je vidět celkové posunutí jednotlivých bodů konstrukce. Z obrázku je patrné, že většina bodů změnila svoji polohu maximálně do hodnoty 0,025 mm a došlo tak k poměrně malému posuvu. Z tohoto důvodu by se nemělo stát, že dojde k výrazné změně polohy hnacího hřídele převodovky vůči hřídeli elektromotoru. Konstrukce spoje hřídele převodovky s elektromotorem je navíc tvořena pružnou spojkou, která by tyto posuvy do jisté míry umožnila.

K přesunutí bodů na spodní přírubě a v částech trubky nacházejících se blízko spodní příruby nedošlo. Výraznější hodnoty posunutí jsou až na patce, nebo v oblastech trubky přiléhající na samotnou patku. Posunutí bodů můžeme vidět i na vrchní přírubě, ale pouze v oblasti, která se nachází nad brzdou. Z rozložení vyšších hodnot posuvů vyplývá, že navržený tvar dílce téměř nepřenáší deformace způsobené od brždění do zbytku konstrukce.

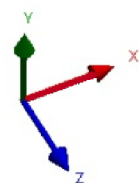
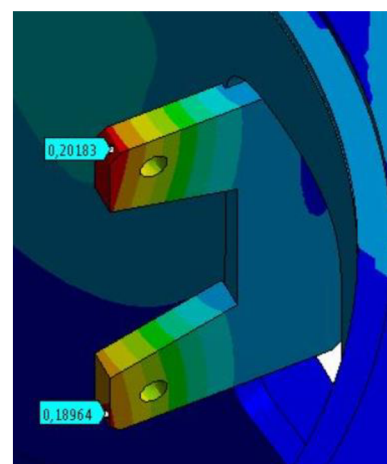
Maximální posunutí se nachází na samotných koncích ramen patky (viz. obr. 6.2 vpravo), kde dosahuje hodnoty přibližně 0,21 mm. Tato hodnota by neměla ovlivnit činnost brzdy. Z výsledků je zřejmé, že ramena patky jsou ohýbána ve směru působení třecích sil (záporné osy z), protože hodnoty posunutí se zmenšují směrem k trubce. Patka přenáší silové působení na trubku a ta se pak deformuje ve stejném směru jako ohýbaná ramena.

a)

Jednotky: [mm]



b)



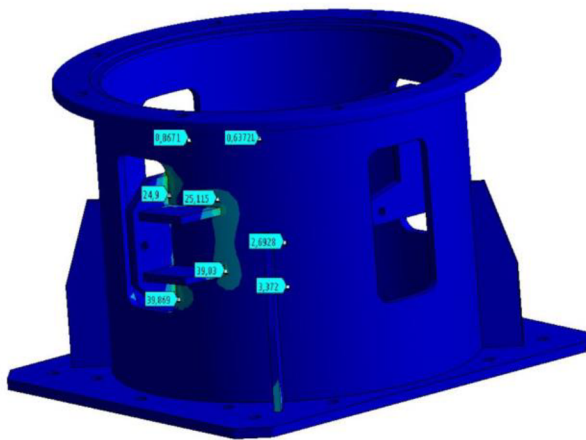
Obr. 6.2 Celková deformace: a) Deformace dvojpříruby, b) Detail deformace patek

6.3 Napětí

Obr. 6.3 ukazuje mapu ekvivalentního napětí podle metody HMH. Rozložení napětí na součásti odpovídá předpokladu, že nejvíce namáhaná část z konstrukce je oblast nacházející se za patkou a na samotné patce. Ve zbytku součásti je napětí buď velmi malé, nebo žádné. Taková místa jsou například vidět na obr. 6.3 c) a d). Barevné mapy napětí MKP ve spodní části trubky naznačují, že analytický výpočet je díky podobnosti výsledků možné použít.

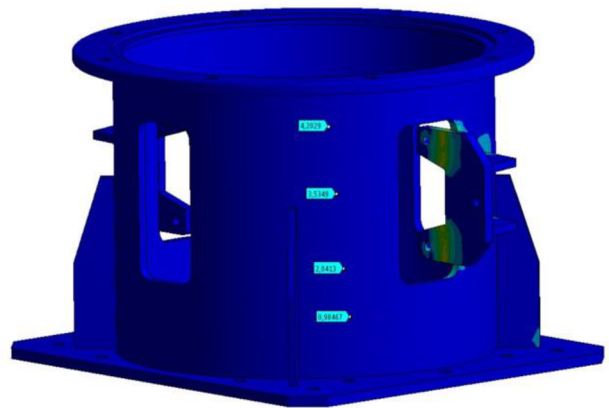
a)

Jednotky: [MPa]

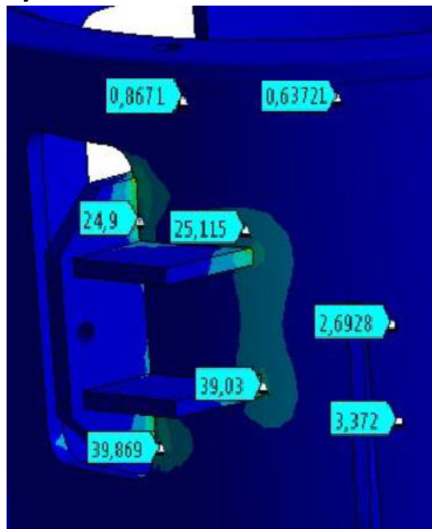


b)

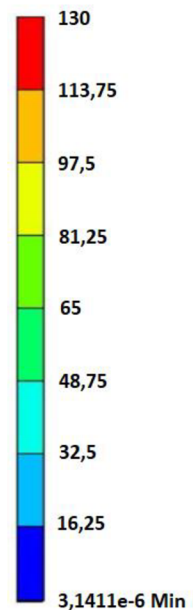
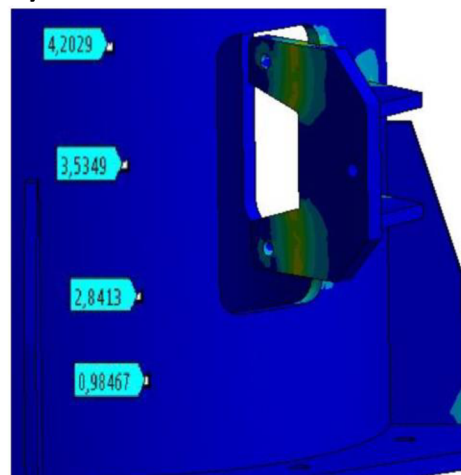
Jednotky: [MPa]



c)

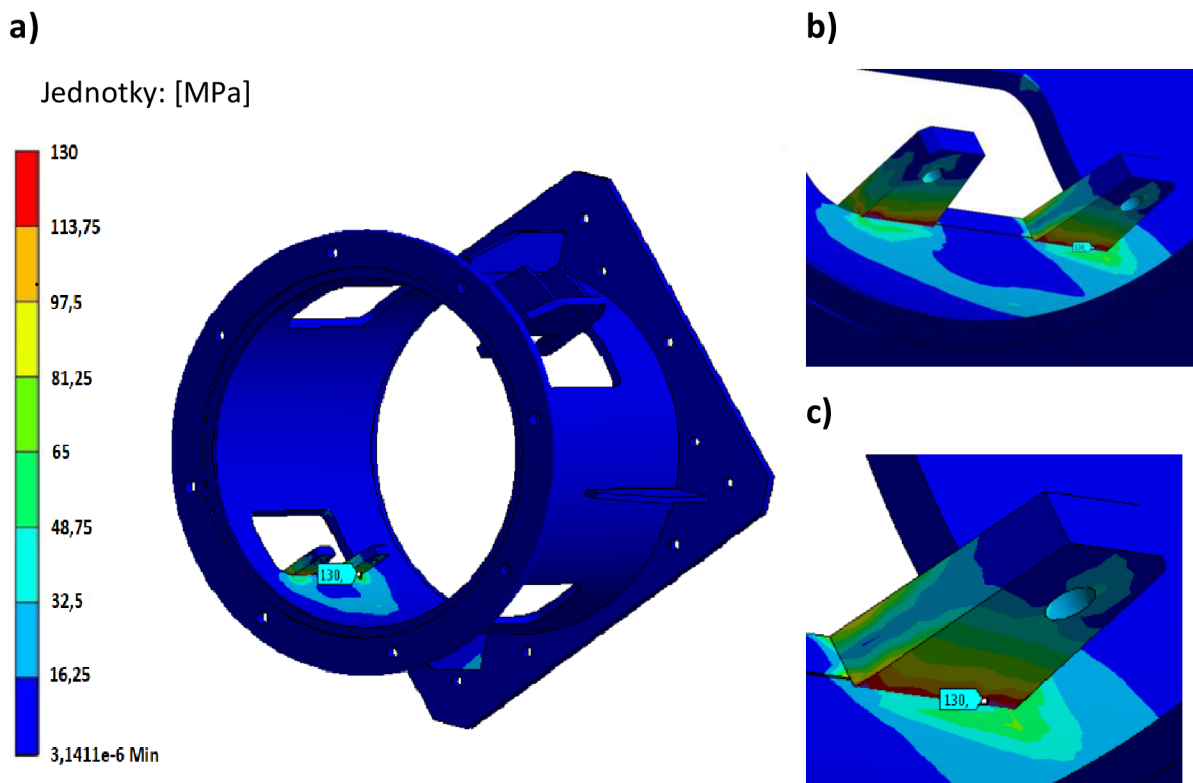


d)



Obr. 6.3 Rozložení napětí: a) Napětí trubky za patkou, b) Napětí trubky před patkou, c) Detail napětí za patkou, d) Detail napětí před patkou

Střední část trubky analyticky počítána nebyla, a tak výsledky napětí můžeme vidět pouze z metody MKP. Výsledky zde dosahují malých hodnot napětí do 5 MPa. Vyšší hodnoty napětí se nachází za patkou. Tyto výsledky mohou mít za následek vruby vzniklé díky ostrým hranám patky nebo žeber přiléhajících na trubku. Napětí v těchto místech bude ve skutečnosti výrazně ovlivněné i tím, že spojení žeber s trubkou je realizováno svařováním. Díky tomu se v konstrukci odstraní vruby a ve zkoumaných místech by mělo dojít k poklesu napětí. Svařováním se také tepelně ovlivní oblasti okolo sváru. Následkem toho může zase dojít k mechanickému pnutí v materiálu a tím i k nárůstu napětí. S touto možností ale MKP nepočítá, proto důvodem vyšších napětí na obr. 6.3 za patkou jsou pravděpodobně pouze vruby ostrých hran. Hodnoty napětí nicméně nepřesahují ani 50 MPa a proto na tato místa není nutné brát vyšší zřetel.



Obr. 6.4 Maximální napětí: a) Maximální napětí v dvojpřírubě podle HMH, b) První detail napětí, c) Druhý detail napětí

Maximální napětí 130 MPa vzniká v samotných ramenech patky, kde dochází k namáhání ohybem, a proto se tato hodnota napětí nachází na počátku ramene (viz obr. 6.4 b). Tento výsledek je zajímavý, neboť při ohybu dochází ke kombinaci tlaku na vnitřní straně a namáhání tlakem na straně vnější. Z tohoto důvodu by napětí mělo být ekvivalentní na obou

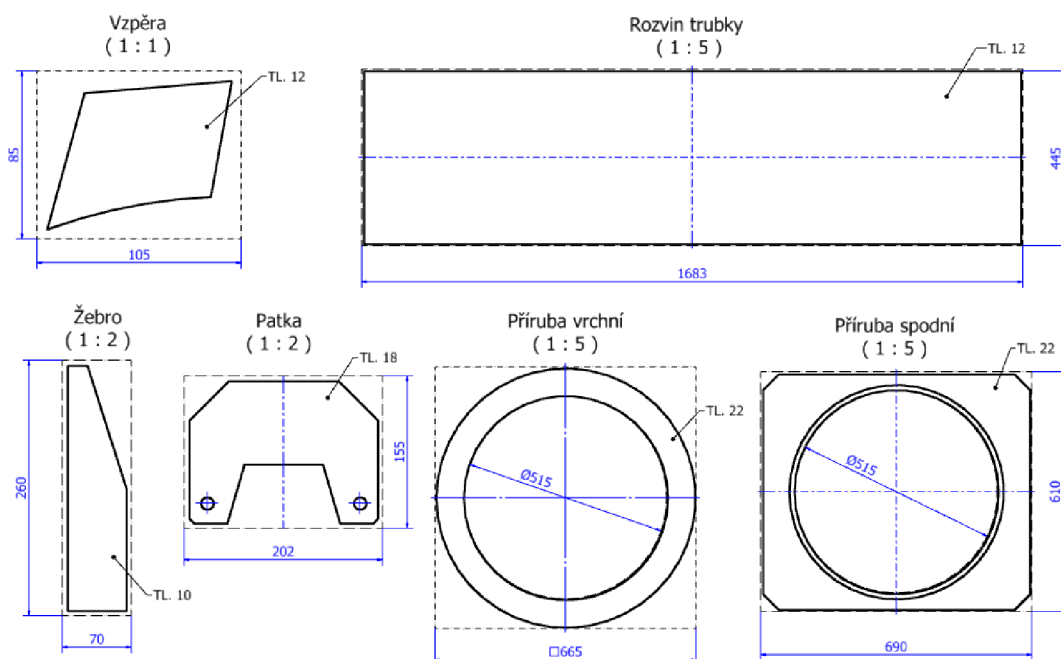
stranách ramen. Tomu ale při porovnání obr. 6.3 d) s obr. 6.4 c) tak není. Důvodem by mohl být nesprávně tvarovaný model, ve kterém se vnitřní strana ramene na kterém působí tlakové napětí, opírá hranou o vnitřní průměr trubky. To by mohlo mít za následek lokální zvýšení napětí v oblasti hrany tak, jak vidíme na obr. 6.4 c). Vlivem toho je možné, že dochází ke snížení tahového napětí na přiléhající straně patky k brzdě.

Podle analytického výpočtu by se hodnota maximálního napětí v patce měla pohybovat okolo 121,9 MPa. Analytický výpočet je tak v dobré shodě s numerickým postupem metody MKP, protože rozdíl hodnot obou postupů se pohybuje okolo 5%. Simulace neprokázala další kritická místa, a proto vybarvený průřez z obr. 5.8 můžeme považovat za kritické místo navrhované konstrukce.

7 Ekonomické zhodnocení

Konstrukce dílce je navržena jako svařenec z plechů ze svařitelné oceli S355J2. Pro předpoklad ceny výsledné navržené konstrukce by bylo třeba vyčíslit počet pracovních hodin na jednotlivých obráběcích strojích, odhadnout množství materiálu a započítat další technologie ovlivňující výslednou cenu dvoj příruby. To ale nebylo cílem této práce, a proto byl proveden pouze výpočet cen jednotlivých polotovarů s ohledem na co nejekonomičtější uspořádání polotovarů na ocelové tabuli.

Pro výpočet cen bylo zapotřebí provést rešerši firem, které nabízejí prodej konstrukční pásové nebo tabulové oceli válcované za tepla a udávají ceny za danou hmotnost. Následně je třeba vyčíslit hmotnost jednotlivých polotovarů. U hmotnosti jednotlivých polotovarů, je nutné brát ohled převážně na jejich tvar, ze kterého je hmotnost počítána. Většina firem nabízející hutní materiály totiž neproplácí hutní zbytky vzniklé po dělení materiálu. To je vidět na obr. 7.1, kde polotovarem pro spodní přírubu je čtverec o straně 665 mm a s otvorem o průměru 515 mm. Odpadem tak bude plech o průměru 515 mm. Pro lepší využití materiálu tak můžeme obě patky nechat vyrobit z tohoto silnějšího plechu. Všechny polotovary tak jsou ocelové plechy různých tlouštěk vyrobené jako „tvarové výpalky“ zvětšené o 5 mm na každé straně. Obdélníky nakreslené dvojčerchovanou čarou vyznačují pouze tvar plechu, ze kterého daná firma počítá cenu za materiál.



Obr. 7.1 Rozměry polotovarů

V následující tab. 7.1 jsou uvedeny hmotnosti jednotlivých polotovarů a k nim v dalších sloupcích jejich ceny od tří vybraných firem: Feron, Kovosteel Recycling, Kondor [20;21;22].

Tab. 7.1 Ceny polotovarů vybraných firem za jeden kus

Název součásti	Počet kusů	Hmotnost polotovaru	Feron	Kovosteel	Kondor
			Cena za kus	Cena za kus	Cena za kus
Jednotky	[1]	[Kg]	[Kč]	[Kč]	[Kč]
Příruba vrchní	1	66	4 268,97	3 873,41	4 991,56
Příruba spodní	1	71	4 091,13	3 709,05	4 731,8
Trubka	1	69,5	5 026,77	3 289	3 643,84
Patka	2	4,4	373,82	232,24	386,35
Žebro	4	1,4	98,43	97,79	143,31
Vzpěra	4	0,8	113,72	52,11	83,68
Součet:	13	213,1	13 972,85	11 253,59	13 980,54

Jednotlivé ceny jsou počítány jak z hmotnosti polotovarů tak poplatku za dělení materiálu. Z obou tabulek je patrné, že cenové zhodnocení nejlépe vychází od firmy Kovosteel Recycling. V další tab. 7.2 jsou uvedeny finální ceny za množství jednotlivých polotovarů potřebných k výrobě jedné dvojpříruby. Ceny polotovaru patky se zde nezapočítávají díky výše zmíněnému využití materiálu.

Tab. 7.2 Výsledné ceny polotovarů vybraných firem

Název součásti	Počet kusů	Hmotnost polotovaru	Feron	Kovosteel	Kondor
			Výsledná cena	Výsledná cena	Výsledná cena
Jednotky	[1]	[Kg]	[Kč]	[Kč]	[Kč]
Příruba vrchní	1	66	4 268,97	3 873,41	4 991,56
Příruba spodní	1	71	4 091,13	3 709,05	4 731,8
Trubka	1	69,5	5 026,77	3 289	3 643,84
Patka	2	4,4	-	-	-
Žebro	4	1,4	393,72	391,16	573,24
Vzpěra	4	0,8	454,88	208,44	334,72
Součet:	13	213,1	14 235,47	11 471,06	14 275,16

8 Závěr

Bakalářská práce si klade za cíl navrhnout funkční konstrukci dílce pro uchycení průmyslové brzdy. Pro dosažení cíle bylo zapotřebí nejprve stručně popsat možnosti a typy nejvíce používaných brzd v praxi. Následně podle vlastností jednotlivých typů konstrukčních brzd byla vybrána brzda kotoučová. V další kapitole se na tento typ brzdy ze stránek patentového úřadu provedla rešerše. Tímto byla dokončena obecná část poskytující možnosti řešení daného problému. Zbýval výpočet parametrů brzdy a na základě těchto zjištěných parametrů analyzování konstrukce na mechanické namáhání.

Pro zjištění výše zmíněných parametrů bylo zapotřebí určit postup výpočtu. Díky vyššímu počtu proměnných vystupujících při brždění se nejprve sumarizovaly vstupní parametry. Na základě teoretických vztahů a schématického obrázku se postupně vyjádřily jednotlivé veličiny působící při brždění. Z takto vyjádřených vztahů a se známými vstupními parametry postupně vyplynul i samotný postup výpočtu. Pro rychlejší dosažení požadovaných výsledků byl celý postup přepsán do programu Excel. Postup výpočtu je navržen pouze pro brzdy havarijní tedy brzdy s malou frekvencí brždění. Výstupem programu jsou parametry, podle kterých se určí daný typ brzdy.

Kapitola pátá pojednává o výpočtu namáhání navržené konstrukce. Součástí kapitoly je i stanovení postupu výpočtu utahovacích momentů šroubů pro obě příruby. Následně je dvojpříruba rozdělena na tři početní úseky a počítána na tlak a krut. Výsledky této kapitoly v přílohách naznačují, že navržená konstrukce je namáhána vyšším napětím pouze v oblasti ramen patky, kde je její kritické místo. Důležitým rozměrem je tedy tloušťka ramen. Ostatní rozměry jako například tloušťka trubky nebo samotná přítomnost žeber nemá na napětí podle odvozených vztahů téměř žádný vliv a dá se zde ušetřit za materiál. Po výraznějším odlehčení konstrukce by bylo vhodné nově navrženou konstrukci podrobit výpočtu na ztrátu stability. Síly plechu je v každém případě vhodné předimenzovat i kvůli riziku únavy materiálu, na kterou navržený díl nebyl počítán. Z výsledků napětí v této kapitole je patrné, že takto navržený tvar součásti je bezpečný.

K porovnání takto získaných výsledků byla použita MKP. Ta zobrazila podobné hodnoty napětí v jednotlivých částech jako analytický postup a zároveň ukázala i napětí v ostatních místech konstrukce, kde hodnoty napětí byly velmi malé. Posunutí konců ramen bylo okolo dvou desetín milimetru. Tato hodnota by na samotné brždění neměla mít vliv.

V neposlední řadě se návrh finančně zhodnotil a k navržené dvojpřírubě se nakreslily výkresy sestav, které jsou umístěny v přílohách.

Literatura

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové soustavy*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 978-80-238-5274-5.
- [2] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily. 1: Podvozky*. 3. vyd. Brno: Avid, 2004. ISBN 978-80-239-6479-0.
- [3] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-183-2.
- [4] *Bubnová, kotoučová brzda* [online]. [vid. 2020-12-02]. Dostupné z: <http://www.autoznalosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/33-brzdy.html>
- [5] *Kotoučové průmyslové brzdy* [online]. [vid. 2020-12-01]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kotoucove-prumyslove-brzdy.html>
- [6] *Kotoučová brzda. Auto - PC technologie* [online]. [vid. 2021-06-02]. Dostupné z: <https://auto-pc.webnode.cz/automobily/kotoucova-brzda/>
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. BUDYNAS, Martin HARTL, Miloš VLK a učení technické v Brně VYSOKÉ. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic, sv. 3. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] *Lamelové brzdy a spojky. Logismarket.cz* [online]. [vid. 2021-03-11]. Dostupné z: <https://www.logismarket.cz/corbetta-srl/lamelove-brzdy-a-spojky/1572512653-p.html>
- [9] *Brzda ELB (lamelová)* [online]. [vid. 2021-02-22]. Dostupné z: <https://www.elprim.cz/katalogy/elb.pdf>
- [10] *PIVKO Průmyslové Spojky Brzdy Hřídele. Industrial Brakes, Couplings, Shafts*. [online]. [vid. 2020-12-01]. Dostupné z: <http://www.pivkobrakes.com/>
- [11] *Elektrická trakce - Brzdy a cílové brzdění* [online]. [vid. 2021-02-27]. Dostupné z: <https://www.educon.zcu.cz/view.php?cislomodulu=2015050202>
- [12] *Nedestruktivní metody testování, Vířivé brzdy* [online]. [vid. 2021-06-28]. Dostupné z: http://web2.mendelu.cz/af_291_projekty2/vseo/print.php?page=6387&typ=html
- [13] *Aplikace brzd v průmyslech - Binder* [online]. [vid. 2020-12-05]. Dostupné z: <https://binder.co.za/product-category/industrial-disc-brakes/>
- [14] *Aplikace brzd v průmyslech. Hindon* [online]. [vid. 2020-12-05]. Dostupné z: <https://www.hindon.com/products/industrial-brakes/disc/>
- [15] *Disc Brake Caliper | MR Series | Spring Applied | Twiflex* [online]. [vid. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.twiflex.com/products/Disc-Braking-Systems/Spring-Applied-Calipers/MR-Series>

- [16] DANIEL, Peter. Kotoučová brzda. Švýcarsko. Uděleno 15.11.1969. Zapsáno 30.04.1969. Dostupné také z: <https://isdv.upv.cz/doc/FullFiles/Patents/FullDocuments/133/133953.pdf>
- [17] ITT AUTOMOTIVE EUROPE GMBH, FRANKFURT/MAIN. Elektromechanicky ovladatelná kotoučová brzda. Spolková republika Německo. Uděleno 23.05.2000. Zapsáno 12.07.200. Dostupné také z: <https://isdv.upv.cz/doc/FullFiles/Patents/FullDocuments/286/286883.pdf>
- [18] ŘIDIČE, Portál. *Jak fungují bubnové brzdy a jaké jsou jejich výhody oproti kotoučovým?* - Portál řidiče [online]. [vid. 2021-03-20]. Dostupné z: <https://www.portalridice.cz/clanek/jak-funguji-bubnove-brzdy>
- [19] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [20] LIMPERT, Rudolf. *Brake design and safety*. 3rd ed. Warrendale, Penn: SAE International, 2011. ISBN 978-0-7680-3438-7.
- [21] MEVALD, Josef. *KMP/PP1 06_19 - Pružnost a pevnost I 6* [online]. [vid. 2021-06-16]. Dostupné z: <https://prednasky.tul.cz/TUL/Play/538f734e60554afc8b7f2b9607db55bc1d>
- [22] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-183-2.
- [23] MARVALOVÁ, Bohdana. *KMP_PP2-P - Pružnost a pevnost 2* [online]. [vid. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://prednasky.tul.cz/TUL/Catalog/Full/81e54dc43a86424fbb997a891a0e2dc421>
- [24] *Mezní stavy napjatosti a podmínky pevnosti* [online]. [vid. 2021-06-25]. Dostupné z: https://www.kme.zcu.cz/kmet/ppe/teorie/12_natp_02.pdf
- [25] PETRUŠKA, Jindřich. *Počítačové metody mechaniky II*. [online]. [vid. 2021-06-25]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2499>
- [26] *Ferona online* [online]. [vid. 2021-06-20]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/vyhledavani/395>
- [27] *PRODEJ HUTNÍHO MATERIÁLU | KOVOSTEEL Recycling, s.r.o.* [online]. [vid. 2021-06-20]. Dostupné z: <https://www.kovosteel.cz/prodej-hutniho-materialu/>
- [28] *Tlusté plechy černé | Kondor.cz* [online]. [vid. 2021-06-20]. Dostupné z: <https://www.kondor.cz/plechy-cerne-tluste/c-1514/>

Seznam příloh

[P1]	Výpočty kapitoly 4.....	P- 2
[P2]	Výpočty kapitoly 5.....	P- 4
[P3]	Přehled výsledků kapitol.....	P- 10
[P4]	Výkresy sestav	

Příloha [P1]

Výpočty kapitoly 4

Úhlová rychlost vstupního hřídele:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (4.1.5)$$
$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1500}{60}$$
$$\omega = 157,08 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Poloviční brzdný moment:

$$M_{kb-0,5} = \frac{60 \cdot E_{kin-0,5}}{\pi \cdot n \cdot \tau} \quad (4.1.8)$$
$$M_{kb-0,5} = \frac{60 \cdot 58082,62}{2 \cdot \pi \cdot 1500 \cdot 0,7}$$
$$M_{kb-0,5} = 528,23 \text{ Nm}$$

Celkový moment setrvačnosti:

$$J = J_S + J_M + J_P \quad (4.1.9)$$
$$J = 0 + 3,518 + 1,19$$
$$J = 4,708 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Celková třecí práce:

$$A = \frac{J \cdot \pi^2 \cdot n^2}{1800} \quad (4.1.11)$$
$$A = \frac{4,708 \cdot \pi^2 \cdot 1500^2}{1800}$$
$$A = 58082,62 \text{ J}$$

Průměrná teplota brzdného kotouče:

$$\Delta T_K = \frac{A}{c \cdot m_m} \quad (4.1.12)$$
$$\Delta T_K = \frac{58082,62}{450 \cdot 4,08}$$
$$\Delta T_K = 31,62 \text{ K}$$

Tepelný tok procházející jednou stykovou plochou:

$$q = \frac{Q}{\tau \cdot S_m} = \frac{E_{kin-0,5}}{\tau \cdot S_p} \quad (4.1.13)$$
$$q = \frac{58082,62}{2 \cdot 0,7 \cdot \pi \cdot (243,5^2 - 196,5^2) \cdot 10^{-6}}$$
$$q = 638583,59 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Oteplení stykové plochy:

$$\Delta T_s = \frac{\left(\frac{5}{18}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot 2 \cdot q \cdot \tau^{\frac{1}{2}}}{[c \cdot \rho \cdot \lambda]^{\frac{1}{2}}} \quad (4.1.14)$$
$$\Delta T_s = \frac{\left(\frac{5}{18}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot 2 \cdot 638583,59 \cdot 0,7^{\frac{1}{2}}}{[450 \cdot 7850 \cdot 47]^{\frac{1}{2}}}$$
$$\Delta T_s = 43,7 \text{ K}$$

Příloha [P2]

Výpočty kapitoly 5

Zatěžující krouticí moment:

$$M_{kb} = 2 \cdot F_t \cdot R \quad (5.1.1)$$

$$M_{kb} = 2 \cdot 6400 \cdot 0,220$$

$$M_{kb} = 2816 \text{ Nm}$$

$$M_{kp} = \frac{P_M}{\omega} \quad (5.1.2)$$

$$M_{kp} = \frac{200 \cdot 10^3}{157,08}$$

$$M_{kp} = 1273 \text{ Nm}$$

Třecí síla šroubu od převodovky:

$$F_{T_p} = \frac{M_k \cdot k_w - [(m_M + m_D) \cdot g \cdot \mu_o \cdot r_{s_p}]}{i_{M16} \cdot r_{s_p}} \quad (5.1.4)$$

$$F_{T_p} = \frac{2816 \cdot 1,5 - [(1145 + 111,8) \cdot 9,81 \cdot 0,15 \cdot 300 \cdot 10^{-3}]}{10 \cdot 300 \cdot 10^{-3}}$$

$$F_{T_p} = 1223,06 \text{ N}$$

Osová síla šroubu od převodovky:

$$F_{Q_p} = \frac{F_{T_p}}{\mu_o} \quad (5.1.5)$$

$$F_{Q_p} = \frac{1223,06}{0,15}$$

$$F_{Q_p} = 8153,75 \text{ N}$$

Průmět třecího úhlu závitu M16:

$$\varphi'_{z_{M16}} = \tan^{-1} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (5.1.6)$$

$$\varphi'_{z_{M16}} = \tan^{-1} \frac{0,1}{\cos \frac{60}{2}}$$

$$\varphi'_{z_{M16}} = 6^\circ 35' 12''$$

Úhel stoupání závitu M16:

$$\gamma_{M16} = \tan^{-1} \frac{P_{M16}}{\pi \cdot d_{2_M16}} \quad (5.1.7)$$

$$\gamma_{M16} = \tan^{-1} \frac{2}{\pi \cdot 14,701}$$

$$\gamma_{M16} = 2^{\circ}28'47''$$

Střední průměr stykové plochy hlavy šroubu od převodovky:

$$D_{p.p} = \frac{D_{K_M16} + D_{o_M16}}{2} \quad (5.1.8)$$

$$D_{p.p} = \frac{24 + 17}{2}$$

$$D_{p.p} = 20,5 \text{ mm}$$

Utahovací moment šroubů M16:

$$M_{u_M16} = \frac{F_{Q.p}}{2} \cdot [d_{2_M16} \cdot \tan(\gamma_{M16} + \varphi'_{z_M16}) + f_p \cdot D_{p.p}] \quad (5.1.9)$$

$$M_{u_M16} = \frac{8153,75}{2} \cdot [0,0147 \cdot \tan(2^{\circ}29' + 6^{\circ}35') + 0,1 \cdot 0,0205]$$

$$M_{u_M16} = 17,92 \text{ Nm}$$

Třecí síla šroubu od motoru:

$$F_{T.m} = \frac{M_{kb} \cdot k_w - [m_M \cdot g \cdot \mu_o \cdot r_{\xi.m}]}{i_{M24} \cdot r_{\xi.m}} \quad (5.2.1)$$

$$F_{T.m} = \frac{2816 \cdot 1,5 - [1145 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \cdot 300 \cdot 10^{-3}]}{8 \cdot 300 \cdot 10^{-3}}$$

$$F_{T.m} = 1549,39 \text{ N}$$

Osová síla šroubu od motoru:

$$F_{Q.m} = \frac{F_{T.m}}{f} \quad (5.2.2)$$

$$F_{Q.m} = \frac{1549,39}{0,15}$$

$$F_{Q.m} = 10329,27 \text{ N}$$

Průmět třecího úhlu závitu M24:

$$\varphi'_{z_{M24}} = \tan^{-1} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (5.2.3)$$

$$\varphi'_{z_{M24}} = \tan^{-1} \frac{0,1}{\cos \frac{60^\circ}{2}}$$

$$\varphi'_{z_{M24}} = 6^\circ 35' 12''$$

Úhel stoupání závitu M24:

$$\gamma_{M24} = \tan^{-1} \frac{P_{M24}}{\pi \cdot d_{2_{M24}}} \quad (5.2.4)$$

$$\gamma_{M24} = \tan^{-1} \frac{3}{\pi \cdot 22,051}$$

$$\gamma_{M24} = 2^\circ 28' 47''$$

Střední průměr stykové plochy hlavy šroubu od motoru:

$$D_{p.m} = \frac{D_{K_{M24}} + D_{o_{M24}}}{2} \quad (5.2.5)$$

$$D_{p.m} = \frac{36 + 24}{2}$$

$$D_{p.m} = 30 \text{ mm}$$

Utahovací moment šroubů M24:

$$M_{u_{M24}} = \frac{F_{Q.m}}{2} \cdot [d_{2_{M24}} \cdot \tan(\gamma_{M24} + \varphi'_{z_{M24}}) + f_p \cdot D_{p.m}] \quad (5.2.6)$$

$$M_{u_{M24}} = \frac{10329,27}{2} \cdot [0,022051 \cdot \tan(2^\circ 29' + 6^\circ 35') + 0,1 \cdot 0,030]$$

$$M_{u_{M24}} = 33,667 \text{ Nm}$$

Polární moment trubky:

$$J_{pT} = 2 \cdot \pi \cdot R_{Ts}^3 \cdot t_1 \quad (5.3.3)$$

$$J_{pT} = 2 \cdot \pi \cdot (266,5 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 12 \cdot 10^{-3}$$

$$J_{pT} = 1,42709 \cdot 10^{-3} \text{ m}^4$$

Polární moment žebra:

$$J_{p\check{z}} = \frac{1}{3} \cdot a \cdot t_2^3 \quad (5.3.4)$$

$$J_{p\check{z}} = \frac{1}{3} \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot (10 \cdot 10^{-3})^3$$

$$J_{p\check{z}} = 2 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

Krouticí moment trubky:

$$M_{KT} = 2 \cdot \pi \cdot R_{Ts}^2 \cdot t_1 \cdot \tau_T \quad (5.3.5)$$

$$M_{KT} = 2 \cdot \pi \cdot (266,5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,012 \cdot 0,5258 \cdot 10^6$$

$$M_{KT} = 2815,63 \text{ Nm}$$

Krouticí moment žebra:

$$M_{K\check{z}} = \frac{1}{3} \cdot a \cdot t_2^2 \cdot \tau_{\check{z}} \quad (5.3.6)$$

$$M_{K\check{z}} = \frac{1}{3} \cdot 0,060 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,02 \cdot 10^6$$

$$M_{K\check{z}} = 0,04 \text{ Nm}$$

Smykové napětí trubky:

$$\tau_T = \frac{M_{Kb}}{2 \cdot \pi \cdot R_{Ts}^2 \cdot t_1 + \frac{4 \cdot t_2^3}{3 \cdot R_{Ts}} \cdot a} \quad (5.3.9)$$

$$\tau_T = \frac{2816 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 266,5^2 \cdot 12 + \frac{4 \cdot 10^3}{3 \cdot 266,5} \cdot 60}$$

$$\tau_T = 0,5258 \text{ MPa}$$

Smykové napětí žebra:

$$\tau_{\check{z}} = \frac{t_2}{R_{Ts}} \cdot \tau_T \quad (5.3.10)$$

$$\tau_{\check{z}} = \frac{10}{266,5} \cdot 0,5258$$

$$\tau_{\check{z}} = 0,02 \text{ MPa}$$

Tlakové napětí ve spodní části:

$$\sigma_{d1} = \frac{F_M}{S_1} = \frac{m_M \cdot g}{2 \cdot \pi \cdot R_{Ts} \cdot t_1 + 4 \cdot a \cdot t_2} \quad (5.3.11)$$

$$\sigma_{d1} = \frac{1145 \cdot 9,81}{2 \cdot \pi \cdot 266,5 \cdot 12 + 4 \cdot 60 \cdot 10}$$

$$\sigma_{d1} = 0,5 \text{ MPa}$$

Hustota deformační energie:

$$\lambda_e = \frac{\tau_T^2}{2 \cdot G} \quad (5.3.14)$$

$$\lambda_e = \frac{(0,5258 \cdot 10^6)^2}{2 \cdot 78947,36 \cdot 10^6}$$

$$\lambda_e = 1,75095 \frac{J}{m^3}$$

Objem spodní části dvojpříruby:

$$V_{s,\check{c}} = 2 \cdot \pi \cdot R_{Ts} \cdot t_1 \cdot l + 2 \cdot a \cdot t_2 \cdot l \quad (5.3.16)$$

$$V_{s,\check{c}} = (2 \cdot \pi \cdot 266,5 \cdot 12 \cdot 128 + 2 \cdot 60 \cdot 10 \cdot 128) \cdot 10^{-9}$$

$$V_{s,\check{c}} = 2,73 \cdot 10^{-3} m^3$$

Natočení průřezu spodní části trubky:

$$\varphi_{A-B} = \frac{\partial U}{\partial M_{Kb}} = \frac{2 \cdot M_{kb} \cdot (\pi \cdot R_{Ts} \cdot t_1 + a \cdot t_2)}{G \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R_{Ts}^2 \cdot t_1 + \frac{4 \cdot t_2^3}{3 \cdot R_{Ts}} \cdot a \right)^2} \cdot l \quad (5.3.17)$$

$$\varphi_{A-B} = \frac{\partial U}{\partial M_{Kb}} = \frac{2 \cdot 2816 \cdot (\pi \cdot 266,5 \cdot 12 + 60 \cdot 10)}{78947,36 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot 266,5^2 \cdot 12 + \frac{4 \cdot 10^3}{3 \cdot 266,5} \cdot 60 \right)^2} \cdot 128$$

$$\varphi_{A-B} = 3,38996 \cdot 10^{-9} rad$$

Tlakové napětí ve střední části:

$$\sigma_{d2} = \frac{F_M}{S_2} = \frac{m_M \cdot g}{\pi \cdot (R_{T2}^2 - R_{T1}^2) - 4 \cdot b \cdot t_1} \quad (5.3.18)$$

$$\sigma_{d2} = \frac{1145 \cdot 9,81}{\pi \cdot (272,5^2 - 260,5^2) - 4 \cdot 112 \cdot 12}$$

$$\sigma_{d2} = 0,76 MPa$$

Tlakové napětí ve vrchní části:

$$\sigma_{d3} = \frac{F_M}{S_3} = \frac{m_M \cdot g}{\pi \cdot (R_{T2}^2 - R_{T1}^2)} \quad (5.3.19)$$

$$\sigma_{d3} = \frac{1145 \cdot 9,81}{\pi \cdot (272,5^2 - 260,5^2)}$$

$$\sigma_{d3} = 0,56 MPa$$

Redukované napětí ve spodní části:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_{d1}^2 + 6 \cdot \tau_T^2)} \quad (5.4.2)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\frac{1}{2}(0,5^2 + 6 \cdot 0,5258^2)}$$

$$\sigma_{red1} = 0,976 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí v kritickém průřezu ramene:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (5.5.1)$$

$$\sigma_o = \frac{6400 \cdot 40}{2100}$$

$$\sigma_o = 121,9 \text{ MPa}$$

Modul pružnosti v ohybu:

$$W_o = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (5.5.2)$$

$$W_o = \frac{56 \cdot 15^2}{6}$$

$$W_o = 2100 \text{ mm}^3$$

Součinitel bezpečnosti kritického průřezu:

$$k = \frac{\sigma_{mez}}{\sigma} = \frac{R_e}{\sigma} \quad (5.6.1)$$

$$k = \frac{333}{121,9}$$

$$k = 2,73$$

Příloha [P3]

Přehled výsledků kapitol

Tab. P3-1 Shrnutí výsledků kapitoly 4.1

Výpočty kapitoly 4.1			
Název veličiny	Značka veličiny	Hodnota	Jednotky
Úhlová rychlost vstupního hřídele	ω	157,08	$rad \cdot s^{-1}$
Celkový moment setrvačnosti	J	4,708	$kg \cdot m^2$
Celková třecí práce	A	58082,62	J
Poloviční brzdňý moment	$M_{kb-0,5}$	528,23	MPa
Průměrná teplota brzdňého kotouče	ΔT_k	31,62	K
Tepelný tok pro jednu stykovou plochu	q	638583,59	$W \cdot m^{-2}$
Oteplení stykové plochy	ΔT_S	43,7	K

Tab. P3-2 Shrnutí výsledků kapitoly 5.1

Výpočty kapitoly 5.1			
Název veličiny	Značka veličiny	Hodnota	Jednotky
Krouticí moment při brždění	M_{kb}	2816	Nm
Krouticí moment při provozu	M_{kp}	1273	Nm
Třecí síla šroubu od převodovky	F_{T_p}	1223,06	N
Osová síla šroubu od převodovky	F_{Q_p}	8153,75	N
Průmět třecího úhlu závitu M16	$\varphi'_{z_{M16}}$	6°35'12''	°
Úhel stoupání závitu M16	γ_{M16}	2°28'47''	°
Střední průměr stykové plochy hlavy šroubu závitu od převodovky	D_{p_p}	20,5	mm
Utahovací moment šroubů M16	$M_{u_{M16}}$	17,92	Nm

Tab. P3-3 Shrnutí výsledků kapitoly 5.2

Výpočty kapitoly 5.2			
Název veličiny	Značka veličiny	Hodnota	Jednotky
Třecí síla šroubu od motoru	F_{T_m}	1549,39	N
Osová síla šroubu od motoru	F_{Q_m}	10329,27	N
Průmět třecího úhlu závitu M24	$\varphi'_{z_{M24}}$	6°35'12''	°
Úhel stoupání závitu M24	γ_{M24}	2°28'47''	°
Střední průměr stykové plochy hlavy šroubu závitu od motoru	D_{p_m}	30	mm
Utahovací moment šroubů M24	$M_{u_{M24}}$	33,67	Nm

Tab. P3-4 Shrnutí výsledků kapitoly 5.3

Výpočty kapitoly 5.3			
Název veličiny	Značka veličiny	Hodnota	Jednotky
Polární moment trubky	J_{pT}	$1,427 \cdot 10^{-3}$	m^4
Polární moment žebra	$J_{pž}$	$2 \cdot 10^{-8}$	m^4
Smykové napětí trubky	τ_T	0,5258	MPa
Smykové napětí žebra	$\tau_{ž}$	0,02	MPa
Krouticí moment trubky	M_{kT}	2815,63	Nm
Krouticí moment žebra	$M_{kž}$	0,04	Nm
Hustota deformační energie	λ_e	1,75095	$J \cdot m^{-3}$
Objem spodní části dvojpříruby	$V_{s.č}$	$2,73 \cdot 10^{-3}$	m^3
Natočení průřezu spodní části trubky	φ_{A-B}	$3,39 \cdot 10^{-9}$	rad
Tlakové napětí ve spodní části	σ_{d1}	0,5	MPa
Tlakové napětí ve střední části	σ_{d2}	0,76	MPa
Tlakové napětí ve vrchní části	σ_{d3}	0,56	MPa

Tab. P3-5 Shrnutí výsledků kapitoly 5.4

Výpočty kapitoly 5.4			
Název veličiny	Značka veličiny	Hodnota	Jednotky
Redukované napětí ve spodní části	σ_{red1}	0,976	MPa

Tab. P3-6 Shrnutí výsledků kapitoly 5.5

Výpočty kapitoly 5.5			
Název veličiny	Značka veličiny	Hodnota	Jednotky
Ohybové napětí v krit. průřezu ramene:	σ_o	121,9	MPa
Modul pružnosti v ohybu:	W_o	2100	mm^3

Tab. P3-6 Shrnutí výsledků kapitoly 5.6

Výpočty kapitoly 5.6			
Název veličiny	Značka veličiny	Hodnota	Jednotky
Součinitel bezpečnosti krit. průřezu:	k	2,73	—