

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

# **Návrh třecí kotoučové brzdy pro osobní automobil**

Diplomová práce

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

**Návrh třecí kotoučové brzdy pro osobní automobil**

Bc. Petr Šindelář

Diplomová práce

2024

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Petr Šindelář**  
Osobní číslo: **D21453**  
Studijní program: **N0788A040001 Dopravní technika**  
Specializace: **Stavba vozidel**  
Téma práce: **Návrh třecí kotoučové brzdy pro osobní automobil**  
Zadávací katedra: **Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů**

## Zásady pro vypracování

Práci zaměřte na návrh koncepce provedení třecí kotoučové brzdy pro osobní automobil včetně systému ovládání. Součástí práce je kontrola pevnosti, únavy a tepelného namáhání vybraného komponentu brzdy. Pro analýzy a vyhodnocení výsledků použijte metody a poznatky současné vědy a techniky. Zpracujte odpovídající výkresovou dokumentaci.

Vypracovat:

1. Rešerši provedení brzdových soustav u osobních vozidel a požadavky z hlediska legislativy.
2. Stanovení vstupních parametrů (volba vozidla, jízdní režimy apod.).
3. Návrh koncepce třecí kotoučové brzdy včetně systému ovládání.
4. Kontrola pevnosti, únavy a tepelného namáhání brzdového kotouče, případně dalšího komponentu kotoučové brzdy.
5. Vyhodnocení výsledků.
6. Závěr.

Rozsah pracovní zprávy: **50 stran**  
Rozsah grafických prací: **dle pokynů vedoucího práce**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R. a BUDYNAS, R. G. *Konstruování strojních součástí*. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.  
[2] TESAŘ, M. a VALA, M. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-X  
[3] VLK, F. *Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové soustavy*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5274-4.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.**  
Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce: **9. února 2024**  
Termín odevzdání diplomové práce: **10. května 2024**

L.S.

---

**doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.**  
děkan

---

**doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.**  
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 9. února 2024

Prohlašuji:

Práci s názvem Návrh třecí kotoučové brzdy pro osobní automobil jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že 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, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 09. 05. 2024

Bc. Petr Šindelář

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce panu doc. Ing. Petru Tomkovi, PhD. za cenné rady při zpracování diplomové práce a věnovaný čas po celou dobu studia.

## **ANOTACE**

Tato diplomová práce se zabývá návrhem koncepce provedení třecí kotoučové brzdy pro osobní automobil. V teoretické části je pojednáno o požadavcích na brzdové systémy z hlediska legislativy a je zde provedena podrobná rešerše provedení brzdových soustav u osobních vozidel. Praktická část je zaměřena na návrh přední kotoučové brzdy. Výpočtová část je omezena na kontrolu pevnosti, únavy a tepelného namáhání brzdového kotouče. Součástí diplomové práce je výkresová dokumentace navržených dílů kotoučové brzdy.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Kotoučová brzda, brzdový kotouč, silniční vozidlo, teplotní analýza

## **TITLE**

Design of a friction disc brake for a passenger car

## **ANNOTATION**

This diploma thesis deals with the design of the friction disc brake modification concept for a passenger car. The requirements for brake systems regarding legislation are discussed, also detailed research of the design of brake systems in passenger vehicles is made. The practical part is focused on the design of the friction disc brake on front axle. The calculation part is limited to checking the strength, fatigue, and thermal stress of the brake disc. Part of the thesis is the drawing documentation of the designed disc brake parts.

## **KEYWORDS**

Disc brake, brake disc, road vehicle, thermal analysis

# OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	10
ÚVOD.....	16
1 POŽADAVKY NA BRZDOVÉ SYSTÉMY Z HLEDISKA LEGISLATIVY .....	17
2 REŠERŠE PROVEDENÍ BRZDOVÝCH SOUSTAV U OSOBNÍCH VOZIDEL .....	22
2.1 Třecí brzdy .....	22
2.1.1 Bubnové brzdy .....	22
2.1.2 Kotoučové brzdy .....	26
2.2 Mechanická brzdová soustava.....	34
2.3 Hydraulická brzdová soustava .....	36
2.4 Elektronická brzdová soustava.....	37
2.5 Hlavní brzdový válec .....	39
2.6 Posilovač brzdné síly.....	42
3 STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ.....	45
3.1 Volba vozidla .....	45
3.2 Jízdní režimy .....	47
3.2.1 Brzdění z maximální rychlosti na rovině .....	47
3.2.2 Opakované brzdění na rovině.....	48
3.2.3 Udržování konstantní rychlosti na svahu s následným brzděním .....	49
4 NÁVRH KONCEPCE TŘECÍ KOTOUČOVÉ BRZDY .....	52
4.1 Brzdový třmen s držákem .....	53
4.2 Brzdový kotouč .....	55
4.3 Brzdové destičky.....	57
5 KONTROLA TEPELNÉHO NAMÁHÁNÍ, PEVNOSTI A ÚNAVY BRZDOVÉHO KOTOUČE.....	59
5.1 Analytické řešení výpočtu.....	59
5.1.1 Brzdění z maximální rychlosti .....	59
5.1.2 Opakované brzdění na rovině.....	62
5.1.3 Brzdění z dlouhého svahu .....	64
5.1.4 Shrnutí výsledků analytického řešení.....	68
5.2 Teplotní analýza brzdového kotouče.....	69
5.2.1 Výpočtový model .....	69



5.2.2	Materiálové vlastnosti .....	71
5.2.3	Vyšetřované oblasti .....	71
5.2.4	Brzdění z maximální rychlosti .....	71
5.2.5	Opakované brzdění na rovině.....	74
5.2.6	Udržování konstantní rychlosti na svahu .....	77
5.3	Kontrola pevnosti .....	80
5.3.1	Předpoklady řešení .....	80
5.3.2	Analýza segmentu kotouče .....	80
5.3.3	Analýza celého kotouče .....	82
5.3.4	Hodnocení statické pevnosti.....	85
5.4	Kontrola únavy.....	89
5.4.1	Výběr kritického místa .....	89
5.4.2	Okrajové podmínky.....	90
5.4.3	Výstupy z teplotní analýzy.....	91
5.4.4	Výsledky výpočtu.....	91
5.4.5	Hodnocení únavové pevnosti .....	93
6	VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ .....	99
	ZÁVĚR .....	101
	POUŽITÁ LITERATURA.....	102
	SEZNAM TABULEK.....	104
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	105
	SEZNAM PŘÍLOH .....	108
	PŘÍLOHA A .....	109
	PŘÍLOHA B.....	111
	PŘÍLOHA C.....	117
	PŘÍLOHA D .....	123
	PŘÍLOHA E .....	125
	PŘÍLOHA F .....	143
	PŘÍLOHA G .....	145

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratka	Význam
CFD	Computational fluid dynamics
EHK	Evropská hospodářská komise
MKP	Metoda konečných prvků
OSN	Organizace spojených národů

Symbol	Popis	Jednotka
$A_d$	Třecí plocha brzdové destičky	$m^2$
$a$	Zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
$a_{BK,\sigma}$	Stupeň využití únavové pevnosti	%
$a_G$	Konstanta materiálu	–
$a_M$	Konstanta citlivosti na střední napětí	–
$a_r$	Profilové číslo	%
$a_{R,\sigma}$	Konstanta součinitel drsnosti	–
$a_{SK}$	Stupeň využití statické pevnosti	%
$a_{T,D}$	Teplotní konstanta	–
$a_{T,m}$	Konstanta tepelných vlastností	–
$b$	Efektivní tloušťka ve směru hloubky vrubu	mm
$b_M$	Konstanta citlivosti na střední napětí	–
$b_z$	Brzdné zpomalení	$m \cdot s^{-2}$
$b_G$	Konstanta materiálu	–
$c_k$	Měrná tepelná kapacita kotouče	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$d_{eff}$	Efektivní tloušťka	mm
$d_r$	Průměr ráfku	"
$E$	Modul pružnosti	MPa
$E_K$	Kinetická energie	J
$E_{K_{130}}$	Kinetická energie vzniklá při brzdění z rychlosti 130 km/h	J
$E_{K_{191}}$	Kinetická energie vzniklá při brzdění z max. rychlosti	J
$E_p$	Celková potenciální energie	J

$E_{p_1}$	Potenciální energie připadající na jeden kotouč	J
$F_b$	Celková brzdná síla	N
$F_{b_1}$	Brzdná síla na přední nápravě	N
$F_{b_2}$	Brzdná síla na zadní nápravě	N
$F_i$	Setrvačná síla	N
$F_{k_1}$	Brzdná síla připadající na jedno kolo přední nápravy	N
$F_N$	Normálová (přítlačná) síla	N
$F_t$	Třecí síla	N
$f_R$	Faktor zpevnění	–
$f_\sigma$	Faktor pevnosti v tlaku	–
$f_{w,\sigma}$	Součinitel únavové pevnosti normálového napětí	–
$f_{w,\tau}$	Součinitel únavové pevnosti tečného napětí	–
$G$	Gravitační síla	N
$G_\sigma$	Gradient napětí	$\text{mm}^{-1}$
$g$	Gravitační zrychlení	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
$h_T$	Výška těžiště	mm
$h$	Stupeň multiaxiality	–
$j_D$	Celkový součinitel bezpečnosti (únava)	–
$j_F$	Součinitel bezpečnosti vzhledem poškození (únava)	–
$j_G$	Součinitel bezpečnosti odlitků (únava)	–
$j_{ges}$	Celkový součinitel bezpečnosti (pevnost)	–
$j_m$	Součinitel bezpečnosti (pevnost)	–
$j_p$	Součinitel bezpečnosti (pevnost)	–
$j_s$	Součinitel bezpečnosti zatížení (únava)	–
$\Delta j$	Navýšení bezpečnosti (pevnost)	–
$K_A$	Součinitel anizotropie	–
$K_{AK,\sigma}$	Součinitel středního napětí napět'ového poměru	–
$K_{BK,\sigma}$	Faktor proměnné amplitudy napětí	–
$K_{d,m}$	Technologický faktor velikosti pro pevnost v tahu	–
$K_{d,p}$	Technologický faktor velikost pro mez kluzu	–
$K_{NL,comp.}$	Faktor vlastností materiálu v tlaku	–

$K_{NL,E}$	Součinitel zohledňující nelineární chování materiálu	—
$K_{NL,ten.}$	Faktor vlastností materiálu v tahu	—
$K_p$	Plastický vrubový součinitel	—
$K_{R,\sigma}$	Součinitel drsnosti povrchu	—
$K_S$	Součinitel povlaku	—
$K_{T,D}$	Teplotní faktor (únava)	—
$K_{T,m}$	Teplotní faktor pro pevnost v tahu	—
$K_{T,p}$	Teplotní faktor pro pevnost v tahu	—
$K_{t,\sigma}$	Faktor koncentrace napětí struktury	—
$K_V$	Součinitel povrchové ochrany	—
$K_{WK,\sigma}$	Faktor konstrukce	—
$\tilde{K}_{f,\sigma}$	Odhadovaný faktor vrubu	—
$L$	Rozvor	mm
$l_1$	Vzdálenost těžiště od přední nápravy	mm
$l_2$	Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	mm
$M_{iA}$	Moment v bodě A	N · m
$M_{iB}$	Moment v bodě B	N · m
$M_\sigma$	Citlivost na střední napětí	—
$m$	Nejvyšší technicky přípustná hmotnost automobilu	kg
$m_k$	Hmotnost brzdového kotouče	kg
$n_{pl}$	Průřezový faktor	—
$n_\sigma$	Kt-Kf poměr	—
$p$	Poměr brzdných sil	—
$p_d$	Tlak vyvozený brzdovými destičky	MPa
$q$	Hmotností faktor	—
$Q_{130}$	Teplo vzniklé při brzdění z rychlosti 130 km/h	J
$Q_{191}$	Teplo vzniklé při brzdění z max. rychlosti	J
$Q_{1200}$	Teplo výsledné po ujetí 10 km	J
$Q_C$	Teplo po zabrzdění na svahu do zastavení	J
$Q_{K_1}$	Teplo pohlcené jedním kotoučem při brzdění z max. rychlosti	J
$Q_{K_2}$	Teplo pohlcené jedním kotoučem při brzdění ze 130 km/h	J

$Q_{K_3}$	Teplo pohlcené jedním kotoučem po ujetí 10 km	J
$Q_{odv}$	Teplo odvedené z kotouče po ujetí 10 km	J
$\dot{Q}$	Tepelný tok	W
$\dot{q}_1$	Měrný tepelný tok na začátku brzdění z max. rychlosti	$W \cdot m^{-2}$
$\dot{q}_2$	Měrný tepelný tok na začátku brzdění ze 130 km/h	$W \cdot m^{-2}$
$\dot{q}_3$	Měrný tepelný tok v průběhu udržování konstantní rychlosti	$W \cdot m^{-2}$
$R$	Součinitel asymetrie cyklu	–
$R_1$	Poloměr vnitřní plochy kotouče	mm
$R_2$	Poloměr vnější plochy kotouče	mm
$R_m$	Mez pevnosti v tahu s uvážením vlastností materiálu	MPa
$R_{m,N}$	Mez pevnosti v tahu	MPa
$R_{m,N,min}$	Minimální pevnost v tahu	MPa
$R_p$	Mez kluzu v tahu s uvážením vlastností materiálu	MPa
$R_{p,N}$	Mez kluzu v tahu	MPa
$R_z$	Průměrná drsnost povrchu	$\mu m$
$r_b$	Vzdálenost působení třecí síly od osy rotace kotouče	mm
$r_j$	Jmenovitý poloměr kola	mm
$r_d$	Dynamický poloměr kola	mm
$S_k$	Jedna plocha kotouče k odvodu tepla	$m^2$
$S_n$	Šířka pneumatiky	mm
$S_o$	Celková plocha kotouče k odvodu tepla	$m^2$
$S_\alpha$	Klesání	%
$s_b$	Dráha bodu na třecím poloměru	m
$s_d$	Délka svahu	m
$T_1$	Počáteční teplota kotouče a teplota okolního vzduchu	$^\circ C$
$T_2$	Oteplení kotouče při opakovaném brzdění	$^\circ C$
$T_{130}$	Teplota kotouče po zabrzdění ze 130 km/h	$^\circ C$
$T_{191}$	Teplota kotouče po zabrzdění z max. rychlosti	$^\circ C$
$T_{1200}$	Teplota výsledná po ujetí 10 km	$^\circ C$
$T_C$	Teplota po zabrzdění na svahu do zastavení	$^\circ C$
$T_o$	Počáteční teplota kotouče	$^\circ C$

$T_{(t)}$	Teplota závislá na čase	°C
$T_{\infty}$	Teplota okolního prostředí	°C
$\Delta T$	Rozdíl teploty před a po provedení jízdní režimu	°C
$t$	Čas obecně	sec
$t_{30}$	Čas při jízdě ze svahu konstantní rychlostí	sec
$t_{100}$	Čas zrychlování na 100 km/h	sec
$t_{130}$	Čas zrychlování na 130 km/h	sec
$t_{z_1}$	Čas brzdění z rychlosti 191 km/h	sec
$t_{z_2}$	Čas brzdění z rychlosti 130 km/h	sec
$V_{(t)}$	Rychlost automobilu závislá na čase	$m \cdot s^{-1}$
$V_{30}$	Rychlost konstantní 30 km/h	$m \cdot s^{-1}$
$V_{100}$	Rychlost automobilu 100 km/h	$m \cdot s^{-1}$
$V_{130}$	Rychlost automobilu 130 km/h	$m \cdot s^{-1}$
$V_{191}$	Maximální rychlost automobilu 191 km/h	$m \cdot s^{-1}$
$W$	Práce konaná třecí silou	J
$Z_1, Z_2$	Radiální reakce	N
$\alpha$	Úhel podélného sklonu	°
$\alpha_p$	Součinitel přestupu tepla	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\varepsilon_{ref}$	Referenční hodnota kritického přetvoření	–
$\varepsilon_{ertr}$	Limitní hodnota přetvoření	–
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Hlavní napětí	MPa
$\overline{\sigma_1}, \overline{\sigma_2}, \overline{\sigma_3}$	Hlavní napětí zohledňující vlastnosti materiálu	MPa
$\sigma_a$	Amplituda napětí	MPa
$\sigma_{AK}$	Limitní amplituda napětí	MPa
$\sigma_{BK}$	Únavová pevnost zohledňující proměnnou amplitudu	MPa
$\sigma_{BK,max}$	Max. únavová pevnost zohledňující proměnnou amplitudu	MPa
$\sigma_H$	Hydrostatické napětí	MPa
$\sigma_{GH}$	Ekvivalentní napětí	MPa
$\sigma_{GH,q}$	Ekvivalentní napětí zohledňující vlastnosti materiálu	MPa
$\sigma_m$	Střední napětí	MPa
$\sigma_{NH,q}$	Maximální hlavní napětí zohledňující vlastnosti materiálu	MPa

$\sigma_{SK}$	Pevnost kotouče	MPa
$\sigma_{WK}$	Mez únavy pro střídavé namáhání	MPa
$\sigma_{w,zd}$	Mez únavy materiálu	MPa
$\sigma_V$	Kombinované redukované napětí	MPa
$\Delta\sigma$	Rozkmit napětí	MPa
$\lambda$	Měrná tepelná kapacita	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$\Phi_1$	Tepelný tok na začátku brzdění z max. rychlosti	W
$\Phi_2$	Tepelný tok na začátku brzdění ze 130 km/h	W
$\Phi_3$	Tepelný tok v průběhu udržování konstantní rychlosti	W
$\varphi$	Součinitel adheze	–
$\rho$	Hustota	$kg \cdot m^{-3}$

## ÚVOD

Problematika bezpečnosti silničního provozu nepřestává být aktuálním tématem ani v takto pokročilé době. Jednou z hlavních příčin je neustále přibývajícím počet dopravních nehod, které v lepších případech vedou ke hmotným škodám, v případech horších k sociálním ztrátám. Ke zvýšení bezpečnosti automobilového provozu přispívá aktivní bezpečnost dopravních prostředků, kde mezi stěžejní prvky bezesporu patří účinná a spolehlivá třecí kotoučová brzda.

Třecí kotoučová brzda je v současné době i přes značný rozvoj elektronických systémů v automobilovém průmyslu stále nejrozšířenějším typem kolové brzdy silničních osobních vozidel. Vzhledem k přenosu sil na brzdící automobil má kotoučová brzda zcela zásadní význam na kolech přední nápravy. Během fáze brzdění dochází vlivem třecích účinků k přeměně většiny kinetické energie na energii tepelnou, prostřednictvím čehož dochází k silnému namáhání konstrukčních uzlů kotoučové brzdy. Mezi nejvíce namáhané tyto uzly se obvykle řadí brzdový kotouč, na který je diplomová práce zvláště zaměřena.

Cílem diplomové práce je návrh koncepce třecí kotoučové brzdy pro osobní automobil včetně kontroly pevnosti, únavy a tepelného namáhání brzdového kotouče. Teoretická část práce je zaměřena na řešení provedení brzdových soustav u osobních silničních vozidel a dále pojednává o požadavcích na brzdové systémy z hlediska legislativy. Důraz je kladen na popis problematiky kotoučových brzd a blíže je zde pojednáno o homologačních zkouškách brzdových systémů. Další část práce stanovuje vstupní parametry výpočtu. Je zde popsána volba vozidla a jízdní režimy. V praktické části práce je proveden samotný návrh koncepce třecí kotoučové brzdy přední nápravy osobního automobilu včetně brzdových desek a kotouče. Na základě okrajových podmínek zvolených s ohledem na vybrané jízdní režimy je provedena kontrola tepelného namáhání, pevnosti a únavy brzdového kotouče. Kontrola tepelného namáhání je provedena analytickými i numerickými postupy. Výsledky stanovené v pevnostní a únavové kontrole jsou posuzovány dle výpočtové metodiky FKM. Závěrečná část práce se zabývá hodnocením dosažených výsledků.



# 1 POŽADAVKY NA BRZDOVÉ SYSTÉMY Z HLEDISKA LEGISLATIVY

V této kapitole je obsažen stručný popis legislativy týkající se požadavků na brzdové zařízení silničních osobních vozidel a blíže je pojednáno o zkoušení brzdových vlastností.

V České republice jsou v platnosti zákony, vyhlášky a nařízení Ministerstva dopravy, které jsou v souladu se soustavou (homologačních) předpisů *Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK/OSN)*. Mezi nejvýznamnější právní předpisy, které se zabývají mimo jiné brzdovými systémy, lze zařadit:

- EHK/OSN č. 13 – Jednotná ustanovení pro homologaci vozidel kategorií M, N a O z hlediska brzdění;
- EHK/OSN č. 13-H – Jednotná ustanovení pro homologaci osobních automobilů z hlediska brzdění;
- Zákon č. 361/2000 Sb., o provozu na pozemních komunikacích a o změnách některých zákonů (zákon o silničním provozu), ve znění pozdějších předpisů;
- Vyhláška č. 341/2014 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, ve znění pozdějších předpisů.

Hlavními důvody k uvedení homologačních předpisů v platnost je vzájemná kompatibilita jednotlivých komponent i celého vozidla, přiměřená šetrnost k okolí a dostatečná úroveň bezpečnosti posádky. Základních tzv. legislativních požadavků na brzdná zařízení vozidel, které jsou v uvedených předpisech předepsány, existuje několik:

- minimální brzdná dráha nebo maximální velikost zpomalení,
- zachování stability při brzdění,
- zajištění pohodlné jízdy při provozním brzdění vozidla,
- ulehčení práce řidiče při brzdění,
- zachování brzdových vlastností i po několikerém brzdění a dlouhodobém provozu,
- spolehlivá činnost brzd ve všech podmínkách,
- malá hmotnost a rozměry, životnost a provozní spolehlivost.

Vzhledem k faktu, že dodržení těchto požadavků má přímý vliv na aktivní bezpečnost, jsou účinky brzdových zařízení důsledně zkoušeny. Měřítkem účinku brzdových zařízení během jízdy

vozidla je brzdná dráha, brzdné zpomalení a ovládací síla působící na pedál nebo páku při brzdění. Při stání vozidla je měřítkem účinku tzv. brzdny sklon, tj. je sklon svahu, na kterém lze vozidlo udržet pouze parkovacím brzděním. Zkoušky brzdnych zařízení lze rozdělit do následujících skupin:

- homologační zkoušky,
- výzkumně-vývojové zkoušky,
- kontrolní zkoušky,
- zkoušky brzdnych zařízení vozidel jako celku,
- zkoušky komponent brzdových soustav.

Další řádky této kapitoly, není-li uvedeno jinak, jsou věnovány pouze homologačním zkouškám brzd vycházejících z předpisu *EHK/OSN č. 13-H*. Homologační zkoušky osobních automobilů dle výše uvedeného předpisu, který platí pro brzdění motorových vozidel kategorie M<sub>1</sub> a N<sub>1</sub>, vychází z přílohy č. 3 – *Brzdne zkoušky a účinnost brzdových systémů*. V předpisu jsou mj. stanoveny metodiky jednotlivých zkoušek, hodnotící kritéria a jejich hodnoty pro splnění těchto zkoušek. Předepsaný účinek pro brzdové systémy je založen na brzdne dráze a na středním brzdne zpomalení. Brzdna dráha dle tohoto předpisu je: „*dráha, kterou vozidlo ujede od okamžiku, kdy řidič začne působit na ovladač brzdového systému až do okamžiku, kdy se vozidlo zastaví; počáteční rychlost je rychlost v okamžiku, kdy řidič začne působit na ovladač brzdového systému; počáteční rychlost nesmí být nižší než 98 % rychlosti předepsané pro příslušnou zkoušku*“.

Kdežto střední brzdne zpomalení  $d_m$  se vypočítá jako střední zpomalení, které je funkcí vzdálenosti ujeté v intervalu  $v_b$  až  $v_e$ , podle následujícího vztahu:

$$d_m = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25,92 \cdot (s_e - s_b)} [m \cdot s^{-2}], \quad (1)$$

kde:

- $v_o$  je počáteční rychlost vozidla v  $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ ,
- $v_b$  je rychlost vozidla při  $0,8v_o$  v  $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ ,
- $v_e$  je rychlost vozidla při  $0,1v_o$  v  $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ ,
- $S_b$  je dráha, kterou vozidlo ujede mezi  $v_o$  a  $v_b$ , v metrech,
- $S_e$  je dráha, kterou vozidlo ujede mezi  $v_o$  a  $v_e$ , v metrech.

Podle typu a účelu zkoušky a kategorie vozidla se předepisují podmínky pro průběh zkoušky. Předepsanými podmínkami (parametry) jsou daná hmotnost a rychlost vozidla, velikost síly

působící na ovládací orgán, stav pneumatik (teplota, tlak huštění), sklon a adheze zkušební dráhy a povětrnostní vlivy. Předepsaných parametrů musí být dosaženo bez blokování kol při rychlostech přesahujících  $15 \text{ km.h}^{-1}$ , bez vybočení vozidla z pruhu širokého  $3,5 \text{ m}$  při překročení úhlu stáčení  $15^\circ$  a bez abnormálních vibrací. V předpisu jsou mj. stanoveny tři základní typy zkoušek:

a) Zkouška typu 0

Jedná se o základní zkoušku účinku brzd zastudena. Průměrná teplota provozních brzd (přesněji kotoučů nebo bubnů) musí být před každým brzděním menší než  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ . Zkouška může být provedena jak při zatížení vozidla na nejvyšší technicky přípustnou hmotnost, tak při zatížení na provozní hmotnost. Existují dvě varianty provedení zkoušky tohoto typu:

- s odpojeným motorem,
- se zapojeným motorem.

Zkoušení provozních brzd se provádí za podmínek uvedených v tabulce 1. Při těchto zkouškách jsou sledujícími parametry brzdná dráha, střední plné brzdné zpomalení i chování vozidla v průběhu brzdění.

Tabulka 1 Podmínky zkoušky brzd typu 0 [3]

<b>Zkouška typu 0 s odpojeným motorem</b>	v	100 km/h
	$s \leq$	$0,1v + 0,0060 v^2$ [m]
	$d_m \geq$	$6,43 \text{ m.s}^{-2}$
<b>Zkouška typu 0 se zapojeným motorem</b>	v	$80 \% v_{\max} \leq 160 \text{ km.h}^{-1}$
	$s \leq$	$0,1 v + 0,0067 v^2$ [m]
	$d_m \geq$	$5,76 \text{ m.s}^{-2}$
	f	6,5 – 50 daN

kde:

- v je počáteční rychlost vozidla v  $\text{km.h}^{-1}$ ,
- s je brzdná dráha v metrech,
- $d_m$  je střední plné brzdné zpomalení v  $\text{m.s}^{-2}$ ,
- f je síla aplikovaná na pedál v daN,
- $v_{\max}$  je maximální rychlost vozidla v  $\text{km.h}^{-1}$ .

### b) Zkouška typu I

Jedná se o zkoušku zeslabování brzdného účinku vlivem růstu teploty brzd, která je předepsána pro všechna motorová vozidla. Principem je vykonání několika po sobě se opakujících brzdění a uvolnění brzd s rozjezdem na stanovenou rychlost při zatížení na největší technicky přípustnou hmotnost podle podmínek uvedených v tabulce 2.

Tabulka 2 Podmínky zkoušky brzd typu I [3]

$v_1$ (km.h <sup>-1</sup> )	$v_2$ (km.h <sup>-1</sup> )	$\Delta t$ (s)	n
80 % $v_{\max} \leq 120$	0,5 $v_1$	45	15

kde:

- $v_1$  je počáteční rychlost na počátku brzdění v km.h<sup>-1</sup>,
- $v_2$  je rychlost na konci brzdění v km.h<sup>-1</sup>,
- $v_{\max}$  je maximální rychlost vozidla v km.h<sup>-1</sup>,
- n je počet brzdění,
- $\Delta t$  je trvání brzdného cyklu: čas, který uplyne mezi začátkem jednoho brzdění a začátkem brzdění následujícího.

Jestliže vozidla nejsou schopna dodržet předepsané trvání „ $\Delta t$ “, je povoleno délku cyklu prodloužit. Síla působící na ovládací prvek musí být taková, aby se při každém brzdění dosáhlo středního brzdného zpomalení  $3 \text{ m.s}^{-2}$ . V průběhu brzdění musí být zařazen nejvyšší rychlostní stupeň. Po vykonání předepsaného cyklu (na konci zkoušky typu I) se provede měření účinku za podmínek stejných jako u zkoušky typu 0 s odpojeným motorem. Účinek s ohřátými brzdami nesmí být menší než 75 % předepsaného účinku a zároveň menší než 60 % hodnoty zjištěné při zkoušce typu 0 s odpojeným motorem.

### c) Zkouška typu II

Jedná se o zkoušku chování brzd při klesání, která se provádí při zatížení na největší technicky přípustnou hmotnost. Vozidla musí být zkoušena tak, aby byla pohlcována taková energie, která vzniká za stejnou dobu u vozidla jedoucího střední rychlostí 30 km/h na klesání 6 % na dráze 6 km dlouhé, přičemž je zařazen vhodný rychlostní stupeň – takový, aby otáčky motoru (min<sup>-1</sup>) nepřekročily maximální povolenou hodnotu. Na konci této zkoušky se musí neprodleně provést zkouška za podmínek jako u typu 0 s odpojeným motorem (teploty mohou být odlišné). Zbývající brzdný účinek provozního brzdění s ohřátými brzdami musí být takový, aby nedošlo k překročení brzdné dráhy definované předpisem.

Výše uvedené typy zkoušek a jejich kombinace bývají v rámci homologačních zkoušek standardně použity pro ověření účinku jednotlivých druhů brzdových soustav. V případě silničních osobních vozidel se jedná o brzdovou soustavu provozní, parkovací a nouzovou.

Použitá literatura v kapitole 2: [1], [2], [3], [4].

## 2 REŠERŠE PROVEDENÍ BRZDOVÝCH SOUSTAV U OSOBNÍCH VOZIDEL

Tato kapitola se zabývá popisem provedení brzdových soustav, které v nedávné minulosti byly nebo v současné době jsou používány u osobních silničních vozidel. Dále je rozebrána většina jednotlivých ústrojí používaných v brzdových soustavách.

### 2.1 Třecí brzdy [5], [6]

Účelem brzdových soustav montovaných na vozidle je umožnit snížení rychlosti pohybujícího se vozidla, zastavení vozidla a zajištění stojícího vozidla proti samovolnému pohybu. Z hlediska bezpečnosti provozu jsou brzdy nejdůležitějším konstrukčním celkem. Obvykle se brzdění dosahuje třením mezi rotujícími a pevnými částmi vozidla, např. mezi brzdovým kotoučem a brzdovým obložením. Vlivem tření je v brzdách (v třecích částech) kinetická energie vozidla přeměněna z největší části na energii tepelnou, kterou je nutno odvádět do okolního prostředí. Třecí brzdou je v dnešní době vybavena většina silničních vozidel splňující současné předpisy *EHK/OSN č. 13*. Principem této brzdy je vznik brzdného momentu vlivem tření mezi otáčející se a pevnou částí. Brzda bývá nejčastěji umístěna v kole vozu, přičemž otáčející se část je spojena zpravidla šroubovým spojem přímo s nábojem kola. Pro brzdění osobních vozidel se využívá dvou typů třecích brzd, tj. bubnových a kotoučových.

#### 2.1.1 Bubnové brzdy

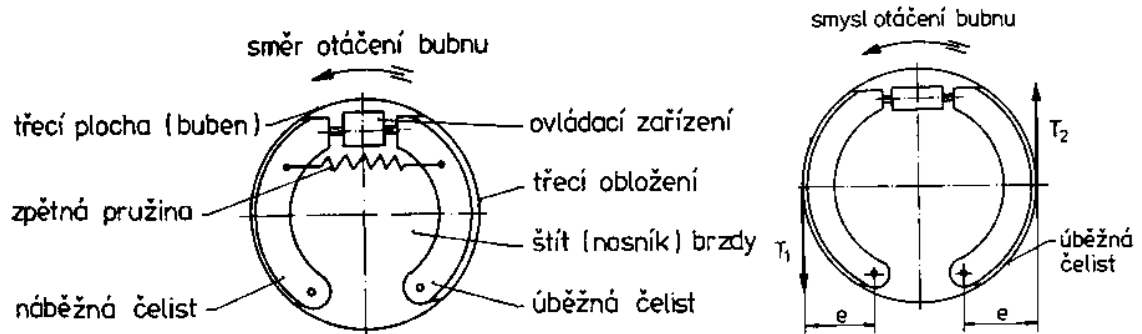
Bubnové brzdy, hlavně pro své nedostatky, se u dnešních vozidel převážně používají pouze pro brzdění kol na zadní nápravě nebo jako parkovací brzda a nouzová u kotoučových brzd.

##### Konstrukce a funkce

Na obrázku 1 jsou uvedeny základní konstrukční části bubnové brzdy. Rotující částí je brzdový buben, který je pevně uchycen k náboji kola. Brzdové čelisti spolu s částmi pro vytváření přitlačné síly jsou uloženy na štítu brzdy. Štít je pevně uchycen na závěsu kola. Po sešlápnutí brzdového pedálu jsou brzdy uvedeny do činnosti. Brzdové čelisti s obložením jsou přitlačeny pomocí rozpěrného zařízení na vnitřní plochu rotujícího bubnu, čímž vznikne v kontaktu tření (třecí dvojce). Rozpěrná síla (normálová síla v kontaktní ploše), působící na čelisti, může být vyvíjena hydraulicky brzdovými válečky (provozní brzda hydraulických brzdových systémů) nebo mechanickým ústrojím a rozpěrnou pákou (parkovací brzda).

Brzdové čelisti se vzhledem k jejich uložení vůči smyslu otáčení bubnu rozdělují na čelist náběžnou a úběžnou. Náběžná čelist se při brzdění pohybuje ve směru shodném se směrem

otáčení brzdového bubnu. Z toho důvodu moment od třecí síly ( $T_1 \cdot e$ ) zvyšuje normálovou sílu v kontaktní ploše náběžné čelisti na třecí plochu bubnu (dochází ke zvýšení účinku náběžné čelisti). U úběžné čelisti naopak moment vyvozený od třecí síly normálovou sílu v kontaktní ploše zmenšuje.

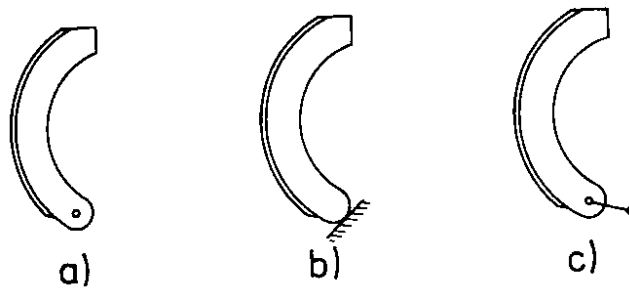


Obrázek 1 Schéma bubnové brzdy [5]

### Způsob uložení a konstrukce brzdových čelistí

Přítlačení čelistí na třecí plochu je realizováno pomocí ovládacího zařízení, které působí na jednom konci obou čelistí. Druhý konec čelistí (viz obrázek 2) může být uložen:

- Otočně – čelisti jsou otočně uloženy na kotevním čepu a mají  $1^\circ$  volnosti;
- Volně – čelisti mají  $2^\circ$  volnosti a existují jako:
  - Plovoucí – jsou kluzně opřeny o kotevní opěru;
  - Nakotvené – jsou uloženy pomocí výkyvné vzpěry na čepu.



Obrázek 2 Uložení čelistí: a) otočná čelist, b) volná plovoucí čelist, c) volná nakotvená čelist [5]

Konstrukčně jsou brzdové čelisti provedeny do tvaru půlměsíce s profilem T, čímž je dosažena požadovaná tuhost. Čelisti (pro osobní vozidla) jsou zpravidla vyrobeny z ocelového plechu nebo odléváním ze slitin lehkých kovů. Na brzdových čelistech je nalepeno nebo přinýtováno třecí obložení. Jedná se o kompozitní materiál vyráběný práškovou metalurgií z různých kovů a pojidel.

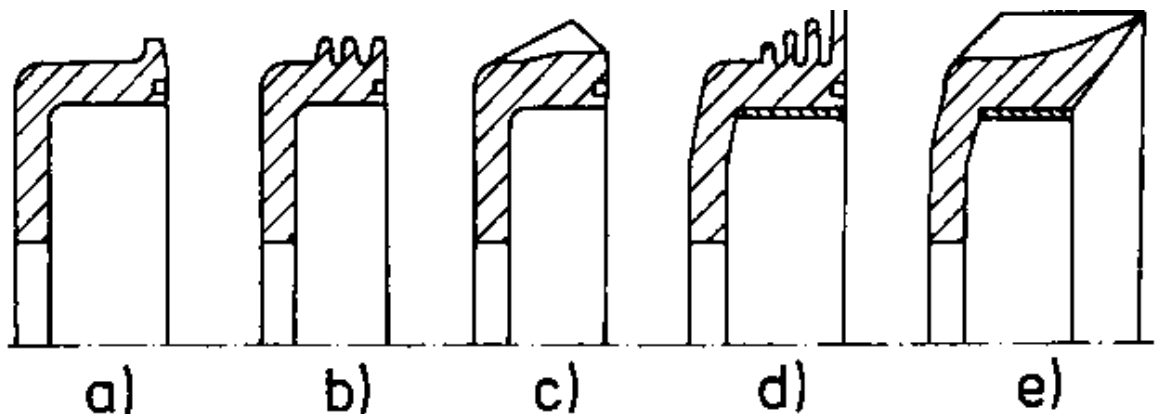
## **Brzdový buben**

Představuje rotační část brzdy a je pevně uchycen na hlavě nebo k náboji kola pomocí šroubů. Brzdový buben při provozu musí vyhovovat následujícím požadavkům:

- velká odolnost proti otěru,
- tvarová (rozměrová) stálost,
- dobrá tepelná odolnost a vodivost,
- dostatečná tuhost,
- korozivzdornost,
- centrické otáčení s co nejmenší házivostí.

Splnění zmíněných požadavků je mj. dosaženo volbou optimálního materiálu nebo vhodným technologickým a konstrukčním opatřením bubnu. Technologickým opatřením se rozumí např. úprava třecích ploch (jemné soustružení, broušení).

Příklady konstrukčních provedení brzdových bubnů, které jsou v praxi běžně používány, jsou uvedeny na obrázku 3. Odlišnost mezi jednotlivými provedení je dána převážně počtem žebér, kterými jsou bubny opatřeny a jejich směrem (obvodový nebo příčný směr). Žebra mají za následek zvýšení tuhosti a vlivem zvětšení chladicí plochy je zlepšen odvod tepla. Zvýšení tepelné odolnosti lze dosáhnout použitím dvoumateriálového brzdového bubnu. Běžně používaným materiálem brzdových bubnů je litina s lamelárním grafitem, temperovaná litina, litina s globulárním grafitem, ocelolitina nebo dvoumateriálový odlitek lehkého kovu s litinou.



Obrázek 3 Příklady konstrukčních provedení brzdových bubnů: a) buben s jedním obvodovým žebrem, b) buben s více obvodovými žebry, c) buben s příčnými žebry, d) dvoumateriálový buben s obvodovými žebry, e) dvoumateriálový buben s příčnými žebry [5]



### Konstrukční provedení

Bubnové brzdy existují v několika konstrukčních provedeních (viz obrázek 4). Podle druhu ovládání a způsobu uložení brzdových čelistí je lze rozdělit na:

- a) Simplex (jednoduchá brzda);
- b) Duplex (dvojběžná brzda);
- c) Servo (Brzda se spřaženými čelistmi);
- d) Duo – duplex (dvojběžná brzda obousměrná);
- e) Duo – servo (brzda se spřaženými čelistmi obousměrná);

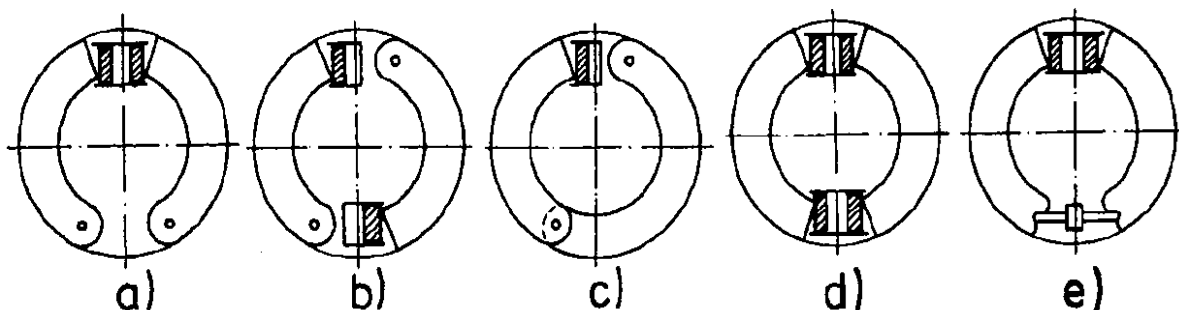
Brzda Simplex je konstrukčně nejjednodušší typ bubnové brzdy. Konstrukce je tvořena náběžnou a úběžnou brzdovou čelistí. K přitlačování obou čelistí na buben je určen jeden společný prvek. Tyto brzdy mají při jízdě vpřed a vzad stejnoměrný účinek, ale pouze malé samozesílení. K většímu opotřebení dochází na čelisti náběžné.

Brzda Duplex má při jízdě vpřed obě čelisti náběžné. Každá čelist je ovládána samostatně (standardně jednopístkovým válečkem). Při jízdě vpřed obě čelisti pracují jako náběžné. Naopak nevýhodou je malý brzdový moment při jízdě vzad – čelisti fungují jako úběžné.

U brzdy Servo jsou čelisti spojeny rozpěrným čepem. Touto vazbou je zajištěn přenos reakce z náběžné čelisti na čelist sekundární, čímž je navýšena přitlačná síla a sekundární čelist tak pracuje též jako náběžná. Obě čelisti jsou rozpínány jedním ovládacím prvkem.

Brzda Duo – duplex vzhledem ke konstrukčnímu provedení (dva obousměrné dvoupístkové brzdové válečky) je schopna vytvořit brzdový účinek v obou směrech jízdy stejný.

U brzdy Duo – servo je samozesílení náběžné brzdové čelisti využito pro přitlak čelisti druhé, též náběžné. Čelisti jsou spojeny plovoucí (pohyblivou) opěrkou. Brzdový účinek je při jízdě vpřed i vzad stejný.



Obrázek 4 Konstrukční provedení bubnových brzd [5]

## **Ovládací zařízení**

Přítlačení čelistí na vnitřní plochu bubnu je u osobních silničních vozidel realizováno standardně pomocí hydraulického kolového válce. Tlakem v kolovém válci (vytvořeným prostřednictvím hlavního brzdového válce) působícím na pístky je vytvořena rozpěrná ovládací síla, čímž jsou tlačné čepy přítlačeny na čelist. Zpravidla se využívá dvou typů kolových válců:

- jednočinný kolový válec,
- dvojčinný kolový válec.

Jednočinným kolovým válcem je ovládána pouze jedna čelist a je použit u bubnových brzd s provedením Duplex a Servo. Při použití dvojčinného kolového válce je umožněn rozdílný zdvih pístu (výhodný při nestejném opotřebení obložení náběžné a úběžné čelisti). Používá se pro ovládání brzd s provedením Simplex, Duo – duplex a Duo – servo.

## **Vlastnosti bubnových brzd**

Uzavřená konstrukce bubnů, se kterou je spojena celá řada nevýhod, může mít vzhledem k vysokým nárokům na minimalizaci zatěžování životního prostředí pro budoucnost důležitou výhodu. Při brzdění z uzavřené konstrukce totiž nedochází k úniku do okolního prostředí takového množství mikroskopických prachových částic než z brzd kotoučových. Další výhodou je ochrana konstrukce před vniknutím nečistot, snadná realizace parkovací brzdy nebo např. dlouhá životnost brzdového obložení.

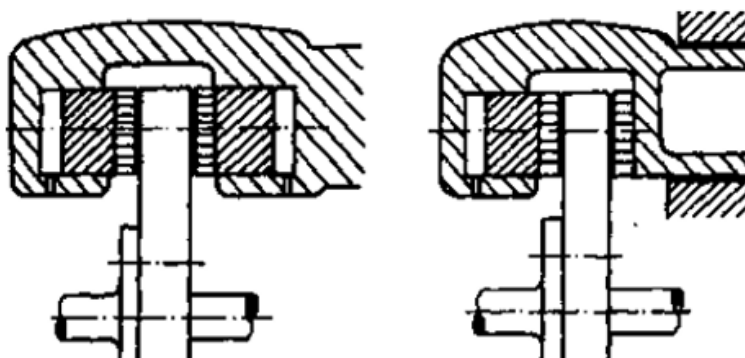
Hlavní nevýhodou bubnových brzd je problematický odvod tepla vzhledem k uzavřené konstrukci, čímž může dojít k tzv. „fadingu“ (vadnutí brzd). Další nevýhodou může být obtížná výměna obložení a vykonání potřebné pravidelné údržby.

Z důvodu výše uvedených nedostatků je z použití bubnových brzd v současnosti postupně opuštěno, a proto se práce věnuje návrhem kotoučové brzdy pro brzdění kol přední nápravy.

### **2.1.2 Kotoučové brzdy**

U většiny nových vozidel s hydraulickou brzdovou soustavou jsou přední i zadní kola brzděna kotoučovou brzdou nebo pouze kola na přední nápravě v kombinaci s brzděním zadních kol brzdou bubnovou. Nasazení bubnových brzd je ovšem zcela omezeno výkonem (motorizací), hmotností a předpokládaným místem provozu vozidla. Na obrázku 5 je zobrazeno možné konstrukční provedení kotoučové brzdy, které lze realizovat dvěma způsoby:

- kotoučová brzda s pevným třmenem,
- kotoučová brzda s plovoucím třmenem.

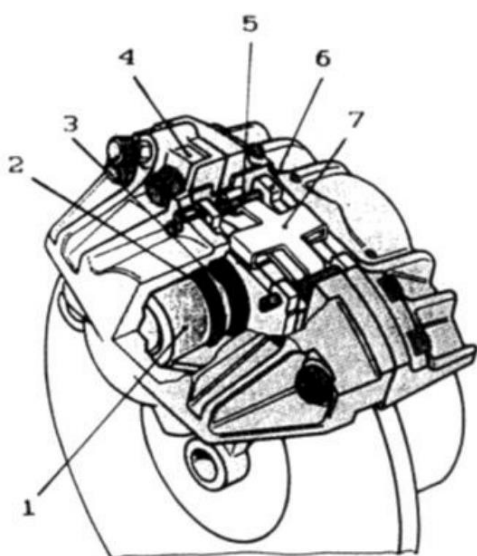


Obrázek 5 Kotoučová brzda s pevným a plovoucím třmenem [5]

### **Kotoučová brzda s pevným třmenem:**

V současnosti je provedení kotoučové brzdy s pevným třmenem (viz obrázek 6) použito obvykle pro brzdění závodních vozidel. Konstrukce třmenu je tvořena dvěma až osmi pístky. Pevný třmen je spojen šroubovým spojem se závěsem kola a je složen ze dvou částí. V každé části je umístěn stejný počet pístků uložených ve válci. Propojení brzdových válců je provedeno pomocí kanálek (potrubí). Odvzdušnění (na vrchní části třmenu) je převážně řešeno pomocí šroubu. Brzda je uvedena do činnosti sešlápnutím brzdového pedálu, kdy dojde k nárůstu tlaku působícího na pístky, čímž nastane přitlačení brzdových destiček na kotouč. Vlastnostmi této brzdy jsou:

- relativně jednoduchá (konstrukčně i výrobně) tuhá konstrukce,
- snadnější udržení stálého tlaku v třecí ploše i při nerovnostech na povrchu kotouče,
- vibrace jsou značně tlumeny hydraulikou válečků po obou stranách,
- nutnost dvou nebo více válečků (více dílů – dražší výroba).



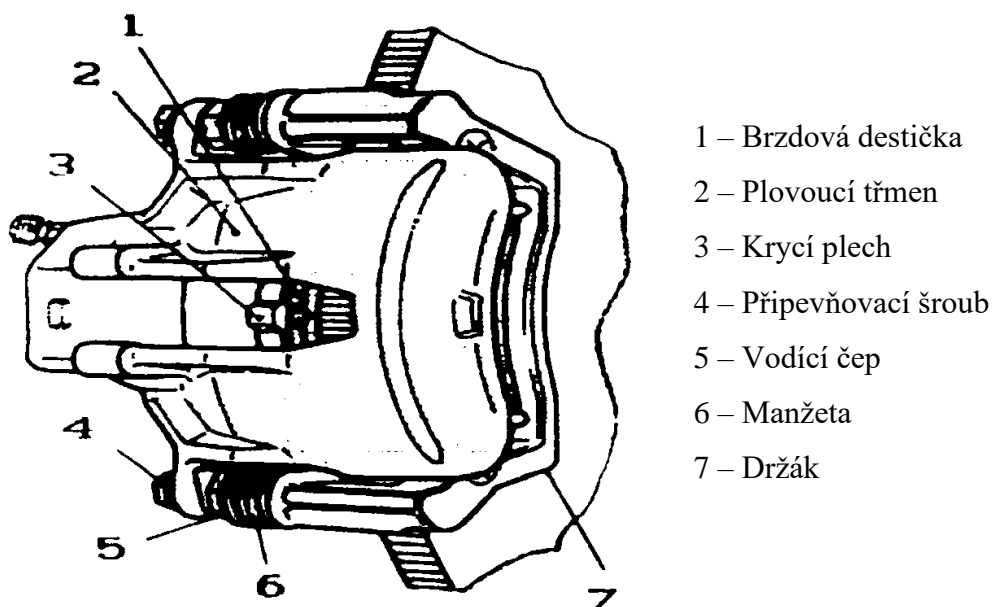
- 1 – Píst
- 2 – Těsnicí kroužek
- 3 – Ochranná manžeta
- 4 – Pevný třmen
- 5 – Přidržovací kolík
- 6 – Brzdová destička
- 7 – Rozpěrná pružina

Obrázek 6 Kotoučová brzda s pevným třmenem [6]

### Kotoučová brzda s plovoucím třmenem

Jedná se o standardní provedení třmenu kotoučové brzdy používané u dnešních vozidel, viz obrázek 7. Brzda je složena ze dvou hlavních konstrukčních částí – držáku (pevná část) a plovoucího třmenu (pohyblivá část). Těleso třmenu je posuvné. Hydraulický brzdový válec je uložen na vnitřní straně kola. Držák brzdy slouží k upevnění na závěsech kola a je určen k vedení třmenu. Vedení může existovat v několika konstrukčních provedeních:

- vedení zuby,
- vedení čepem<sup>1</sup>,
- kombinované vedení čepem a zuby,
- vedení čepem s výkyvným plovoucím třmenem.



Obrázek 7 Kotoučová brzda s plovoucím třmenem s vedením čepem [6]

### Kotoučová brzda s plovoucím třmenem s vedením čepem

Na straně držáku s válečkem (vnitřní strana brzdy) jsou na třmenu našroubovány dva vodící čepy pomocí připevňovacích šroubů. V držáku jsou vyrobeny dva otvory, ve kterých je posuvně uložen třmen s vodícími čepy. Vnitřní prostory otvorů se vyplňují mazacím tukem a pro lepší vedení mohou být opatřeny kluznou (např. teflonovou) vložkou.

Brzdění je realizováno působením tlaku na píst, jehož prostřednictvím je vnitřní brzdová destička přitlačena proti kotouči. Po styku vnitřní brzdové destičky s kotoučem je třmen

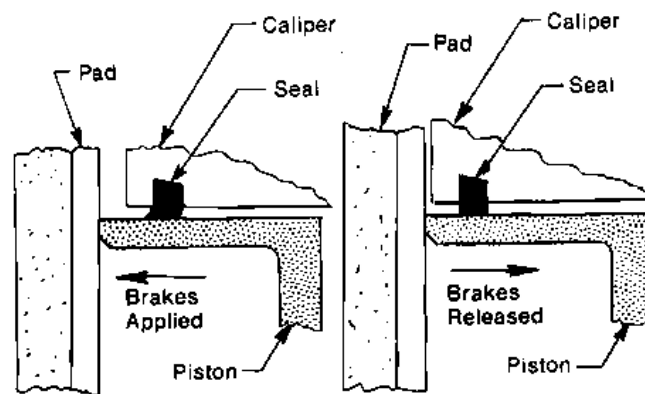
<sup>1</sup> Nejčastější provedení vedení.

působením reakční síly posunut v opačném směru. Po překonání vůle je vnější brzdová destička přitlačena proti kotouči. Charakteristikami tohoto provedení jsou:

- jednodušší přitlačné ústrojí (váleček pouze na jedné straně),
- přívětivější chlazení válečku,
- snazší umístění,
- složitější uchycení třmenu na držáku (riziko vzniku vůle nebo zadírání v držáku),
- riziko většího opotřebení destičky, na kterou působí píst,
- vibrace velké hmoty třmenu v případě nerovného povrchu kotouče.

### Vracení pístu

Na obrázku 7 je znázorněn systém nastavování vůle od brzdového kotouče. Jedná se o variantu nastavování automatické vůle (odlehlosti) pomocí házivosti kotouče a deformace pryžového kroužku. Pryžový kroužek, uložený v drážce brzdového válečku, je vlivem pohybu pístu a vzniku adhezního tření, při brzdění elasticky zdeformován. Při odbrzdění (poklesu tlaku v brzdovém ústrojí) je vlivem elastického chování pryžového kroužku zpětnou reakcí dosaženo vůle mezi brzdovou destičkou a kotoučem. Brzdové destičky u většiny provedení jsou k pístům přitlačeny pomocí rozpěrné pružiny, čímž je dosaženo případného tlučení nebo klepání obložení. Pryžový kroužek má mimo to funkci těsnění vnitřních prostorů.



Obrázek 8 Princip nastavování vůle těsnícím kroužkem [7]

### Brzdový kotouč

Na obrázku 9 je brzdový kotouč znázorněn ve třech konstrukčních provedeních. První varianta – plochý nevětraný kotouč – je z hlediska konstrukce nejméně složitá. V porovnání s větraným má při shodných zástavbových rozměrech větší tepelnou kapacitu<sup>2</sup>, tzn. je vhodnější pro

<sup>2</sup> Důvodem je větší hmotnost.

jednorázová intenzivní brzdění. V tomto případě se na chlazení kotouče ve velké míře podílí odvod tepla radiací a kondukcí. Naopak nevýhodou je riziko, že při dlouhodobějším namáhání může dojít k průchodu tepla k ložiskům kola z důvodu krátké dráhy vedení anebo vlivem tvaru k jeho zvlnění, v horším případě zborcení. U běžných vozidel se nepoužívá.

Provedení kotouče s hrcovitým tvarem umožňuje tyto nedostatky eliminovat. Jedná se o stabilnější konstrukci s větší plochou k odvodu tepla, kde přechod z třecích ploch na montážní může být realizován různým tvarem. Nejčastěji se vyžívá pro brzdění zadní nápravy.

Obvyklou variantou je větraný brzdový kotouč (tzv. s vnitřním chlazením). Při shodných zástavbových rozměrech má nižší tepelnou kapacitu než nevětraný, tzn. je vhodnější pro častější brzdění. Zde se při jízdě vozidla na chlazení kotouče nejzásadněji podílí odvod tepla konvekcí. Žebrované kotouče vlivem své geometrie mají problematický odvod tepla při nulových a nízkých otáčkách. Navíc při vysokých otáčkách kvůli ventilačnímu efektu dochází k aerodynamickému hluku. Brzdové kotouče s válcovými chladicími prvky mají jednak dobrý odvod tepla za jízdy ale také při stání vozidla, což je způsobeno dostatečným prostorem mezi chladicími prvky. Z toho důvodu jsou v současnosti nejpoužívanějším typem brzdových kotoučů určených na přední i zadní nápravu<sup>3</sup>.



Obrázek 9 Provedení brzdových kotoučů: plochý, hrcovitý, hrcovitý s odvětráním [8]

Nejběžnějším materiálem pro výrobu brzdových kotoučů je litina s lupínkovým grafitem<sup>4</sup>, která má velmi dobré tepelné a třecí vlastnosti a lze snadno odlévat. Nicméně grafitem ve formě lupínku jsou způsobeny vruby, což snižuje tepelnou únavovou pevnost.

<sup>3</sup> Brzdové kotouče přední nápravy jsou až třikrát více namáhány – vyžadují tak účinnější chlazení.

<sup>4</sup> Dříve nazývána jako šedá litina.

Vhodnějším materiálem pro více namáhané brzdové kotouče je litina s kuličkovým grafitem<sup>5</sup>, která je typická dobrými mechanickými a třecími vlastnostmi, ale o to horším chováním za zvýšených teplot z důvodu nižší tepelné vodivosti než litina s lupínkovým grafitem. Kuličkovým grafitem nejsou způsobeny vruby, tzn. má vyšší tepelnou únavovou pevnost. Porovnání struktur litin je uvedeno na obrázku 10 a 11.



Obrázek 10 Příklad struktury litiny s lupínkovým grafitem [9]



Obrázek 11 Příklad struktury litiny s kuličkovým grafitem [9]

Dalším materiálem pro výrobu brzdových kotoučů je keramika v kombinaci s uhlíkovým kompozitem. Materiál lze charakterizovat vysokou životností, vlivem vysoké tepelné vodivosti je odolný vůči přehřívání a má nízkou hmotnost<sup>6</sup>. Faktem je, že optimální provozní teplota se pohybuje okolo 200 °C, což dělá tento materiál, včetně vysoké ceny, nepoužitelným na kotouče pro běžná vozidla. Využití tak nachází u závodních vozidel. Porovnání tepelně mechanických vlastností běžných materiálů pro výrobu brzdových kotoučů je uvedeno v tabulce 3.

Tabulka 3 Fyzikální vlastnosti vybraných materiálů za standartních teplot

Veličina	Litina GJL-250	Litina GJS-500-7	Keramika + uhlíkový kompozit
$\rho / \text{kg} \cdot \text{m}^{-3} /$	7200	7100	1700
$c_p / \text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} /$	460	515	755
$\lambda / \text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} /$	48,5	35,2	300
$R_m / \text{MPa} /$	Min. 250 <sup>7</sup>	320	>2000

<sup>5</sup> Dříve nazývána jako tvárná litina.

<sup>6</sup> Jedná se o materiál s nízkou hustotou.

<sup>7</sup> Platí pro opracované odlité vzorky o směrodatné tloušťce stěny 5-50 mm.

## **Brzdové destičky**

Konstrukčně se skládají ze dvou základních částí – brzdového obložení a nosného plechu<sup>8</sup>. Nosným plechem jsou zajištěny mechanické vlastnosti brzdové destičky (např. zachycení silových reakcí nebo vedení obložení) a brzdovým obložáním jsou zabezpečeny brzdné vlastnosti (dovolený tlak, max. teplota, součinitel tření atd.).

Jedním z nejdůležitějších technologických provedení na brzdové destičce je dostatečně tuhé spojení nosného plechu s brzdovým obložáním, které je standardně realizováno pomocí lepeného spoje. Pro zlepšení pevnosti spoje bývá použito různých konstrukčních řešení (viz obrázek 12), mezi které lze zařadit zafixování třecí směsi do otvorů v nosném plechu nebo pro náročnější aplikace navaření fixační mřížky na podkladový plech a následné napečení třecího materiálu.



Obrázek 12 Ukázka konstrukční úpravy speciálního nosného plechu [10]

Nežádoucím projevem během brzdění při nízkých otáčkách kotouče a malých ovládacích silách působících na brzdovou destičku je hluk, který se projevuje pískáním. Tento nežádoucí zvuk, jehož odstraněním se zabývá nejedna renomovaná automobilka, vzniká nejčastěji vibracemi mezi nosným plechem a dosedací plochou pístu nebo mezi kotoučem a brzdovými destičkami. Problém je možno z velké části vyřešit nalepením antivibrační fólie<sup>9</sup> na vnější plochu nosného plechu.

Další vrstvou, ze které může být brzdová destička složena, je tepelná izolace, umístěná mezi nosným plechem a brzdovým obložáním. Funkce tepelné izolace vyplývá již podle názvu, tedy tepelné odizolování zbylé části destičky od vzniklého tepla při brzdění.

Klíčovými požadavky na brzdové desky jsou velká tepelná odolnost, vysoká mechanická pevnost, dlouhá životnost a konstantní součinitel tření při různých teplotách. Z toho důvodu je kladen velký důraz na materiál brzdových desek. U dříve používaných směsí materiálu brzdových desek byl obsažen azbest, který byl s postupem času ve všech vyspělých zemích,

<sup>8</sup> Též nazýváno jako ocelový nosič nebo kovová deska.

<sup>9</sup> Existuje i jako podložka vyrobená z tenkého kovového plechu.



podobně jako v ostatních odvětvích, zakázán coby karcinogenní. To vedlo k vývoji zcela nového typu brzdového materiálu. Podle druhu materiálu v kombinaci s běžnými brzdovými kotouči jsou v současnosti používány tři základní typy brzdových desek [11]:

- Organické – zpravidla nejlevnější varianta desek, často označovaná jako NAO (non-asbestos organic). Jedná se o měkčí typ brzdové desky s poměrně krátkou životností, vyrobený z vláken organických látek (např. kevlar, polyester atd.) s vysokou tepelnou odolností. Obsahem desek je 10-30 % kovu v kombinaci s různými syntetickými látkami. Obvykle se používá v součinnosti s brzdovým kotoučem ze šedé litiny;
- Polokovové – tvrdší typ brzdových desek v porovnání s organickými. Ve složení je standardně zahrnuto až 65 % kovu, nejčastěji železo, ocel, měď nebo různé kombinace. Obložení z tohoto materiálu dobře odolává vysokým teplotám, spolehlivě odvádí teplo z kotouče a má vyšší odolnost proti opotřebení. Vlivem tvrdší struktury materiálu desek, což má za následek zvýšené opotřebení brzdového kotouče, je použití polokovových desek u běžných vozidel méně častou variantou<sup>10</sup>;
- Keramické – nejmodernější varianta desek, jejíž základem je tvrdá keramika smíchaná převážně se syntetickým kaučukem a s vlákny mědi nebo jiného kovu. Jsou charakterizovány dlouhou životností a vysokou odolností proti mechanickému a tepelnému namáhání. Nevýhodou je vysoká cena a menší účinnost za nízkých teplot. Vhodné využití, stejně jako brzdové kotouče vyrobené z obdobného materiálu, je pro vysoce výkonná a sportovní vozidla.



Obrázek 13 Základní typy brzdových desek: vlevo – organické, uprostřed – polokovové, vpravo – keramické [11]

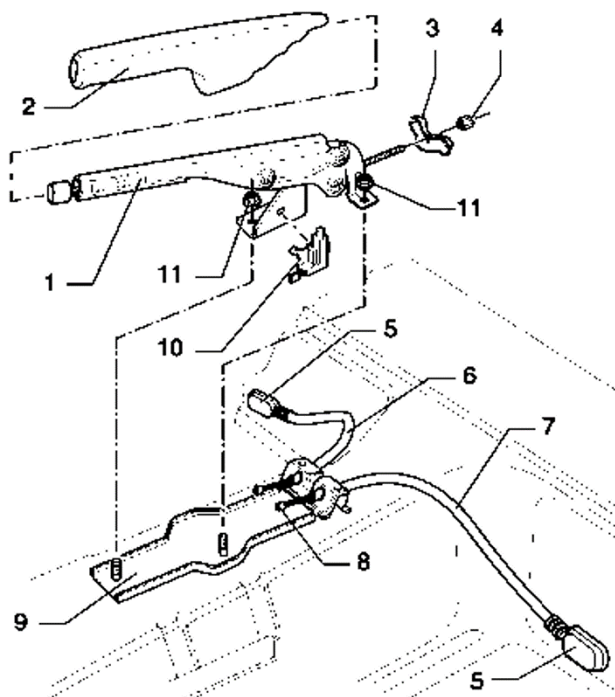
<sup>10</sup> Často se tento materiál používá pro výrobu brzdových destiček určených k brzdění nákladních a užitkových vozidel.

## 2.2 Mechanická brzdová soustava [5]

Mechanický převod byl v minulosti používán jako jediný způsob ovládní kolových brzd. Co se druhu přenosu energie týče, jedná se o přímočinnou brzdovou soustavu, kde energie potřebná k vytvoření brzdící síly, je pouze svalová síla řidiče. Vzhledem k nedostatkům (např. obtížné zajištění současného brzdění všech kol, vůle v převodu brzdy – nízká účinnost) byl mechanický převod s odstupem času a vývoje nových brzdových systémů nahrazen převážně převodem hydraulickým. V současnosti se mechanického převodu využívá zcela výhradně k brzdění přívěsných vozíků nebo k ovládní parkovací brzdy, která funguje nezávisle na hydraulickým okruhu hlavních brzd. Ovládací soustava je tvořena pákou ruční brzdy a mechanickým převodem, který zpravidla působí na brzdy kol umístěných na zadní nápravě.

Požadavkem na převodový systém je rovnoměrné rozdělení ovládací síly na obě kola, a to i při nerovnoměrném opotřebení třecích součástí. Z toho důvodu jsou v převodu vyrovnávací kladky nebo páky. Obvyklé použití systému je s proměnným převodem závislým na zdvihu ruční páky. Menší převod je určen k vymezení vůle mezi čelistmi a třecí plochou brzdového bubnu nebo kotouče. Funkcí většího převodu je vlastní přitlačení čelistí na třecí plochu. Tím se dosáhne v brzdovém mechanismu větší ovládací síly.

### Mechanická parkovací brzda

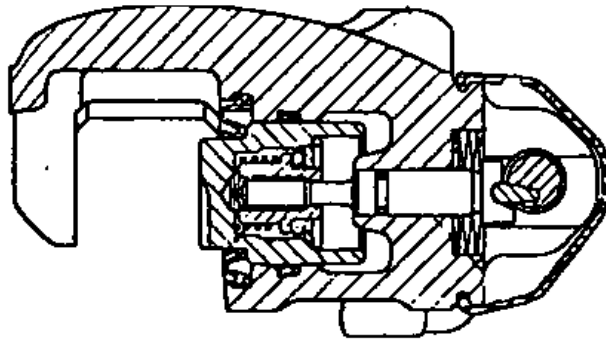


Obrázek 14 Montážní přehled ruční brzdy vozu Škoda Fabia I [12]

Na obrázku 14 je zobrazen konstrukční rozklad ruční páky vozu Škoda Fabia I. Rukojeť ruční brzdy (2) je nasunuta až na doraz tak, aby zapadla na vybrání v páce (1). Součástí páky je tlačítko s táhlem, pružinou a pouzdem táhla. Vyrovnávací třmen (3) je přitážen seřizovací maticí (4), která je zašroubovaná přes konec táhla. Průchodky (5) jsou nasunuty na pravé a levé vodící trubičky (6, 7), v nichž jsou uloženy lanka (8). Uložení ruční brzdy (9) je přivařeno na tunel karoserie. Spínač kontrolky ruční brzdy (10) je přicvaknut na páku (1). Samojistnou maticí (11) je páka (1) upevněna k uložení ruční brzdy (9).

### Kolová kotoučová parkovací brzda

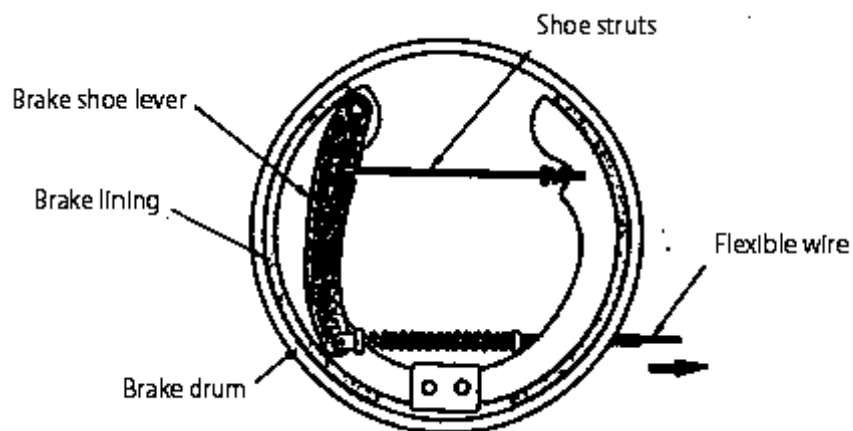
Kotoučová brzda s mechanismem parkovací brzdy je uvedena na obrázku 15. Oproti běžné kotoučové brzdě je v plovoucím třmenu provozní kotoučové brzdy obsaženo mechanické ovládání parkovací brzdy. Jeden z možných principů je založen na pootočení vačky, čímž je způsoben posuv pístu kapalinového brzdového válce prostřednictvím tyčky. Zpětný pohyb tyčky je zajištěn pomocí vratné pružiny



Obrázek 15 Kotoučová brzda s mechanismem parkovací brzdy [5]

### Kolová bubnová parkovací brzda

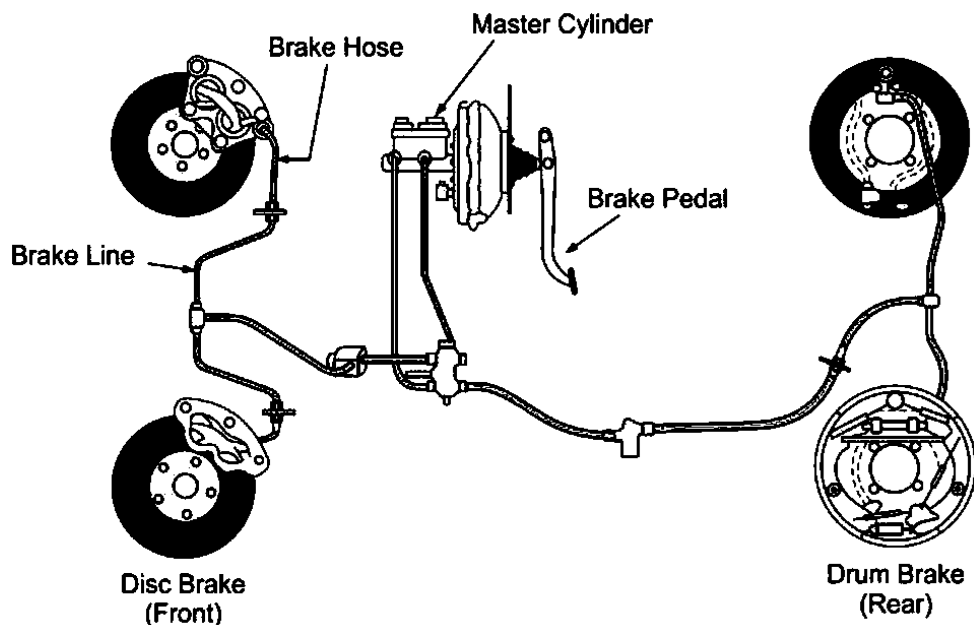
Standardní bubnová brzda je doplněna vzpěrou parkovací brzdy a pákou brzdové čelisti (viz. obrázek 16). Páka je lankem spojena s pákou ruční brzdy. Ovládání je realizováno zatažením ruční parkovací brzdy – vzpěrou je k bubnu přitlačena nejprve levá čelist a následným pohybem páky je pak k bubnu přitlačena i čelist pravá. Zpětný pohyb čelistí do odbrzděného stavu je zabezpečen tažnými válcovými pružinami.



Obrázek 16 Ovládání čelistí mechanismem parkovací brzdy [13]

### 2.3 Hydraulická brzdová soustava

V minulosti používané jednookruhové hydraulické brzdové soustavy byly vzhledem ke konstrukčním nedostatkům (nesplňují požadavek nouzového brzdění) nahrazeny brzdami dvouokruhovými. Standardní hydraulická dvouokruhová brzdová soustava bez elektrických prvků<sup>11</sup> (viz obrázek 17) je složena z brzdového pedálu, posilovače brzdné síly, dvouokruhového hlavního brzdového válce, systému potrubí (hadiček), nádržky pro brzdovou kapalinu, regulátoru brzdného tlaku, brzdového ústrojí kol (kotoučové a bubnové brzdy), příp. dalších komponent. Princip činnosti je založen na platnosti Pascalova zákona. Sešlápnutím brzdového pedálu dochází k vytvoření tlaku kapaliny v hlavním válci. Tlak ve válci je navýšen posilovačem brzdné síly. Brzdová kapalina je vedena potrubím do kolových brzd, kde jsou vytvořeny přitlačné síly působící na kotouč, resp. buben.



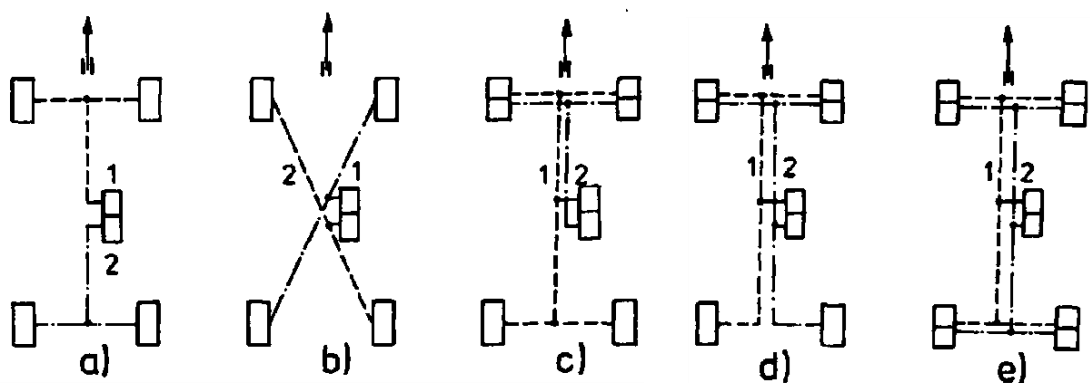
Obrázek 17 Hydraulická brzdová soustava [14]

Způsoby používaných zapojení dvouokruhových ovládacích soustav jsou zobrazeny na obrázku 18 a lze je charakterizovat následovně:

- a) Zapojení II (TT) – používá se u vozidel s pohonem zadních kol s ABS. Každým okruhem je brzděna jedna náprava. Nevýhodou je skutečnost, že se při poruše jednoho okruhu při brzdění stává vozidlo přetáčivým (porucha předního okruhu) či nedotáčivým (porucha zadního okruhu);

<sup>11</sup> Elektrickými prvky je v tomto případě myšleno např. ABS a další systémy.

- b) Diagonální zapojení X – používá se u vozidel s pohonem všech kol a pohonem předních kol s ABS a záporným poloměrem zatáčení. Každým okruhem je brzděno jedno přední a diagonálně ležící kolo zadní;
- c) Zapojení HI (HT) – jedním okruhem je brzděna přední i zadní náprava, druhým okruhem pouze přední. Při poruše jednoho z okruhů je vždy brzděna přední náprava;
- d) Zapojení LL – používá se zřídka. Každým okruhem je ovládána přední náprava a jedno zadní kolo;
- e) Zapojení HH – každým okruhem je brzděna přední i zadní náprava. Používá se zřídka. Jedná se o ekonomicky nejnáročnější provedení. Při poruše ovšem nedochází k narušení směrové stability.



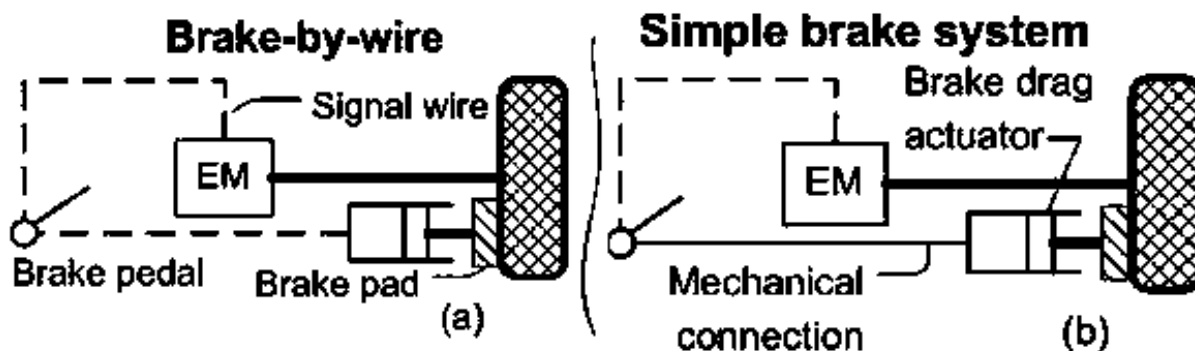
Obrázek 18 Zapojení brzdových okruhů [5]

## 2.4 Elektronická brzdová soustava [15]

Převážná většina vozidel s elektronickou brzdovou soustavou je vybavena technologií „*brake-by-wire*“. Může se jednat o samostatný systém nebo o doplnění standardních provozních brzd (elektrické parkovací brzdy). Tato technologie, jako nezávislý samostatný systém, je velmi rozšířená u hybridních a bateriových elektrických vozidel. Konvenční komponenty standardní brzdové soustavy jsou nahrazeny elektronickými akčními členy a senzory. Zvláště užitečné je použití u vozidel se schopností rekuperace.

Princip systému „*brake-by-wire*“ je založen na ovládní brzd elektronickými prostředky. Získaná informace, např. pomocí snímače polohy brzdového pedálu, je odeslána řídicí jednotce, která v případě použití elektrohydraulické brzdové soustavy komunikuje s integrovaným elektrickým čerpadlem, resp. s výkonovou jednotkou umístěnou na kole (tzv. aktuátorem<sup>12</sup>) při uvažování elektromechanické brzdové soustavy. Porovnání standardního systému s elektronickou soustavou je uvedeno na obrázku 19.

<sup>12</sup> U kolejových vozidel (vlak, tramvaj) je používán pojem střadač.



Obrázek 19 (a) Brzdový systém brake-by-wire; (b) Klasický brzdový systém [15]

### Elektrohydraulická brzdová soustava (EHB)

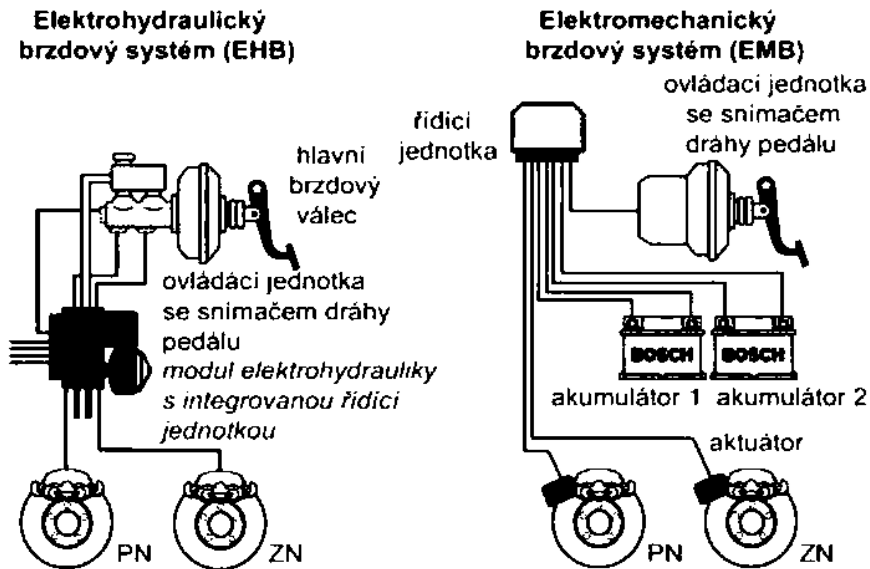
Hydraulické brzdy kol nejsou při standardním režimu provozu hydraulicko-mechanicky propojeny s brzdovým pedálem. Spojení je realizováno prostřednictvím snímače polohy pedálu (příp. snímače síly působící na pedál) a řídicí jednotky. Potřebný brzdový tlak je na jednotlivých kolech řízen pomocí řídicí jednotky zvlášť. Na základě aktuální jízdní situace, která se zjišťuje snímači, je brzdový tlak pro každé kolo optimalizován. Výhodou je např. brzdění v situaci, kdy se vozidlo nachází v pravotočivé zatáčce. Zde jsou levá kola vlivem odstředivých sil zatížena více a lze je brzdit většími silami.

Na obrázku 20 je znázorněna EHB soustava od společnosti Bosch. Brzdový tlak je vytvořen v hydraulické jednotce, která je složena z řídicí jednotky s ventily pro okruhy brzd na jednotlivých kolech a z agregátu motor-čerpadlo-zásobník. Agregátem je vytvořen a následně udržován hydraulický tlak<sup>13</sup>. Příkazy jsou vydány elektronickou řídicí jednotkou, která při výpočtu brzdových tlaků bere mj. v úvahu působení řidiče na pedál, signály z protiblokovacího systému (ABS), systému stabilizace jízdní dynamiky (ESP) nebo elektronického rozdělovače brzdového účinku (EBV).

### Elektromechanická brzdová soustava (EMB)

Součástí soustavy EMB od společnosti Bosch není standardní hydraulický okruh (viz. obrázek 20). Při výpadku systému tedy neexistuje možnost hydraulického přenosu sil. Impulzy z pohybu brzdového pedálu jsou elektrickým okruhem přenášeny přímo do výkonové jednotky (aktuátoru) na každém kole. Brzdná síla je vyvíjena pomocí elektromotorů, které jsou vestavěny přímo v kolech. Z důvodu bezpečnosti jsou v systému obsaženy dva nezávislé elektronické brzdové okruhy. Požadavkem na elektromotory je malá hmotnost a kompaktnost.

<sup>13</sup> Tímto způsobem je provedena aktivní brzdová soustava převážné většiny dnešních tramvají.



Obrázek 20 Elektronické brzdové soustavy (Bosch) [5]

## 2.5 Hlavní brzdový válec

Dříve používaná jednookruhová brzdová soustava byla při uvedení v platnosti současných předpisů nahrazena soustavou dvouokrhovou. Jedná se o nesrovnatelně spolehlivější řešení, neboť při výskytu poruchy není způsobena úplná ztráta brzdících účinků. Z toho důvodu je v dnešní době užito převážně tandemového hlavního brzdového válce, jehož účelem je:

- rychlý nárůst tlaku v každém brzdovém okruhu,
- rychlý pokles tlaku pro rychlé odbrzdění,
- změna (vyrovnání) objemu brzdové kapaliny v závislosti na změně teploty.

Pro snadnější objasnění problematiky hlavního brzdového válce, je nejdříve popsána činnost konstrukčního provedení, určeného k ovládní jednookruhové soustavy. Brzdový válec (viz obrázek 21) může pracovat ve třech režimech – klidová poloha, brzdění nebo rychlé odbrzdění.

### Klidová poloha

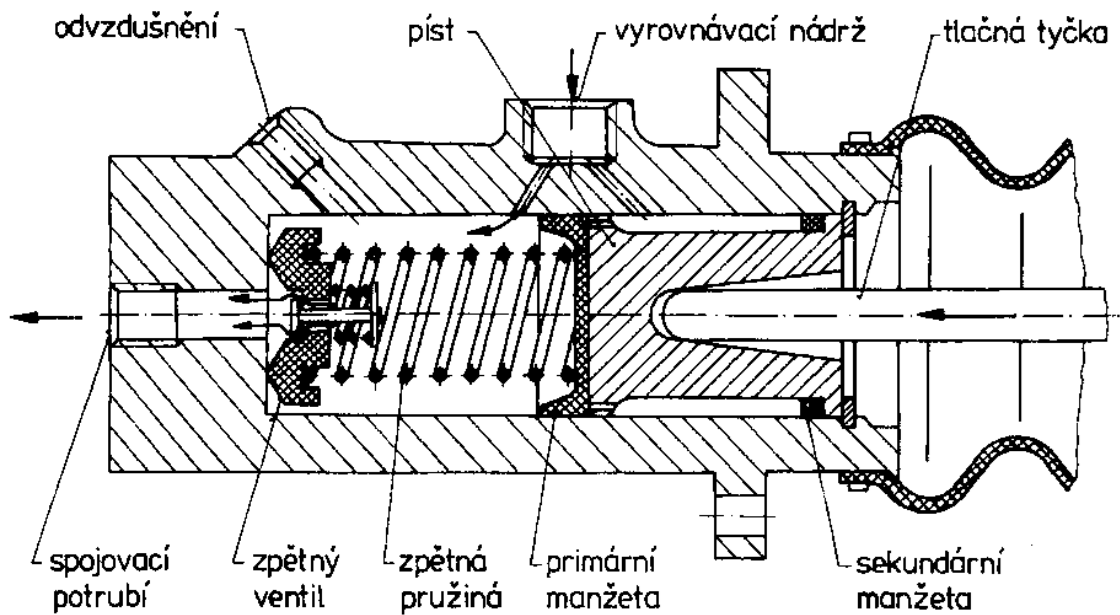
Píst je držen zpětnou pružinou ve výchozí poloze. Vyrovnávací nádrž je propojena s pracovním prostorem, čímž je umožněno vyrovnání objemu brzdové kapaliny.

### Proces brzdění

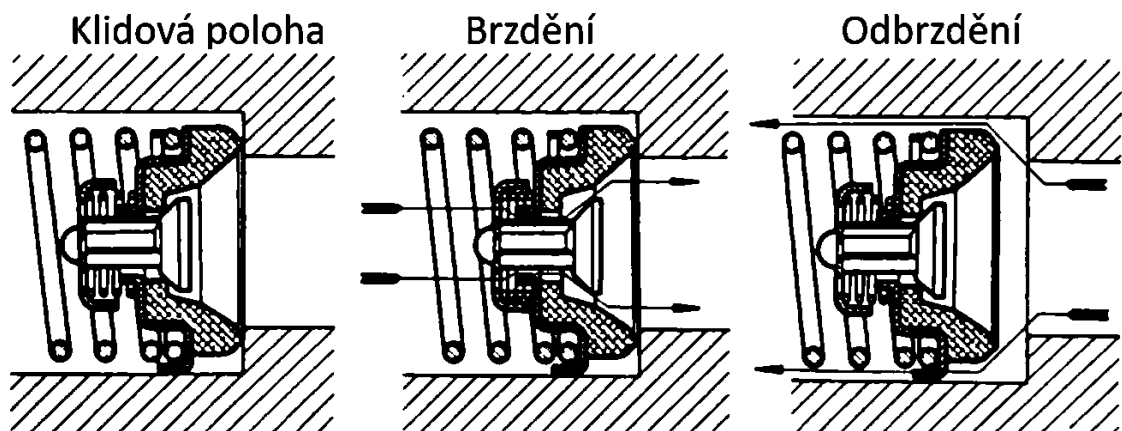
Sešlápnutím brzdového pedálu dochází k posuvu pístu. Primární manžeta překrývá plnicí otvor (otvor spojující pracovní prostor s vyrovnávací nádrží) a v pracovním prostoru se začíná vytvářet požadovaný tlak. Přes zpětný ventil je tlakem šířená brzdová kapalina vytlačována přes brzdové vedení do kolových brzd.

### Proces odbrzdění

Uvolněním brzdového pedálu je za působení vratné pružiny píst sunut směrem do výchozí polohy. Kapalina je vedena z kolových brzd přes zpětný ventil do pracovního prostoru válce. Brzdová kapalina ovšem neproudí přes zpětný ventil dostatečně rychle, jako dochází k zvětšení objemu pracovního prostoru. V pracovním prostoru by mohl vzniknout podtlak (nebezpečí vniknutí vzduchu). Proto je v prostoru za pístem vytvořen tzv. vyrovnávací prostor, ze kterého kapalina proudí přes přepouštěcí otvor do pracovního prostoru válce. Součástí pístu je ventilová podložka, která se společně s primární manžetou při odbrzdění deformuje. Funkce vyrovnávacího prostoru je zobrazena na obrázku 23.

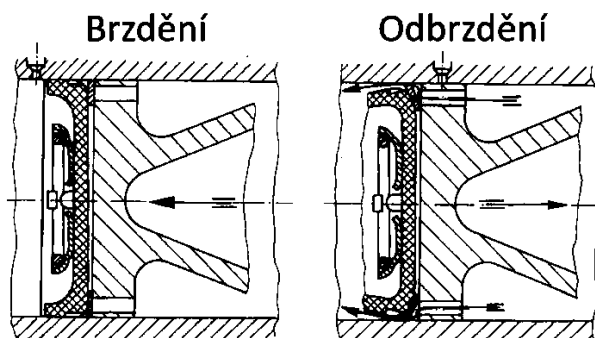


Obrázek 21 Hlavní brzdový válec pro jeden okruh [5]



Obrázek 22 Provedení a funkce zpětného ventilu [5]





Obrázek 23 Funkce vyrovnávacího prostoru [5]

Dále je v této kapitole pojednáno pouze o tandemovém hlavním válci se dvěma centrálními ventily, který je používán u dnešních vozidel s antiblokovacím systémem (ABS).

Předností tohoto provedení je skutečnost, že centrální ventily nahrazují funkci vyrovnávacího otvoru a primární manžety. Tím je zvýšena životnost primární manžety nezávisle na typu zapojení obou okruhů, neboť se její těsnicí chlopeč nemůže poškodit o vyrovnávací otvor, především v situaci, kdy je aktivován ABS a dochází v jednom z pracovních prostorů k regulaci hydraulického tlaku pomocí pulzů. [6]

### **Klidová poloha**

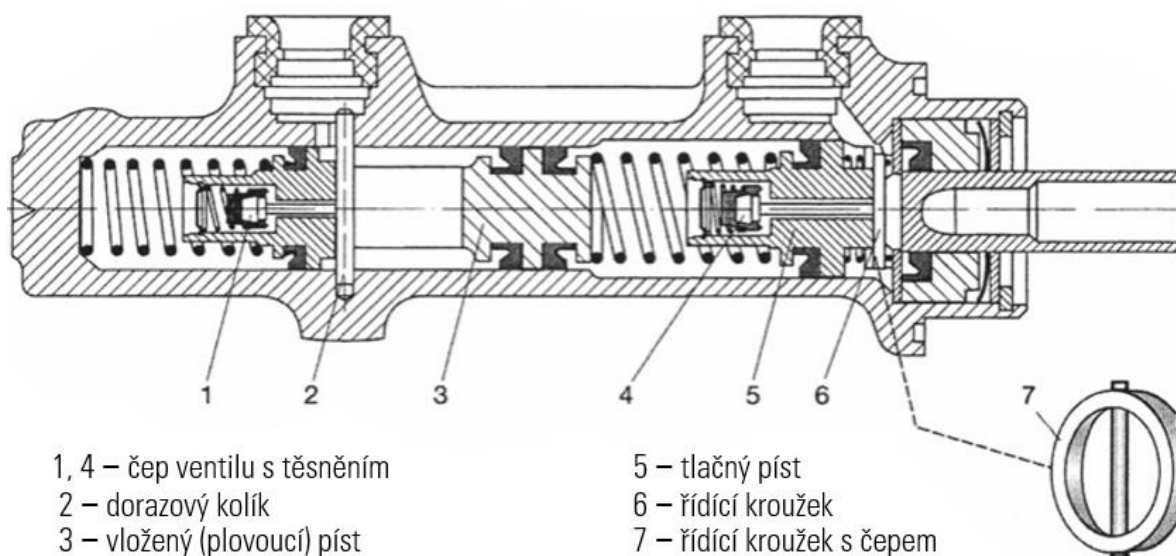
Na tlačný píst není vyvíjena síla od brzdového pedálu. Oba písty jsou působením sil v pružinách natlačeny na kolík ventilu, resp. čep řídicího kroužku. Centrální ventily jsou v této poloze otevřeny a tím je dosaženo spojení obou tlakových prostorů s vyrovnávací nádobkou, čímž je zajištěno vyrovnání objemu brzdové kapaliny při změnách teploty.

### **Brzdění**

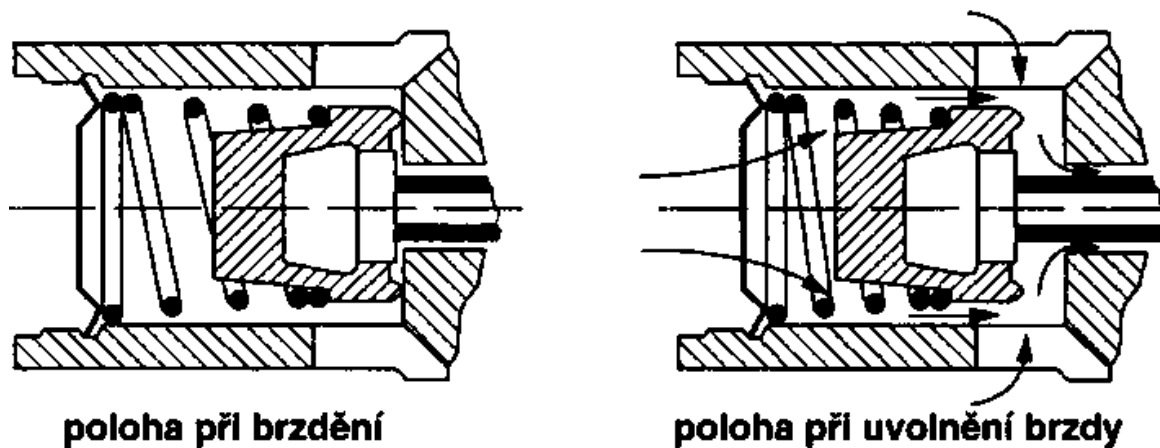
Sešlápnutím brzdového pedálu je tlačný píst sunut do pracovního válce. Centrální ventil tlačného pístu je uzavřen. Brzdová kapalina je vytlačována z pracovního prostoru I. okruhu směrem ke kolovým brzdám a zároveň působí na plovoucí píst. Vlivem posuvu plovoucího pístu čep ventilu už není opřen o dorazový kolík a dochází i k uzavření centrálního ventilu plovoucího pístu a tím i II. okruhu. V obou brzdových okruzích dochází k navýšení tlaku, a tak jsou kolové brzdy uvedeny do provozu (provozní brzdění).

### **Odbrzdnění**

Při odbrzdnění jsou písty tlačeny silami v pružinách a tlakem kapaliny zpět do výchozí polohy. Po opření ventilů o dorazový kolík, resp. čep řídicího kroužku, jsou oba ventily otevřeny. Dochází k propojení pracovních prostorů s vyrovnávací nádobou. Tlak v celém okruhu je snížen a brzdy se uvolní.



Obrázek 24 Tandemový hlavní válec se dvěma centrálními ventily [16]



Obrázek 25 Polohy centrálního ventilu [16]

## 2.6 Posilovač brzdné síly [6]

Funkcí posilovače je zesílení tlaku vyvozeného sešlápnutím brzdového pedálu. Tím je umožněno snížení manuální práce řidiče. Současné standardní osobní automobily jsou vybaveny podtlakovým (vakuovým) posilovačem brzdné síly. U zážehových motorů je podtlak (přibližně 0,5 až 0,9 baru) odebírán ze sacího potrubí, tzn. rozdíl hodnot tlaku mezi atmosférickým tlakem a tlakem v sacím potrubí je v bezvadném stavu pouze v řádech desetin MPa. Z tohoto důvodu musí být pro značné navýšení tlaku pracovní píst velkých rozměrů<sup>14</sup>. U vznětových motorů, elektromotorů a vozidel s hybridním pohonem se pro tvorbu podtlaku využívá vakuové pumpy (podtlakového čerpadlo) poháněné od motoru.

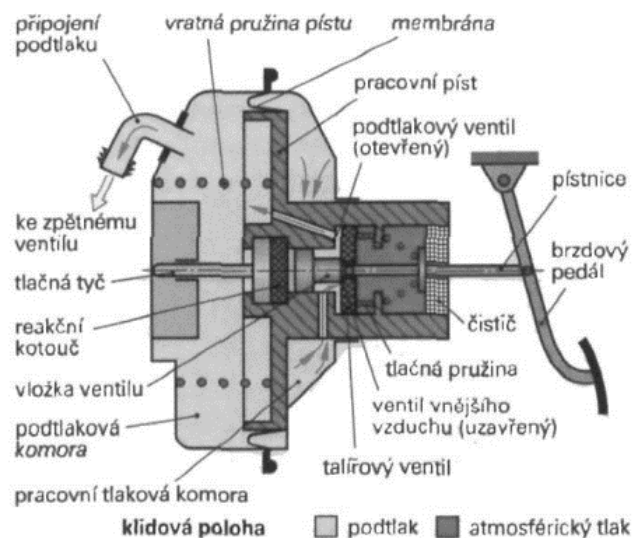
<sup>14</sup> Síla, kterou se působí do tlačného pístu brzdového válce je dána součinem tlaku a plochy pracovního pístu.

## Konstrukce

Základní schéma podtlakového posilovače je uvedeno na obrázku 26. Posilovač je složen ze dvou komor – z podtlakové a pracovní, které jsou odděleny pracovním pístem s membránou. Pracovní komora je dle aktuální činnosti posilovače spojena přes podtlakový ventil a ventil vnějšího vzduchu (atmosférický ventil) s vnějším vzduchem nebo s podtlakovou komorou. Dvojitý ventil je přes pístnici ovládán brzdovým pedálem. Při aktivaci posilovače přes vložku ventilu a pryžový reakční kotouč působí pístnice na tlačnou tyč, skrze kterou je přenesena zesílená síla na brzdový válec. Jednotlivé polohy podtlakového posilovače brzdné síly jsou uvedeny na obrázcích 26, 27 a 28.

## Klidová poloha

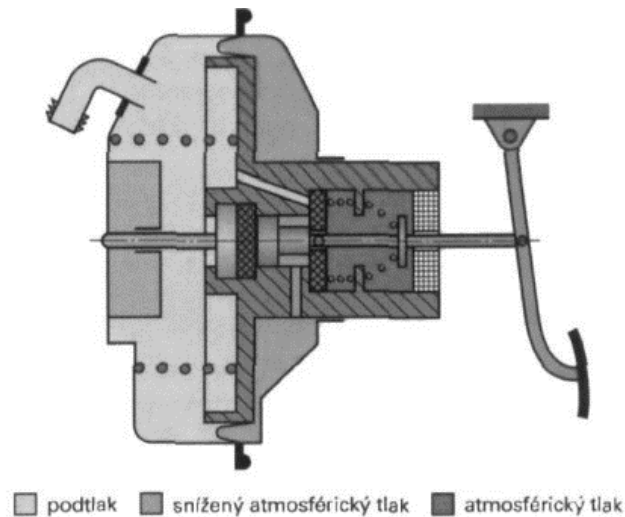
V klidové poloze je ventil vnějšího vzduchu uzavřen. Podtlakový ventil je otevřen – pracovní a podtlaková komora jsou propojeny odsávacím kanálem. Velikost tlaku (resp. podtlaku u nastartovaného vozidla) je v obou komorách stejná.



Obrázek 26 Podtlakový posilovač brzdné síly – klidová poloha

## Částečné brzdění

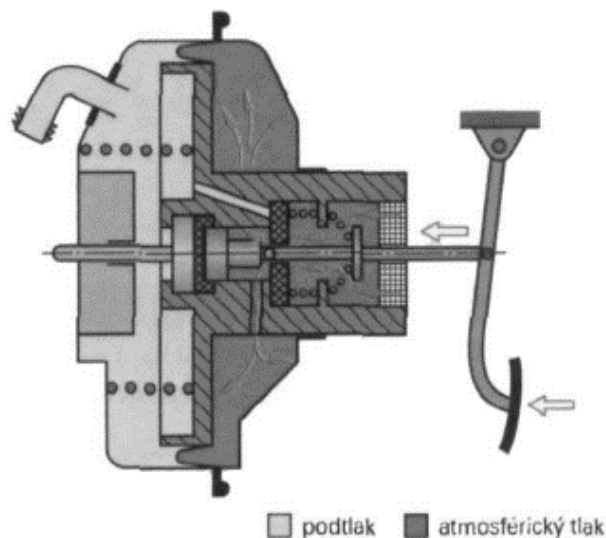
V okamžiku sešlápnutí brzdového pedálu se podtlakový ventil uzavře. Reakční kotouč je mírně stlačen vložkou ventilu a ventil vnějšího vzduchu se otevře. Nyní dochází k navýšení tlaku v pracovní tlakové komoře, čímž je způsoben rozdíl tlaků mezi komorami. Tlakový rozdíl představuje sílu posilovače působící na pracovní píst. Částečné brzdění je reprezentováno obrázkem 27.



Obrázek 27 Poloha při částečném brzdění

### Plné brzdění

Zvyšováním síly na brzdový pedál nastane působením vložky ventilu deformace reakčního kotouče. Pístnice pedálu a vložka ventilu jsou posunuty až do krajní polohy. Dochází k vytvoření mezery mezi talířovým ventilem a vložkou ventilu. Tím je umožněn plný průtok vzduchu do pracovní komory. Rozdíl tlaků mezi komorami nabývá krajních mezí, čímž je vyvolán maximální účinek posilovače na pracovní píst, resp. tlačnou tyč.



Obrázek 28 Poloha při plném brzdění

## 3 STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

### 3.1 Volba vozidla

Vybraným vozidlem pro tuto práci je Škoda OCTAVIA ELE TD77/1.6 M5F (viz. obrázek 29). Jedná se o osobní automobil kategorie M1 s pohonem předních kol, který se až na výjimky vyráběl ve velkých sériích v letech 2013-2016. V tomto období šlo o jeden z nejprodávanějších modelů v České republice vůbec, který vzhledem k poměrně vysoké životnosti poháněcí soustavy (vozidlový motor s převodovým ústrojím) bývá dodnes označován za spolehlivý. Tento automobil má brzděna kola přední a zadní nápravy kotoučovými brzdami, podobně jako ostatní současná vozidla.



Obrázek 29 Vybrané vozidlo – Škoda Octavia III [17]

Níže je v této kapitole proveden rozbor technických údajů vozidla převzatých z použité literatury a jsou zde popsány předpoklady řešení (pokud možno na straně bezpečnosti) odhadu a výpočtu vstupních parametrů zatížení. Číselný výpočet vztahů uvedených v této kapitole je proveden v příloze A.

Hmotnost zvoleného vozu je ve výpočtech uvažována jako hmotnost největší technicky přípustná. Rozložení hmotnosti vozidla připadající na jednotlivé nápravy je zvoleno v poměru 55:45 (poměr přední nápravy k zadní). Vzhledem k méně významnému určení přesné hodnoty (mění se s nákladem apod.) je výška těžiště stanovena na základě kvalifikovaného odhadu. Příčná poloha těžiště je uvažována v podélné rovině souměrnosti vozu. Vzdálenost podélné polohy těžiště od přední a zadní nápravy lze zjistit ze znalosti výše uvedeného poměru rozložení hmotnosti, a sice ze vztahů (2) a (3).

$$l_1 = 0,45 \cdot L \quad (2)$$

$$l_2 = 0,55 \cdot L \quad (3)$$

Velikost zvolené pneumatiky v závislosti na vybraném vozu je v této práci uvedena z důvodu stanovení dynamického poloměru kola. Jedná se o běžně používaný rozměr, který se řídí standardním systémem značení pneumatik pro osobní vozidla

205/50 R16,

kde:

- 205 je jmenovitá šířka pneumatiky v mm,
- 55 je profilové číslo pneumatiky (poměr výšky k šířce v %),
- R je radiální konstrukce kostry,
- 16 je jmenovitý průměr ráfku v palcích.

Jelikož je výpočet dynamického poloměru kola značně komplikovaný<sup>15</sup> a také závisí na rychlosti jízdy<sup>16</sup>, bude uvažován jako shodný s jmenovitým poloměrem kola, který lze snadno určit z rozměru pneumatik.

$$r_j = r_d = \frac{1}{2} \cdot (d_r + 2 \cdot S_n \cdot a_r) \quad (4)$$

Parametry kvalifikovaně odhadnuté, stanovené z výše uvedených vztahů a získané z literatury [18] jsou pro přehlednost uvedeny v tabulce 5.

Tabulka 4 Parametry vozidla Škoda Octavia III

Veličina	Hodnota
Provozní hmotnost – $m_{pr}$ /kg/	1322
Největší technicky přípustná hmotnost – $m$ /kg/	1850
Rozvor – $L$ /mm/	2686
Vzdálenost podélné polohy těžiště od přední nápravy – $l_1$ /mm/	1206
Vzdálenost podélné polohy těžiště od zadní nápravy – $l_2$ /mm/	1474
Výšková poloha těžiště – $h_T$ /mm/	600
Dynamický poloměr kola – $r_d$ /mm/	318,4
Maximální rychlost – $V_{191}$ /km · h <sup>-1</sup> /	191
Čas zrychlení (0-100 km/h) – $t_{100}$ /s/	11

<sup>15</sup> Určuje se např. měřením pomocí optických snímačů.

<sup>16</sup> Vlivem působení odstředivých sil na pneumatiky.

## 3.2 Jízdní režimy

V této kapitole je diskutováno o jízdních režimech, které byly zvoleny s ohledem na homologační zkoušky brzdných zařízení rozebraných v kapitole 1 a na situace, při kterých dochází k velkému namáhání uzlů brzd. Jsou zde zavedeny základní předpoklady pro řešení problému a je zde popsán význam jízdních manévrů v souvislosti s okrajovými podmínkami dalších výpočtů. Na základě výše uvedeného jsou pro diplomovou práci vybrány režimy:

- brzdění z maximální rychlosti do zastavení,
- opakované po sobě následující brzdění s rozjezdem na výchozí rychlost,
- udržování konstantní rychlosti na svahu s následným zabrzděním do zastavení.

Předpokladem řešení pro všechny jízdní případy je jízda automobilu bez přípojného vozidla, na všech kolech stejně velká a konstantní hodnota součinitele adheze a zanedbání vlivu rotujících hmot. Je uvažováno brzdění všech kol na suché vozovce na mezi adheze<sup>17</sup> bez aktivace brzdných asistentů. Brzdné zpomalení při brzdění je, stejně jako zrychlení při akceleraci, uvažováno po celý průběh konstantní. Brzdná síla je na jednotlivá kola rozdělena úměrně k jejich radiálnímu zatížení. O dalších předpokladech řešení je pojednáno u příslušných kapitol. Hodnoty uvažovaných parametrů jízdních režimů jsou uvedeny v tabulce 5.

Tabulka 5 Parametry jízdních manévrů

Veličina	Hodnota
Součinitel adheze – $\varphi$ /–/	0,8
Součinitel vlivu rotujících hmot – $\vartheta$ /–/	1
Gravitační zrychlení – $g$ / $m \cdot s^{-2}$ /	9,81
Brzdné zpomalení – $b_z$ / $m \cdot s^{-2}$ /	7,85

### 3.2.1 Brzdění z maximální rychlosti na rovině

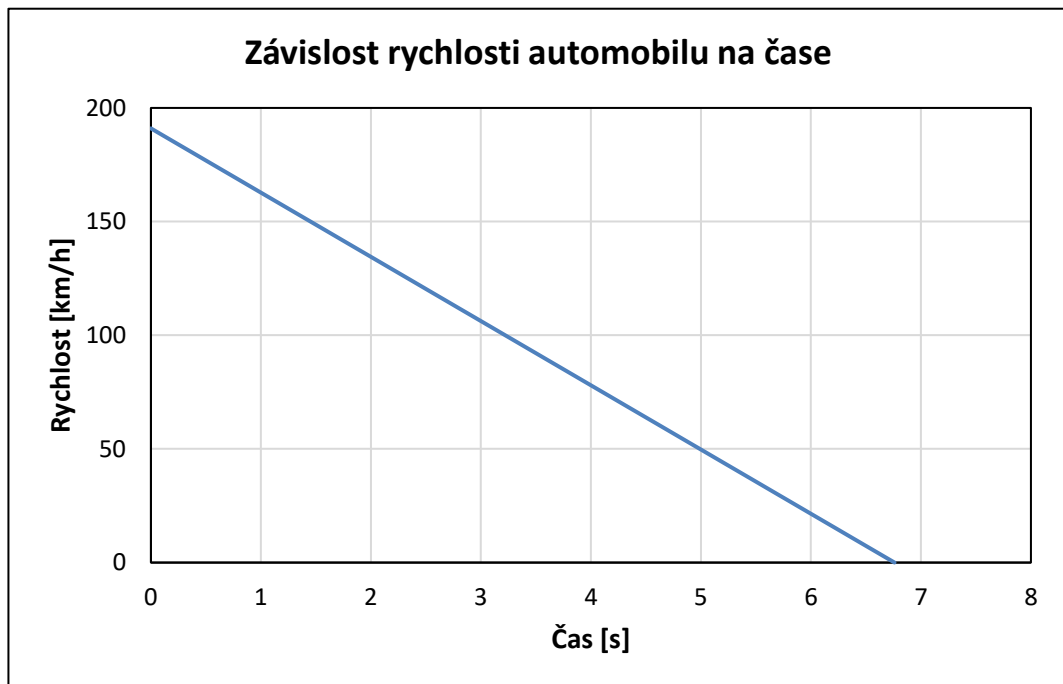
Předpisem EHK/OSN č. 13 sice není definována žádná homologační zkouška, která by popisovala brzdění vozidla z maximální rychlosti, ovšem i tato situace může v reálném provozu nastat. V Evropě je hned několik dálnic, kde neexistuje žádné rychlostní omezení. Za výjimečných okolností může tedy k brzdění z maximální rychlosti až do zastavení dojít.

<sup>17</sup> Tj. případ, kdy na kolech vznikne maximální celková brzdná síla, čímž se dosáhne maximálního namáhání uzlů brzd.

Na obrázku 30 je zobrazen průběh prvního jízdního manévru, který je matematicky popsán rovnicí (5). Jedná se o časovou závislost rychlosti rovnoměrně zpomaleného přímočarého pohybu, kde podstatnou veličinou pro kontrolu namáhání uzlů brzd je čas brzdění. Triviálními úpravami lze vyjádřit vztah pro čas do zastavení.

$$V_{(t)} = V_{191} - b_z \cdot t \quad (5)$$

$$t_{z_1} = \frac{V_{191}}{b_z} \quad (5')$$



Obrázek 30 Průběh uvažovaného brzdného manévru

### 3.2.2 Opakované brzdění na rovině

Druhá jízdní situace je zvolena z důvodu analogie s homologační zkouškou typu I, při které dochází ke slábnutí brzdného účinku vlivem narůstající teploty brzd. V rámci homologace je podmínkou zkoušky vykonání patnácti cyklů brzdění s následným rozjezdem na počáteční rychlost. Vzhledem k délce trvání patnácti cyklů, resp. výpočtových časů při analýze pomocí metody konečných prvků, bude jízdní manévr upraven do režimu, aby docházelo za kratší dobu k obdobným účinkům namáhání uzlů brzd.

V upraveném režimu jízdy je zahrnuto provedení tří cyklů brzdění z rychlosti *130 km/h* až do zastavení s okamžitým rozjezdem na počáteční rychlost, viz průběh na obrázku 31. Režim brzdění do zastavení lze popsat obdobou rovnice (5), ze které je stejným způsobem jako v předchozí kapitole odvozen vztah pro čas, po který je vozidlo brzděno.



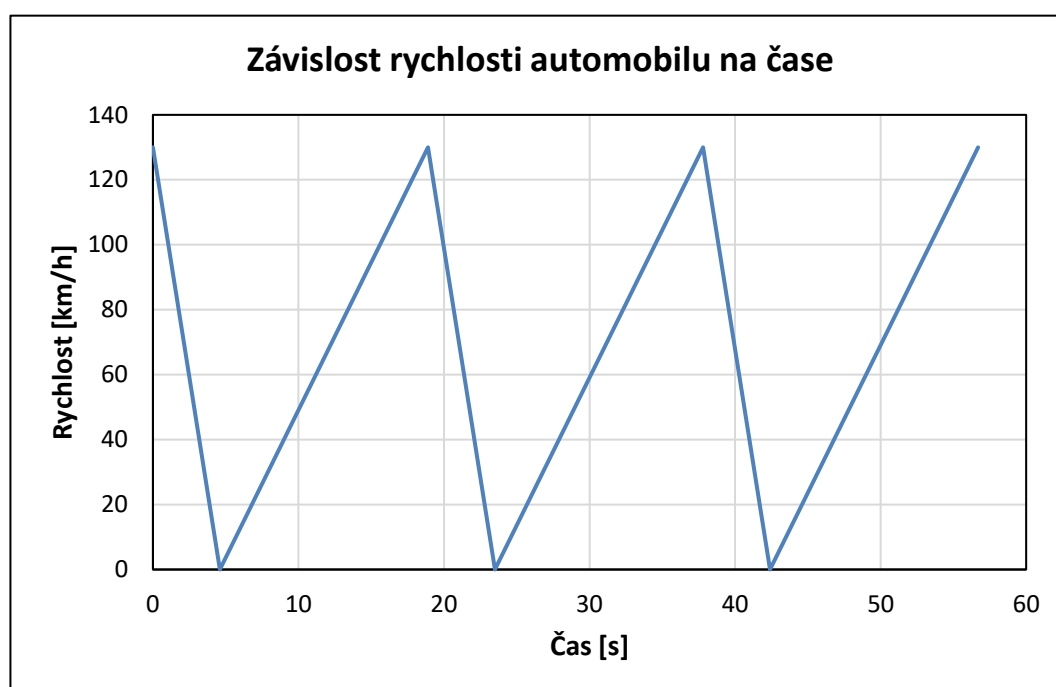
$$V_{(t)} = V_{130} - b_z \cdot t \quad (6)$$

$$t_{z_2} = \frac{V_{130}}{b_z} \quad (6')$$

Z nulové rychlosti vozidlo začíná akcelarovat zpět na počáteční rychlost. Čas, po který vozidlo zrychluje, je stanoven dle rovnice (7), která je sestavena pomocí obyčejné trojčlenky na základě znalosti doby zrychlení (0-100 km/h) uvedené v tabulce 5. Potom je možné vyjádřit obecný vztah (8) pro rychlost jako funkci času, kde neznámou veličinou je zrychlení.

$$t_{130} = \frac{V_{130}}{V_{100}} \cdot t_{100} \quad (7)$$

$$V_{(t)} = a \cdot t \quad (8)$$



Obrázek 31 Průběh uvažovaného brzdného manévru

### 3.2.3 Udržování konstantní rychlosti na svahu s následným brzděním

Základní princip třetího jízdního manévru se řídí homologační zkouškou typu II, která spočívá v udržování konstantní rychlosti provozními brzdami při jízdě ze svahu. Situace je analyzována z důvodu dlouhého působení brzdě síly, kdy může dojít ke značnému tepelnému namáhání brzdového kotouče a brzdových destiček, což má mj. za následek zhoršení brzdných vlastností.

Za účelem většího namáhání uzlů brzd jsou podmínky provedení jízdního režimu změněny. Jednak jsou předpisem EHK/OSN dané hodnoty fyzikálních parametrů (střední rychlost vozu,

délka dráhy a velikost klesání neboli podélného sklonu) upraveny a dále bude po dokončení klesání ze svahu uvažováno brzdění do zastavení. Zvolené hodnoty parametrů jsou v tabulce 6.

Tabulka 6 Parametry jízdního režimu

Veličina	Hodnota
Podélný sklon – $S_\alpha$ /%/	20
Délka svahu – $s_d$ /km/	10
Rychlost vozu – $V_{30}$ /km · h <sup>-1</sup> /	30
Brzdné zpomalení – $b_z$ /m · s <sup>-2</sup> /	7,85

Na úseku, kde dochází k udržování rychlosti, lze pohyb automobilu označit za rovnoměrný přímočarý, tzn. že rychlost je po dobu udržování konstantní. Poté je možné tuto část jízdního režimu popsat obecnou rovnicí (9), ze které je integrací a následnou úpravou získán vztah (10) pro výpočet času jízdy konstantní rychlostí.

$$s = \int v dt \quad (9)$$

$$t_{30} = \frac{s}{V_{30}} \quad (10)$$

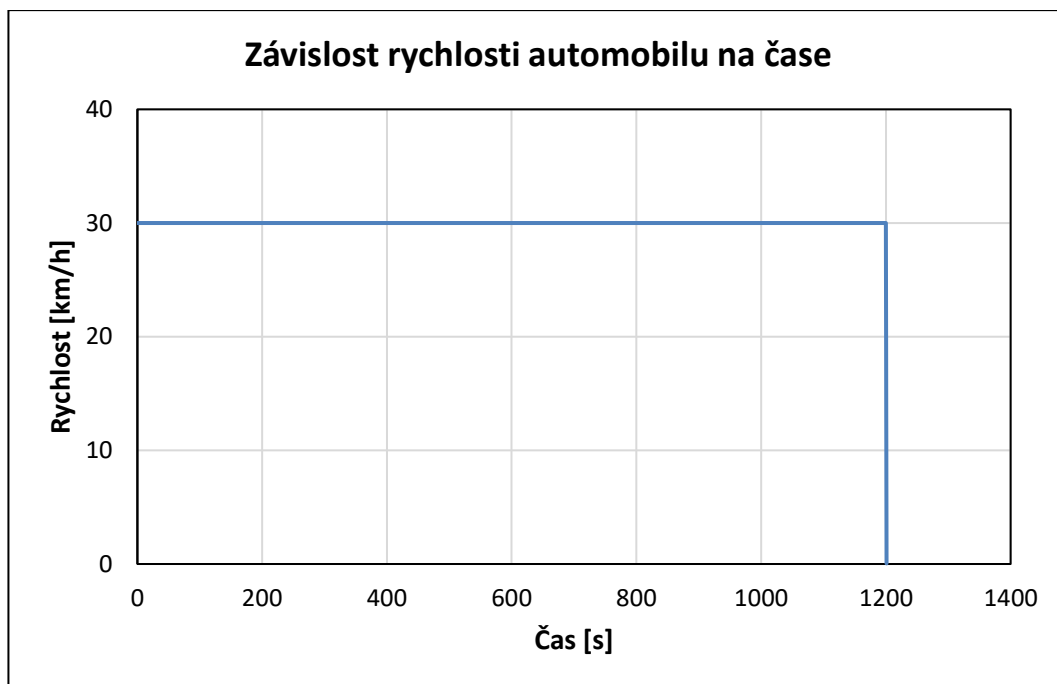
Po ujetí deseti kilometrů je uvažováno brzdění maximální silou do zastavení. Tento úsek odpovídá časové závislosti dle (11), ze které lze následnou úpravou vyjádřit vztah (12) pro čas brzdění. Výsledný průběh uvažovaného manévru je znázorněn na obrázku 32.

$$V_{(t)} = V_{30} - b_z \cdot t \quad (11)$$

$$t_{z3} = \frac{V_{30}}{b_z} \quad (12)$$

Podélný sklon je zpravidla udáván v procentech. Pro potřeby práce je nutné vyjádření v radiánech nebo v ideálním případě ve stupních. Vzorec pro zpětný přepočítání na úhlovou hodnotu lze charakterizovat rovnicí (13).

$$\alpha = \arctg \left( \frac{S_\alpha}{100} \right) \quad (13)$$

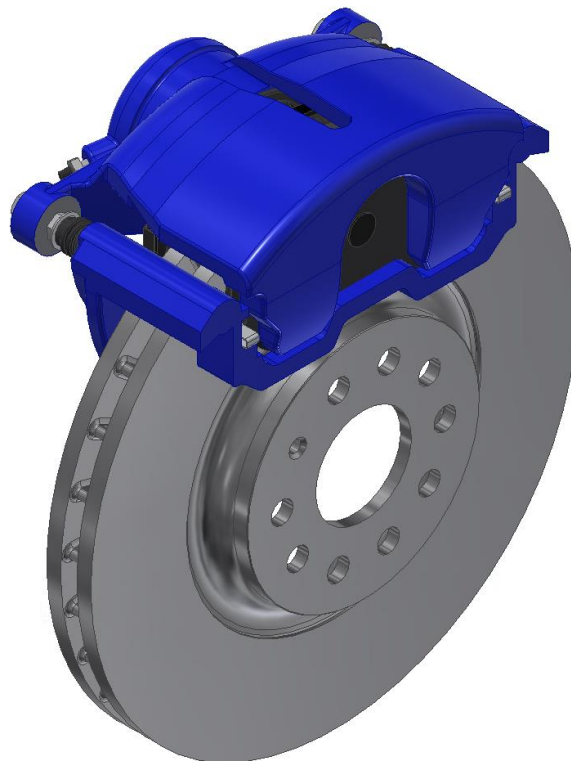


Obrázek 32 Průběh uvažovaného brzdného manévru

## 4 NÁVRH KONCEPCE TŘECÍ KOTOUČOVÉ BRZDY

Zcela zásadní úlohou při návrhu kterékoli skupiny komponent silničního vozidla je nutnost dodržení zástavbových rozměrů. Z toho důvodu se při návrhu koncepce kotoučové třecí brzdy zvoleného vozu vycházelo ze standardní konstrukce brzd s plovoucím třmenem používané předními evropskými automobilkami. Technický princip navržené brzdy je tedy založen na obvyklé funkci, kdy po vytvoření tlaku v brzdovém okruhu dochází k přitlačení brzdových destiček proti kotouči. Co se jednotlivých komponent týče, v principu se jedná o brzdový třmen s držákem, brzdovými destičkami a kotoučem. Pro vytvoření CAD modelů a výkresové dokumentace těchto komponent byl použit program Autodesk Inventor Professional 2021.

Na obrázku 33 je uvedena sestava kotoučové brzdy. Vzhledem ke konstrukčnímu provedení<sup>18</sup> je kotoučová brzda určena k provoznímu brzdění přední nápravy, resp. k brzdění nouzovému<sup>19</sup>. Mezi stěžejní komponentu této brzdy patří brzdový třmen, do kterého je namontován samostavitelný píst, tzn. automaticky dochází k odlehlosti při odbrzdění a k dostavování při brzdění. Neméně důležitým členem je držák třmenu s vodícími čepy, pomocí kterého je celá brzda uchycena na podvozek vozu. V neposlední řadě je brzda vybavena brzdovým kotoučem s destičkami. O významu a konstrukci jednotlivých dílů je pojednáno níže.



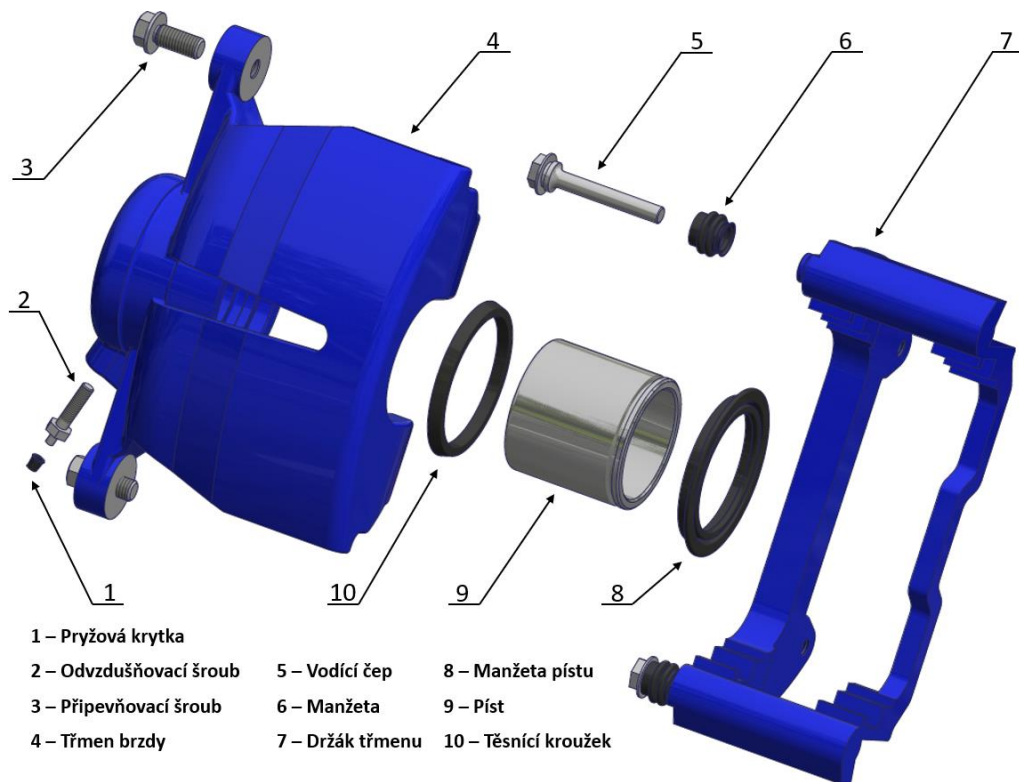
Obrázek 33 Sestava kotoučové brzdy

<sup>18</sup> Součástí brzdového třmenu není mechanismus parkovací brzdy.

<sup>19</sup> Záleží na způsobu zapojení brzdových okruhů ovládací soustavy.

## 4.1 Brzdový třmen s držákem

Pro dosažení optimální brzdné síly je důležitým aspektem třmenu s držákem vysoká tuhost a pevnost při zachování nízké hmotnosti a rovnoměrného rozložení tlaku na brzdové destičky. Tomu se lze při nejmenším přiblížit vhodnou geometrií, přesností výroby, správnou montáží, a především zvoleným materiálem. S uvážením těchto faktů byla navržena konstrukce kotoučové brzdy, jejíž montážní rozpad je zobrazen na obrázku 34.



Obrázek 34 Rozpad kotoučové brzdy

V držáku třmenu jsou vytvořeny dvě průchozí díry se závitem pro šroubové spojení brzdy s hlavou ložiska čepu kola. Vzdálenost průchozích děr je výchozím parametrem pro návrh brzdy, neboť musí odpovídat rozměrům hlavy ložiska. Dále je držák opatřen otvory pro posuvné uložení vodících čepů, které jsou s brzdovým třmenem pevně spojeny připevňovacími šrouby. Pro snížení tření jsou otvory vyplněny mazacím tukem<sup>20</sup>. Brzdový třmen společně s držákem musí umožnit vhodné uložení a vedení brzdových destiček, čehož lze z velké míry dosáhnout patřičnou geometrií. Z toho důvodu jsou v držáku obráběním vytvořeny drážky, do kterých se montují destičky s přichytnými pružinami. Pružiny stálým mírným přitlakem udržují brzdové destičky v souvislé poloze. Tímto je eliminováno riziko výrazného vychýlení součástí ze

<sup>20</sup> Nutné pro volný pohyb třmenu, nepřítomnost maziva nebo nedostatečná vrstva by mohla vést k velkému odporu proti pohybu třmenu při brzdění, resp. zpětnému pohybu při odbrzdění.

správného vzájemného umístění, což by mohlo vést ke vzniku řady nežádoucích vlivů (snížení brzdného účinku, nerovnoměrné opotřebení brzdových desek, tvorba koroze, vznik vibrací a hluku). Pro výraznější zamezení vychýlení komponent je možné použít bezpečnostní svorky.

Druhem výroby brzdového třmenu a držáku je odlévání do trvalých forem s následným opracováním, kde vybraným materiálem je litina s kuličkovým grafitem EN-GJS-400-15 (GGG-40), jejíž mechanické vlastnosti při běžných teplotách jsou uvedeny v tabulce 7. Tvárná litina je použita především pro vhodné mechanické (např. odolnost vůči únavě) a technologické (slévatelnost, obrobitelnost) vlastnosti při zachování nižší hmotnosti v porovnání s ocelí. Obě součásti jsou za účelem zvýšení životnosti opatřeny antikorozní povrchovou úpravou.

Tabulka 7 Mechanické vlastnosti materiálu EN-GJS-400-15 [19]

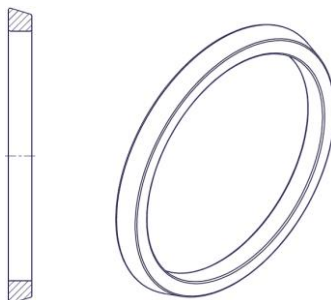
Veličina	Hodnota
Pevnost v tahu – $R_m$ /MPa/	400
Smluvní mez kluzu – $R_p$ /MPa/	250
Tažnost – $A$ /%/	15
Modul pružnosti – $E$ /GPa/	170
Tvrдость – /HB/	135-180

Ke správnému vyvození brzdné síly je nezbytnou součástí píst uložený ve válci brzdového třmenu (viz obrázek 35). Účinkem tlaku kapaliny na dno pístu jsou posuvem přitlačeny brzdové destičky na kotouč, čímž dochází k nezanedbatelnému namáhání kritických oblastí pístu. Standardním materiálem pístu je ušlechtilá nerezová ocel s označením 42CrMo4, která je typická horší tepelnou vodivostí, vysokou pevností a únavovou odolností. V důsledku nízké hodnoty součinitele tepelné vodivosti nedochází k nadměrnému přenosu třením generovaného tepla směrem k brzdové kapalině. To by mohlo vést např. ke změnám ve stlačitelnosti a k odpařování kapaliny.



Obrázek 35 Píst brzdového třmenu

Dalším z klíčových parametrů brzdového třmenu je správný tvar a materiál těsniva (těsnicího kroužku), jehož funkcí je především realizace vracení pístu při odbrzdění<sup>21</sup> a také utěsnění prostoru válce k zamezení leakáže<sup>22</sup>. Při volbě materiálu je nutné brát v úvahu různé faktory, jako jsou kompatibilita s brzdovou kapalinou, rozsah provozních teplot a tlaků, pevnost v tahu, stlačitelnost a tvrdost. Obvykle se využívá pryžového těsniva z materiálu NBR s tvrdostí v rozmezí 60 až 70 Shore, které odpovídá spolehlivému použití v teplotním rozsahu -30 °C až 100 °C. Detail běžně používané geometrie těsniva je reprezentován obrázkem 36.



Obrázek 36 Geometrie těsniva

Součástí brzdového třmenu je v neposlední řadě odvzdušňovací šroub se závitem M8, pomocí kterého dochází k odvzdušnění brzdového systému<sup>23</sup> a je umožněno vypuštění brzdové kapaliny. K výrobě šroubu se zpravidla používá korozně odolná nerezová ocel. Mimo jiné je třmen opatřen otvorem pro průtokový šroub brzdové hadičky, kterou je do válce přiváděna brzdová kapalina z hlavního brzdového válce.

## 4.2 Brzdový kotouč

Navržený brzdový kotouč je uveden na obrázku 37. Konstrukčně se jedná o variantu odvětrávaného kotouče s rovnými radiálně uspořádanými žebry, kterou lze použít bez jakéhokoli omezení na obě strany kol vozidla. Touto konstrukcí je umožněna cirkulace vzduchu mezi jednotlivými žebry, čímž se dosáhne účinnějšího chlazení kotouče, tzn. při brzdění má za následek nižší povrchovou teplotu. Spojení montážní a vnější třecí plochy kotouče je tvarově realizováno tzv. labutím krkem<sup>24</sup>, což vede k omezení sklonu ke kuželovitosti při nadměrné tepelné zátěži. Na toto téma byla provedena celá řada vědeckých výzkumů, kterými bylo dokázáno, že konstrukce labutího krku funguje jako pružící prvek. V důsledku přívodu tepla tak dochází k větší deformaci brzdového kotouče v radiálním směru v porovnání se směrem

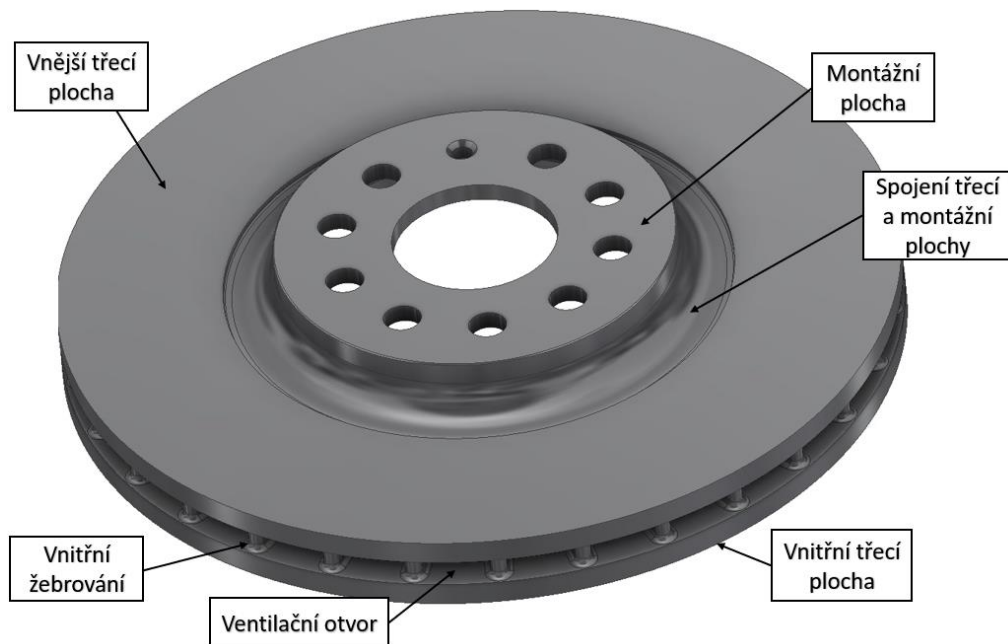
<sup>21</sup> K odlehlosti též napomáhá házení kotouče.

<sup>22</sup> Z anglického „leakage“, tj. unikání kapaliny z důvodu netěsnosti systému.

<sup>23</sup> Např. při výskytu vzduchových bublin.

<sup>24</sup> Doslovný překlad z cizí literatury. V anglické literatuře nazýváno také jako „montážní zvon“.

axiálním, tím je snížen kuželový úhel. Konstrukcí labutího krku je také dosaženo větší vzdálenosti mezi třecí plochou a nápravou (větší povrch k odvodu tepla a pro přenos tepla vedením), což má při kritickém namáhání za následek minimální teplotní zatížení ložiska kola.



Obrázek 37 Provedení brzdového kotouče

Uvažované parametry brzdového kotouče jsou uvedeny v tabulce 8. Hmotnost kotouče je získána z vytvořeného modelu. Vnější a vnitřní poloměr je dán geometrií kotouče. Poloha působení třecí síly neboli tzv. třecí poloměr je odečten z CAD modelu sestavy kotouče a destiček. Toto působíště je uvažováno v těžišti plochy brzdové destičky<sup>25</sup>. Minimální tloušťka kotouče, resp. maximální dovolené opotřebení, je zvoleno na základě uváděných hodnot v běžně dostupných dílenských příručkách nebo katalogích od výrobců.

Tabulka 8 Parametry brzdového kotouče

Veličina	Hodnota
Hmotnost neopotřebovaného kotouče – $m_k$ /kg/	10,7
Vnější poloměr kotouče – $R_2$ /mm/	170
Vnitřní poloměr kotouče – $R_1$ /mm/	103
Třecí poloměr – $r_b$ /mm/	136
Tloušťka – /mm/	30
Minimální tloušťka – /mm/	27

<sup>25</sup> Lze stanovit i pomocí matematické integrace. Výsledný rozdíl vychází řádově v desetínách milimetrů.



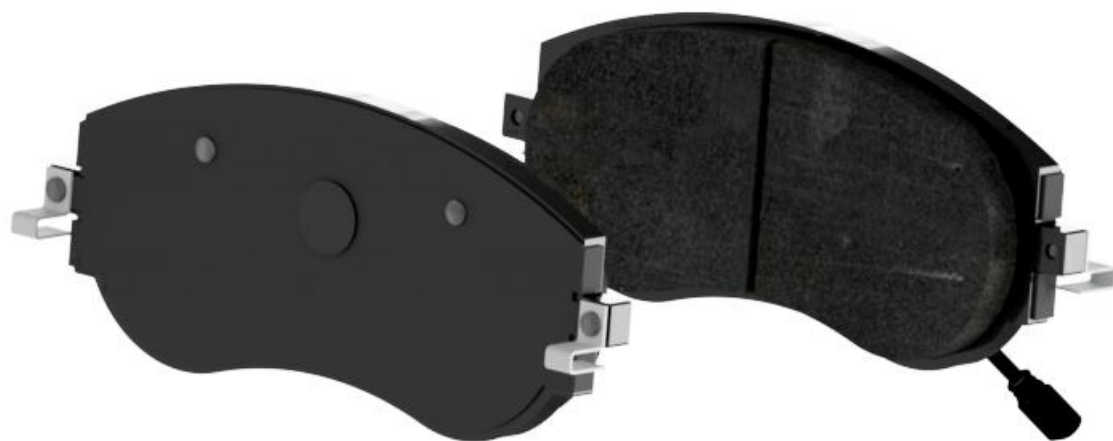
Vzhledem ke značně silnému namáhání, je zvoleným materiálem brzdového kotouče litina s kuličkovým grafitem s označením EN-GJS-500-7. Mechanické a fyzikální vlastnosti jsou převzaty ze směrnice FKM [19], popř. ze strojně technické příručky [20], viz tabulka 9. Tvárná litina byla zvolena především z důvodu lepších mechanických vlastností (v porovnání s šedou litinou).

Tabulka 9 Mechanické a fyzikální vlastnosti materiálu EN-GJS-500-7 při teplotě 20 °C

Veličina	Hodnota
Pevnost v tahu – $R_m$ /MPa/	500
Smluvní mez kluzu – $R_p$ /MPa/	320
Modul pružnosti – $E$ /GPa/	170
Hustota – $\rho$ / $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ /	7100
Měrná tepelná kapacita – $c_p$ / $\text{J} \cdot \text{kg} \cdot \text{K}^{-1}$ /	515
Tepelná vodivost – $\lambda$ / $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ /	35,2
Poissonův poměr – $\mu$ /–/	0,275

### 4.3 Brzdové destičky

Snímek navržených brzdových destiček je zobrazen na obrázku 38. Jedná se o standardní konstrukci s ocelovým nosičem, antivibrační fólií a přichytnými pružinami. Struktura destičky je navržena tak, aby při dodržení zástavbových rozměrů byla kontaktní plocha mezi brzdovým obložením a kotoučem co největší. Konstrukce je opatřena indikátorem opotřebení pro kontrolu tloušťky třecího segmentu. V případě překročení odpovídajícího opotřebení dochází k rozsvícení kontrolky v panelu přístrojů doprovázenému akustickým signálem.



Obrázek 38 Konstrukce brzdových destiček

Významným provozním faktorem brzdových destiček je opotřebení, které bývá s ohledem na směrnici ECE-R90 určenou pro náhradní díly nově registrovaných vozidel udáváno výrobcem. Za klíčové kritérium pro výpočty lze považovat součinitel tření brzdového obložení, který je však značně závislý na mnoha parametrech. Jednak je nutné zmínit provozní podmínky, mezi které se řadí tlak<sup>26</sup>, obvodová rychlost kotouče a teplota třecí dvojce, jednak podmínky povětrnostní, tzn. sucho a mokro. Jednotlivé druhy brzdového obložení mají různou závislost součinitele tření na zmíněných parametrech.

---

<sup>26</sup> Zde je myšlen tlak vyvolaný brzdovou destičkou na třecí plochu kotouče.

## 5 KONTROLA TEPELNÉHO NAMÁHÁNÍ, PEVNOSTI A ÚNAVY BRZDOVÉHO KOTOUČE

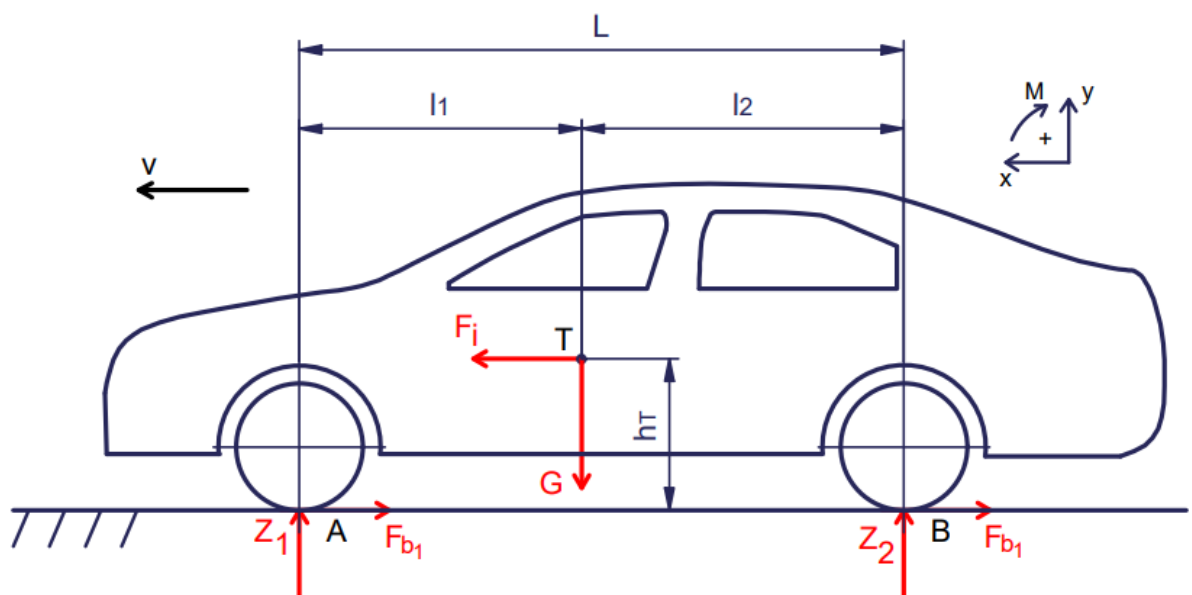
V této části práce jsou nejprve analytickými metodami stanoveny hodnoty fyzikálních veličin, které jsou vstupními parametry pro numerické výpočty a je zde provedena orientační kontrola tepelného namáhání brzdového kotouče pro vybrané jízdní režimy. Druhá část kapitoly je zaměřena na výpočty řešené pomocí MKP, konkrétně na kontrolu tepelného namáhání, pevnosti a únavy brzdového kotouče.

### 5.1 Analytické řešení výpočtu

K výpočtu brzdných sil a momentů je použit postup uvedený v literaturách [21] a [22]. Kompletní výpočet, včetně číselného dosazení, je proveden v příloze B. Výpočty realizované v této kapitole, především co se tepelného namáhání týče, jsou provedeny s řadou zjednodušujících předpokladů.

#### 5.1.1 Brzdění z maximální rychlosti

Vyšetřovaná jízdní situace, blíže rozebrána v kapitole 3.2 a 3.2.1, je znázorněna na obrázku 39. Brzdění je uvažováno na vodorovné vozovce provozní hydraulickou brzdou. Jízdní odpory (valivý, vzdušný, setrvačný) jsou z důvodu cíleného navýšení<sup>27</sup> brzdných sil zanedbány. Deformace kol a vozovky není uvažována. Vozidlo je v tomto případě zatíženo pouze účinky gravitačních (vliv vlastní hmotnosti), brzdných a setrvačných sil.



Obrázek 39 Působení sil na vozidlo při brzdění

<sup>27</sup> Účelem je stanovení maximální brzdné síly, jejímž prostřednictvím jsou jednotlivé komponenty namáhány.

Před samotným výpočtem síly, kterou je brzdová destička přitlačována proti brzdovému kotouči, je nutné stanovit rozdělení brzdných sil na jednotlivé nápravy. Pro zavedené předpoklady řešení lze sestavit dvě momentové rovnice rovnováhy (14) a (15). Působíště gravitační a setrvačné síly je uvažováno v těžišti. Radiální reakce v místě styku kol s vozovkou.

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0; \quad G \cdot l_1 - Z_2 \cdot L - F_i \cdot h_T = 0 \quad (14)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iB} = 0; \quad -G \cdot l_2 + Z_1 \cdot L - F_i \cdot h_T = 0 \quad (15)$$

Gravitační a setrvačná síla při brzdění na mezi adheze je dána vztahy (16) a (17). Po dosazení těchto vztahů do momentových rovnic rovnováhy lze vyjádřit vztahy pro výpočet radiálních reakcí, viz (14') a (15').

$$G = m \cdot g \quad (16)$$

$$F_i = m \cdot g \cdot \varphi \quad (17)$$

$$Z_2 = \frac{G \cdot l_1 - F_i \cdot h_T}{L} \quad (14')$$

$$Z_1 = \frac{G \cdot l_2 + F_i \cdot h_T}{L} \quad (15')$$

Poté je možné provést výpočet brzdných sil na přední a zadní nápravě dle rovnic (18) a (19), resp. celkové brzdné síly, dle rovnice (20), působící proti pohybu vozidla. Následně lze přistoupit k výpočtu poměru rozložení brzdné síly dle (21) připadající na přední nápravu, která je při brzdění vlivem účinku setrvačných sil namáhána více.

$$F_{b_1} = Z_1 \cdot \varphi \quad (18)$$

$$F_{b_2} = Z_2 \cdot \varphi \quad (19)$$

$$F_b = F_{b_1} + F_{b_2} \quad (20)$$

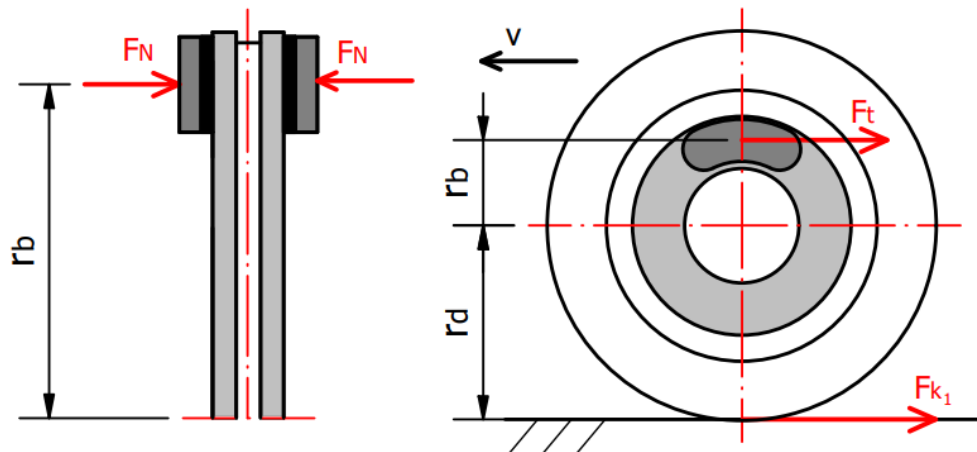
$$p = \frac{F_{b_1}}{F_b} \quad (21)$$

Ze znalosti celkové brzdné síly a jejího poměru připadajícího na přední nápravu lze vypočítat sílu dle vztahu (22), kterou je brzděno jedno kolo přední nápravy.

$$F_{k_1} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot F_b = \frac{1}{2} \cdot F_{b_1} \quad (22)$$

Z působení sil na brzděné kolo, resp. kotouč (viz. obrázek 40), lze sestavit momentovou rovnici statické rovnováhy, ze které je odvozen vztah (23) pro výpočet třecí síly působící při brzdění mezi kotoučem a jednou destičkou.

$$F_t = \frac{1}{2} \cdot \frac{r_d}{r_b} \cdot F_{k_1} \quad (23)$$



Obrázek 40 Silové poměry při brzdění

Při znalosti třecí síly lze z Coulombova zákona vypočítat potřebnou velikost přítláčné síly brzdové destičky k zastavení vozidla dle rovnice (24) a následně je možné dopočítat brzdný moment<sup>28</sup> na jedné třecí ploše kotouče dle rovnice (25). Brzdný moment je vyvozen zmíněnou třecí silou mezi destičkou a kotoučem. Součinitel tření je uvažován ve všech jízdních případech konstantní<sup>29</sup> po celý čas brzdění.

$$F_N = \frac{F_t}{\mu} \quad (24)$$

$$M_B = F_N \cdot \mu \cdot r_b \quad (25)$$

Během zpomalování vozidla kotoučovými brzdami je v důsledku tření mezi kotoučem a destičkami vzniklá kinetická energie rozptýlena především přeměnou na teplo a další část kinetické energie je rozptýlena ve formě chemických reakcí a hluku. Obecně platí, že přibližně 90 % z celkového generovaného tepla je pohlceno brzdovým kotoučem<sup>30</sup> a zbylých 10 % brzdovými destičkami.

<sup>28</sup> Brzdný moment lze též vypočítat jako součin brzdné síly  $F_{k_1}$  a dynamického poloměru. Výsledkem by byla dvojnásobná velikost výše stanoveného momentu  $M_B$ , jelikož je v rovnici (25) počítáno pouze s přítláčnou silou od jedné desky.

<sup>29</sup> Ve skutečnosti je součinitel tření závislý na mnoha faktorech, viz. kapitola 4.3.

<sup>30</sup> Materiál třecího obložení brzdových destiček má nižší tepelnou vodivost v porovnání s tepelnou vodivostí brzdového kotouče.

Základním předpokladem řešení pro výpočet tepelného namáhání na straně bezpečnosti, je uvažování přeměny veškeré vzniklé kinetické energie na teplo, které bude pohlceno pouze brzdovým kotoučem. Poté lze celkovou kinetickou energii, resp. teplo vzniklé při brzdění z maximální rychlosti matematicky popsat rovnicí (26).

$$Q_{191} = E_{K_{191}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{191}^2 \quad (26)$$

Pro výpočet tepla pohlceného jedním brzdovým kotoučem (rovnice (27)) se využije znalosti poměru brzdné síly připadající na přední nápravu.

$$Q_{K_1} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot Q_{191} \quad (27)$$

Je-li známo teplo, které je pohlceno kotoučem o dané hmotnosti, lze přistoupit k definici vztahu (29) pro přibližné určení teploty kotouče, který je odvozen z rovnice (28). Tato rovnice představuje zjednodušený tvar pro výpočet množství tepla přijatého homogenním systémem v závislosti na změně (nárustu) teploty. Jelikož není ve vzorci zohledněn časový faktor a ochlazování, je nutné brát vypočtenou hodnotu pouze jako orientační. Ve všech analyzovaných jízdních případech jsou tepelné vlastnosti materiálů uvažovány konstantní<sup>31</sup>. Počáteční teplota kotouče a teplota okolního prostředí je zvolena na 20 °C.

$$Q_{K_1} = m_k \cdot c_k \cdot \Delta T = m_k \cdot c_k \cdot (T_{191} - T_o) \quad (28)$$

$$T_{191} = \frac{Q_{K_1}}{m_k \cdot c_k} + T_o \quad (29)$$

### 5.1.2 Opakované brzdění na rovině

V porovnání s brzděním z maximální rychlosti se při procesu brzdění jedná o identickou jízdní situaci, kde rozdíl nastává pouze v počáteční rychlosti vozidla. Postup stanovení sil a momentů, včetně jejich vypočtených hodnot, je rovněž totožný a z tohoto důvodu nebude znovu proveden.

Lze tedy přistoupit k výpočtům, co se tepelného namáhání týče. Opět je nutné stanovit kinetickou energii celého systému vzniklou při brzdění z počáteční rychlosti dle rovnice (30), a poté je možné provést výpočet tepla pohlceného jedním kotoučem přední nápravy, vztah (31).

$$Q_{130} = E_{K_{130}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{130}^2 \quad (30)$$

<sup>31</sup> V reálném případě se tepelné vlastnosti při změně teploty nepatrně mění.

$$Q_{K_2} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot Q_{130} \quad (31)$$

Dalším krokem je stejně jako v předchozí kapitole výpočet teploty povrchu kotouče, což je možné přibližně určit dle rovnice (32). Měrná tepelná kapacita materiálu kotouče je uvažována rovněž konstantní.

$$T_{130} = \frac{Q_{K_2}}{m_k \cdot c_k} + T_o \quad (32)$$

Po brzdění do zastavení následuje režim zrychlování na počáteční rychlost  $130 \text{ km/h}$ . Během tohoto procesu dochází k odvodu (přenosu) tepla z brzdového kotouče, kde hlavními mechanismy přenosu jsou vedení, záření a proudění. Teplo odvedené vedením<sup>32</sup> vzhledem ke krátkému časovému intervalu není uvažováno. S ohledem na vypočtenou teplotu kotouče po prvním zastavení je zářením odvedené teplo<sup>33</sup> zanedbáno. Ke zcela zásadnímu odvodu tepla z povrchu kotouče dochází prouděním. Teplo odvedené prouděním lze za určitých předpokladů popsat vztahem (33), který je označován jako Newtonův ochlazovací zákon. Tímto zákonem je charakterizován matematický model daného přenosu tepla.

$$\dot{Q} = \alpha_p \cdot S_o \cdot \Delta T = \alpha_p \cdot S_o \cdot (T_{(t)} - T_\infty) \quad (33)$$

Rovnicí (33) je vyjádřen tepelný tok<sup>34</sup> tepla z povrchu kotouče do okolního prostředí, který se mění úměrně s rozdílem teplot mezi proudícím vzduchem a kotoučem.

Součinitel přestupu tepla  $\alpha_p$  je závislý v podstatě na všech veličinách určujících fyzikální vlastnosti (tlak, teplota atd.), na druhu proudění (laminární, turbulentní), stavu tekutiny, tvaru stěny, a tudíž je velmi obtížné stanovit jeho velikost výpočtem. Součinitel přestupu tepla se určuje pomocí empirických vztahů nebo z tzv. kritériálních rovnic vycházejících z teorie pravděpodobnosti s využitím bezrozměrných čísel obsahujících veličiny, které mají vliv na daný případ přestupu tepla [23]. Vzhledem k rozsahu odvození je odhad součinitele přestupu tepla uveden v příloze C. V analytickém řešení bude počítáno pouze s konstantní hodnotou pro případ rovinné plochy kotouče.

Veličina  $S_o$  představuje celkovou plochu brzdového kotouče získanou z vytvořeného CAD modelu, přes kterou je uvažován odvod tepla do okolního prostředí.

<sup>32</sup> Při dlouho trvajícím nadměrném tepelném namáhání brzdového kotouče může dojít k přenosu značného tepla vedením až na hlavu ložiska čepu kola.

<sup>33</sup> Teplo odvedené zářením nabývá v tomto případě na významu pouze za vysokých teplot.

<sup>34</sup> Tepelný tok lze obecně charakterizovat jako teplo, které projde danou plochou za určitý čas.

Pro stanovení tohoto rozdílu teplot lze odvodit rovnici (34), kterou je charakterizován matematický model daného přenosu tepla. Z této rovnice je patrné, že rozdíl teplot mezi okolním prostředím a kotoučem klesá exponenciálně s přibývajícím časem, tj. časem, kdy vozidlo zrychluje na počáteční rychlost. Kompletní odvození rovnice (34) je provedeno v příloze D – provedeno dle teorie uvedené v literatuře [24] a [25].

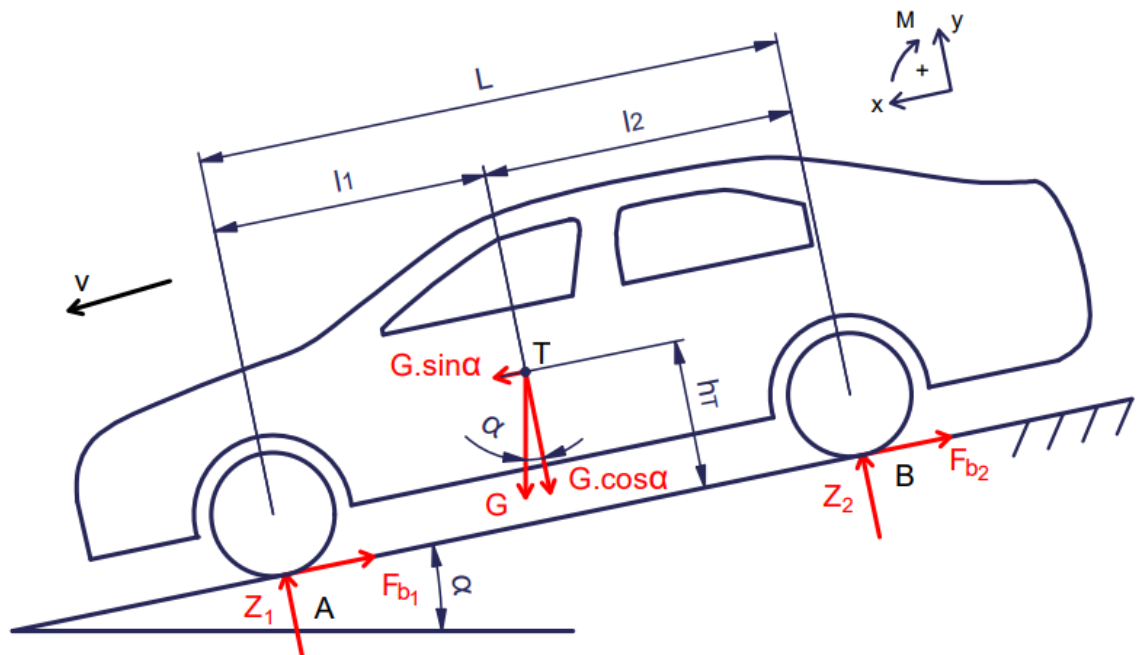
$$(T_{(t)} - T_{\infty}) = (T_o - T_{\infty}) \cdot e^{\left(-\frac{\alpha_p \cdot S_o}{m_k \cdot c_k}\right) \cdot t} \quad (34)$$

Z vypočtených výsledků uvedených v příloze B je patrné, že při zrychlování na počáteční rychlost není z kotouče odvedeno do okolního prostředí veškeré teplo pohlcené při brzdění. Po třech analyzovaných jízdních cyklech byla uvedeným postupem vypočtena maximální teplota.

### 5.1.3 Brzdění z dlouhého svahu

Cílem řešení je, stejně jako v kapitolách 5.1.1 a 5.1.2, kontrola tepelného namáhání brzdového kotouče automobilu, u kterého je udržována konstantní rychlost na podélném svahu provozními brzdami s následným zabrzděním do zastavení při podmínkách popsanych v kapitole 3.2.3.

Předpoklady řešení jsou totožné s předchozími případy, tzn. jízdní odpory jsou zanedbány, deformace kol a vozovky není uvažována. Zatížení zohledněné ve výpočtech při udržování konstantní rychlosti jsou v tomto případě pouze brzdné síly působící ve styku kol s vozovkou a složka gravitační síly v ose x působící v těžišti, která je rovnoběžná s jízdní dráhou, viz obr. 41.



Obrázek 41 Síly působící na jedoucí vozidlo ze svahu



Jelikož je rozložení brzdných sil na jednotlivé nápravy uvažováno stejné jako v předchozích případech, je možné přistoupit k výpočtu velikosti celkové brzdné síly, která je v tomto případě dána algebraickým součtem brzdných sil kol přední a zadní nápravy. Po sestavení rovnice (35), tedy rovnice statické rovnováhy v ose x, je možné triviální úpravou vyjádřit vztah pro výpočet celkové brzdné síly, viz rovnice (36).

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \quad G \cdot \sin \alpha - F_{b_1} - F_{b_2} = 0 \quad (35)$$

$$F_b = F_{b_1} + F_{b_2} = G \cdot \sin \alpha \quad (36)$$

Za předpokladu uvažování stejné hodnoty rozložení brzdných sil na jednotlivé nápravy lze nyní dle rovnice (37) vypočítat brzdou sílu působící na jedno kolo přední nápravy. Třecí a přítláčná síla je stanovena stejným způsobem jako v kapitole 5.1.1, tzn. ze silového působení na brzděné kolo, v tomto případě dle rovnic (38) a (39). Poté již zbývá stanovit pouze brzdný moment na jedné třecí ploše kotouče, viz rovnice (40).

$$F_{k_1} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot F_b \quad (37)$$

$$F_t = \frac{1}{2} \cdot \frac{r_d}{r_b} \cdot F_{k_1} \quad (38)$$

$$F_N = \frac{F_t}{\mu} \quad (39)$$

$$M_B = F_N \cdot \mu \cdot r_b \quad (40)$$

Vzhledem ke konstantní rychlosti<sup>35</sup> vozidla při jízdě ze svahu je úloha v oblasti tepelného namáhání poněkud odlišná v porovnání s předchozími případy. Teplo pohlcené kotoučovými brzdami je v tomto případě rovno práci vykonané třecí silou na dráze, kterou urazí bod na třecím poloměru (v místě působení třecí síly) během jízdy ze svahu. Tuto dráhu lze určit odvozením z rovnice (41), která vychází z poměru daných drah a poloměrů.

$$\frac{r_d}{r_b} = \frac{s_d}{s_b} \Rightarrow s_b = \frac{r_b}{r_d} \cdot s_d \quad (41)$$

Již bylo pojednáno o odlišnosti určování pohlceného tepla jedním kotoučem při udržování rychlosti na svahu. Předpokladem řešení je pohlcení veškerého tepla jedním kotoučem přední nápravy. V tomto případě lze teplo naakumulované v kotouči po ujetí deseti kilometrů určit dle

<sup>35</sup> Při konstantní rychlosti nedochází ke změně kinetické energie.

rovnice (42). Jelikož jsou třecí účinky vyvolány dvěma brzdovými destičkami, je nutné přítláčnou, resp. třecí sílu vynásobit dvěma.

$$Q_{K_3} = W = 2 \cdot F_N \cdot \mu \cdot \frac{r_b}{r_d} \cdot s_d \quad (42)$$

Teplo odvedené z kotouče po dobu udržování rychlosti lze stanovit dosazením rovnice (34) do rovnice (33) a následnou matematickou úpravou. Odvození výsledného vztahu (43) je provedeno v příloze D. Vyjadřuje časový průběh tepla odvedeného z kotouče při jízdě ze svahu.

$$Q_{\text{odv}} = m_k \cdot c_k \cdot (T_o - T_{\infty}) \cdot \left( 1 - e^{-\left(\frac{\alpha_p \cdot s_o}{m_k \cdot c_k}\right) \cdot t} \right) \quad (43)$$

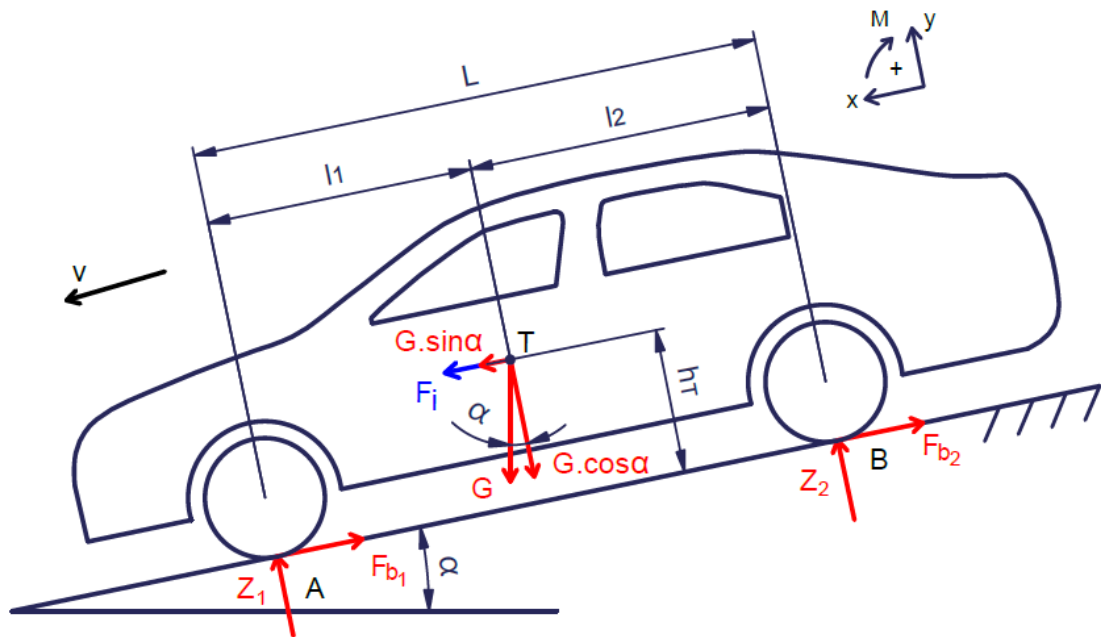
Rovnicí (44) je dán rozdíl mezi teplem kotoučem pohlceným a teplem odvedeným. Při znalosti zůstatku tepla v kotouči je následně možné vypočítat teplotu kotouče po ujetí deseti kilometrů, viz rovnice (45). Vzhledem k řadě zjednodušujících předpokladů (uvažovaná plocha kotouče k odvodu tepla, konstantní součinitel přestupu tepla a konstantní měrná tepelná kapacita) je znovu nutné zdůraznit, že se jedná pouze o orientačně vypočtenou hodnotu teploty kotouče.

$$Q_{1200} = Q_{K_3} - Q_{\text{odv}} \quad (44)$$

$$T_{1200} = \frac{Q_{1200}}{m_k \cdot c_k} + T_o \quad (45)$$

Po ujetí deseti kilometrů konstantní rychlostí je uvažováno brzdění maximální brzdou silou do zastavení. Vzhledem k odlišnosti profilu jízdní trasy v porovnání s jízdní situací opakovaného brzdění je třeba vyvinutí jiných brzdných sil k zastavení vozidla. Z tohoto důvodu je nutné sestavit rovnice rovnováhy vycházející ze silového působení na jedoucí vozidlo (viz obrázek 42) a provést výpočet vnějších a vnitřních sil, jejichž velikost je třeba znát pro analýzu tepelného namáhání kotouče. Rozložení brzdných sil na jednotlivé nápravy je uvažováno shodné jako v předchozích případech.

Na brzděné vozidlo při jízdě na podélném svahu je uvažováno působení gravitační síly v těžišti vozidla, působení reakcí vozovky v místě styku kol s vozovkou, působení brzdných (tečných) sil vzniklých účinkem brzdného momentu působících rovněž ve styku kol s vozovkou a v neposlední řadě je nutné zmínit setrvačnou sílu působící proti směru zrychlení, která vzniká v těžišti vozidla při změně rychlosti. Gravitační síla je rozložena do složky kolmé (osa y) k vozovce a složky rovnoběžné s vozovkou (osa x).



Obrázek 42 Silové působení na brzděné vozidlo

Ze silového působení je sestavena rovnice rovnováhy ve směru osy x. Poté je stejně jako v předchozím případě stanovena celková brzdná síla, která je přepočtena na sílu brzdící jedno kolo přední nápravy. Následuje výpočet třecí síly působící mezi kotoučem a destičkou, ze které je možné stanovit přítláčnou sílu a brzdný moment na kotouči pro zastavení vozidla, viz výpočet dle rovnic (46) až (51).

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \quad F_i + G \cdot \sin \alpha - F_{b1} - F_{b2} = 0 \quad (46)$$

$$F_b = F_{b1} + F_{b2} = G \cdot \sin \alpha + F_i \quad (47)$$

$$F_{k1} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot F_b \quad (48)$$

$$F_t = \frac{1}{2} \cdot \frac{r_d}{r_b} \cdot F_{k1} \quad (49)$$

$$F_N = \frac{F_t}{\mu} \quad (50)$$

$$M_B = F_N \cdot \mu \cdot r_b \quad (51)$$

Po výpočtu působících sil lze přistoupit k analýze tepelného namáhání kotouče. V tomto případě je možné teplo pohlcené kotoučem určit součtem kinetické a potenciální energie. Kinetickou energii celého systému vzniklou při brzdění je možné určit z rovnice (52). Teplo pohlcené jedním kotoučem se poté stanoví z rovnice (53). Celková potenciální energie je

stanovena dle rovnice (54), ze které je pak nutné provést přepočítání na hodnotu připadající na jeden kotouč. Součet vypočtených energií je vyjádřen dle rovnice (56). Jelikož není při takto krátkém časovém intervalu uvažován odvod tepla do okolního prostředí, je možné přistoupit k výpočtu teploty kotouče po dokončení této jízdní situace. Teplota kotouče před provedením brzdění do zastavení již byla vypočtena, viz rovnice (45). Jedná se o teplotu po ujetí deseti kilometrů. Teplota na konci celkového brzdění je dána dle rovnice (57).

$$Q_{30} = E_{K_{30}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{30}^2 \quad (52)$$

$$Q_{K_4} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot Q_{30} \quad (53)$$

$$E_p = m \cdot g \cdot \Delta h \quad (54)$$

$$E_{p_1} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot E_p \quad (55)$$

$$Q_C = Q_{K_4} + E_{p_1} \quad (56)$$

$$T_C = \frac{Q_C}{m_k \cdot c_k} + T_{1200} \quad (57)$$

#### 5.1.4 Shrnutí výsledků analytického řešení

Shrnutí podstatných výsledků získaných v analytickém řešení je uvedeno v tabulce 10. Jsou zde shrnuty veličiny potřebné pro MKP analýzu a také veličiny, se kterými budou výsledky z analýzy pomocí MKP porovnány. Jedná se o třecí a normálovou sílu, brzdný moment a teploty kotouče na konci provedení daného manévru. Hodnoty sil a momentu jsou uvedeny pro působení na jedné třecí ploše kotouče.

Tabulka 10 Výsledky z analytického řešení

Veličina	Brzdění z $V_{MAX}$	Opakované brzdění	Udržování rychlosti	Následné zabrzdění
$F_t$ – /N/	6196	6196	1519	5638
$F_N$ – /N/	15490	15490	3799	14094
$M_B$ – /N/	843	843	207	767
$T$ – /°C/	211	256	216	222

## 5.2 Teplotní analýza brzdového kotouče

Hlavním cílem této kapitoly je provedení kontroly tepelného namáhání brzdového kotouče pomocí řešiče MKP. Stejně jako při analytickém řešení problému i zde jsou analyzovány vybrané jízdní režimy. Nejprve je podrobena kontrole jízdní situace, při které je uvažováno brzdění z maximální rychlosti do zastavení. Poté je analyzováno třikrát opakované brzdění s rozjezdem na počáteční rychlost a na závěr je provedena kontrola tepelného namáhání při udržování konstantní rychlosti na svahu. Použitým výpočtovým MKP programem je Inventor Nastran verze 2021.

Vzhledem k uvažování proměnného součinitele přestupu tepla u všech analyzovaných jízdních režimů je nutné k řešení problému použít nestacionární nelineární výpočet přenosu tepla. Nestacionární vedení tepla pevnými látkami trojrozměrného teplotního pole je popsáno diferenciální rovnicí (58)<sup>36</sup> s nenulovou pravou stranou. Jedná se o numerické vyjádření úlohy vedení tepla.

$$\frac{\lambda}{\rho \cdot c} \cdot \left[ \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \left( \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \left( \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \right] + \frac{\dot{q}}{\rho \cdot c} = \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (58)$$

kde:

- $\dot{q}$  je měrný tepelný výkon /W.m<sup>-3</sup>/,
- $T$  je povrchová teplota kotouče /K/,
- $t$  je doba brzdění /s/,
- $c$  je tepelná kapacita /J.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>/,
- $\rho$  je hustota materiálu /kg.m<sup>-3</sup>/,
- $\lambda$  je tepelná vodivost /W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>/.

### 5.2.1 Výpočtový model

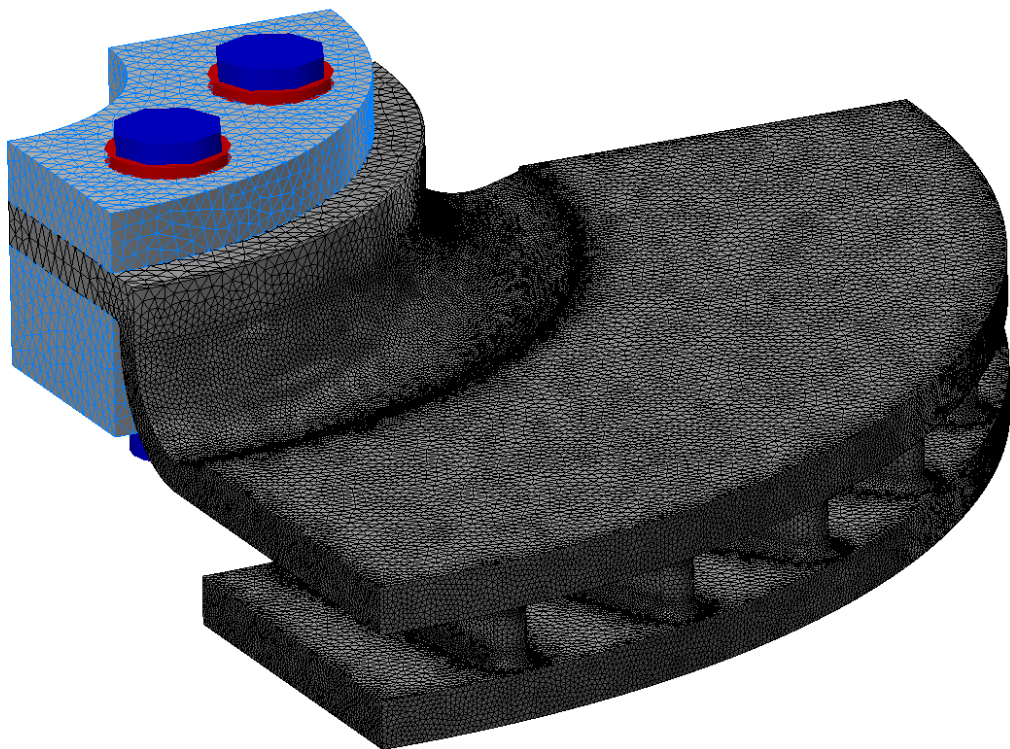
Provedení výpočtového modelu je jednotné pro všechny teplotní analýzy. Skládá se ze tří těles, kde pro účely výpočtu jsou náboj a kolo nahrazeny kruhovou výsečí o konečné výšce. Z důvodu zkrácení výpočtových časů je pro analýzy použita jedna čtvrtina z celého kotouče. Použití tohoto devadesátistupňového segmentu je možné z důvodu, že se jedná o rotačně symetrickou úlohu (geometrické uspořádání konstrukce i zatížení). Brzdový kotouč je vytvořen s maximálním dovoleným opotřebením, tzn. z každé strany třecích ploch je odebráno 1,5 mm.

Výpočtový model s prvkovou sítí je uveden na obrázku 43. Sítí je vytvořena pomocí nepravidelně orientovaných, parabolických tetragonálních (čtyřstěnných) prvků, kterými je zcela popsána geometrie CAD modelu. Jedná se o trojrozměrný typ tělesového prvku. Pro sítí

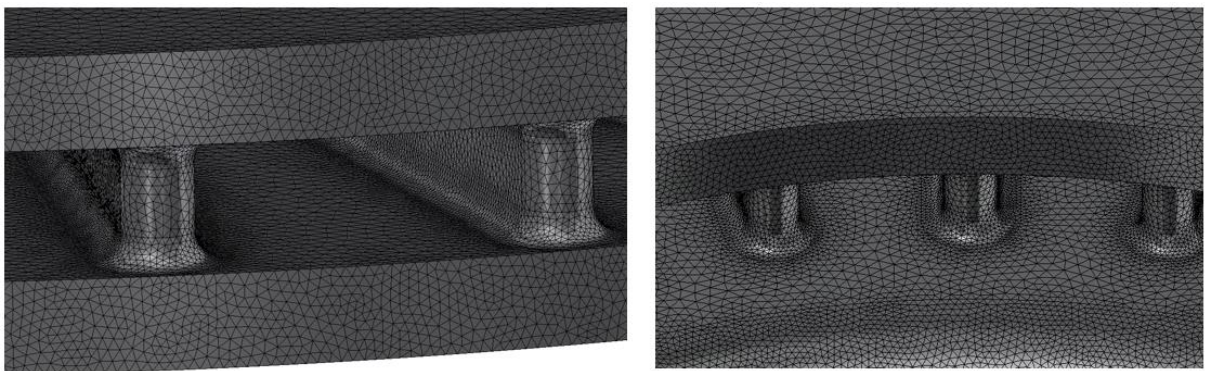
---

<sup>36</sup> Více o nestacionárním vedení tepla je pojednáno např. v literatuře [25].

bylo použito 1040751 prvků a 1559032 uzlových bodů. Velikost základního elementu je  $4\text{ mm}$  (mimo náhradu náboje a kola). Zjemněná síť o velikosti  $2\text{ mm}$  je aplikována na třecích plochách a větracích otvorech. V místě koncentrace napětí (oblast „labutího krku“ a žebrování) je síť zjemněna na velikost  $1\text{ mm}$ . V oblastech zaoblení vnitřního žebrování je síť zjemněna na velikost  $0,6\text{ mm}$ . Pro vhodnější vedení tepla, především v oblastí žebrování, byla snížena hodnota rychlosti růstu prvků, což má za následek prodloužení oblasti přechodu menších prvků na prvky větší. Další úpravou sítě je zapnutí příkazu mapování středních uzlů parabolických prvků do geometrie. To je užitečné zejména v oblastech s vysokým zakřivením (oblast vnitřního žebrování). Detail rozložení prvkové sítě je uveden na obrázku 44.



Obrázek 43 Prvková síť výpočtového modelu



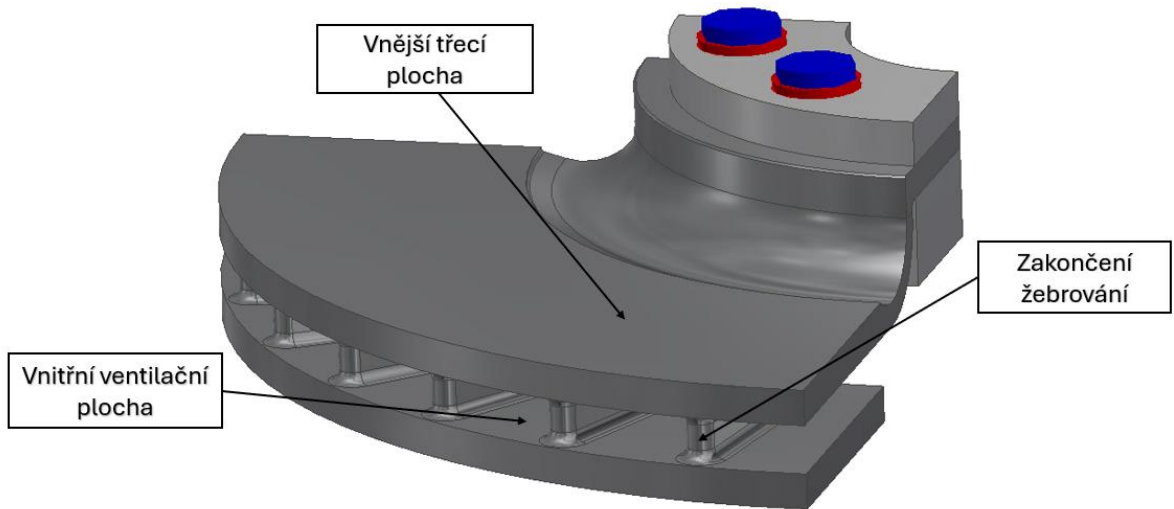
Obrázek 44 Detail prvkové sítě

## 5.2.2 Materiálové vlastnosti

Použitým materiálem je litina s kuličkovým grafitem EN-GJS-500-7, o které již bylo pojednáno v kapitole 4.2. Jelikož není předpokládán nárůst teploty k vyšším stovkám °C, je možné bez dopuštění se závažné chyby uvažovat fyzikální vlastnosti litiny konstantní, a to po celý průběh jízdních režimů. Vlastnosti materiálu kuličkové litiny jsou tak převzaty z tabulky 9.

## 5.2.3 Vyšetřované oblasti

Na obrázku 45 je uveden výpočtový model s vyznačenými místy uzlů. Jedná se o místa, kde se předpokládá rozdílná velikost teploty, která je hlavní veličinou mající vliv na velikost teplotního napětí. Pro představu bude z tohoto důvodu v uvedených uzlech po dokončení teplotních analýz u příslušných kapitol vykreslen průběh teploty v závislosti na čase.



Obrázek 45 Vyznačení míst vyšetřovaných uzlů

## 5.2.4 Brzdění z maximální rychlosti

### Okrajové podmínky

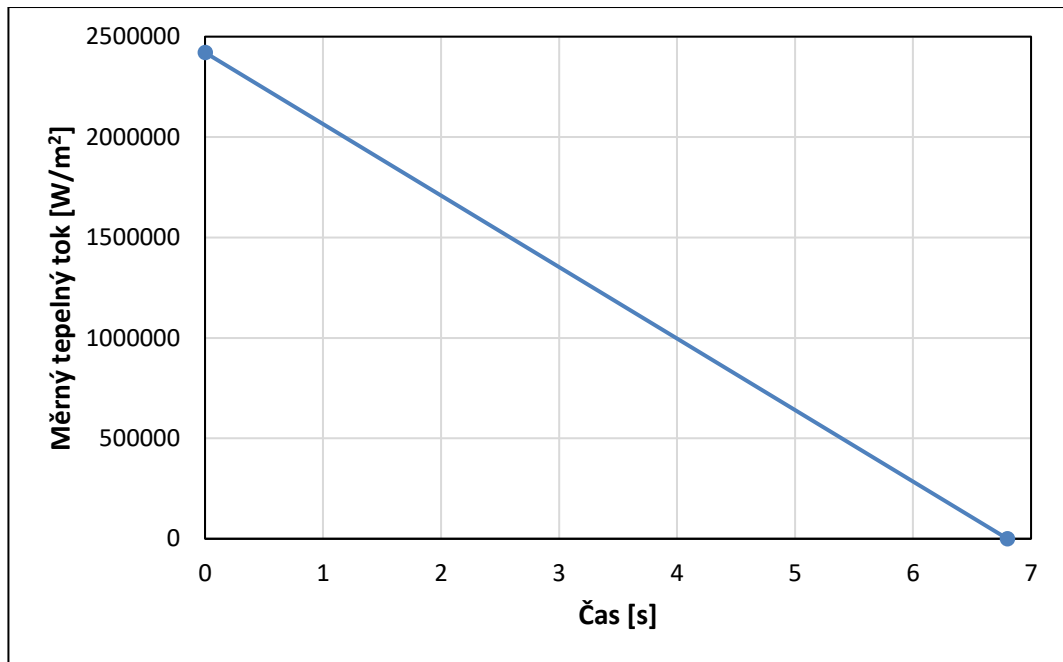
S využitím znalosti přítláčné síly a součinitele tření v kontaktu deska-kotouč lze vypočítat hodnotu tepelného toku, jehož maximální velikost bude při počáteční (nejvyšší) rychlosti. Maximální hodnotu tepelného toku lze určit dle rovnice (59).

$$\Phi_1 = F_N \cdot \mu \cdot \frac{r_b}{r_d} \cdot V_{191} = 15490 \cdot 0,4 \cdot \frac{136}{318,4} \cdot \frac{191}{3,6} = 140413 \text{ W} \quad (59)$$

Jelikož je při teplotní analýze tohoto typu zadáváno zatížení pouze v podobě měrného tepelného toku, je nutné tepelný tok přepočítat na tuto veličinu. Maximální měrný tepelný tok lze stanovit jako podíl tepelného toku a jedné třecí plochy kotouče, dle rovnice (60).

$$\dot{q}_1 = \frac{\Phi_1}{S_k} = \frac{140413}{0,058} \doteq 2420918 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \quad (60)$$

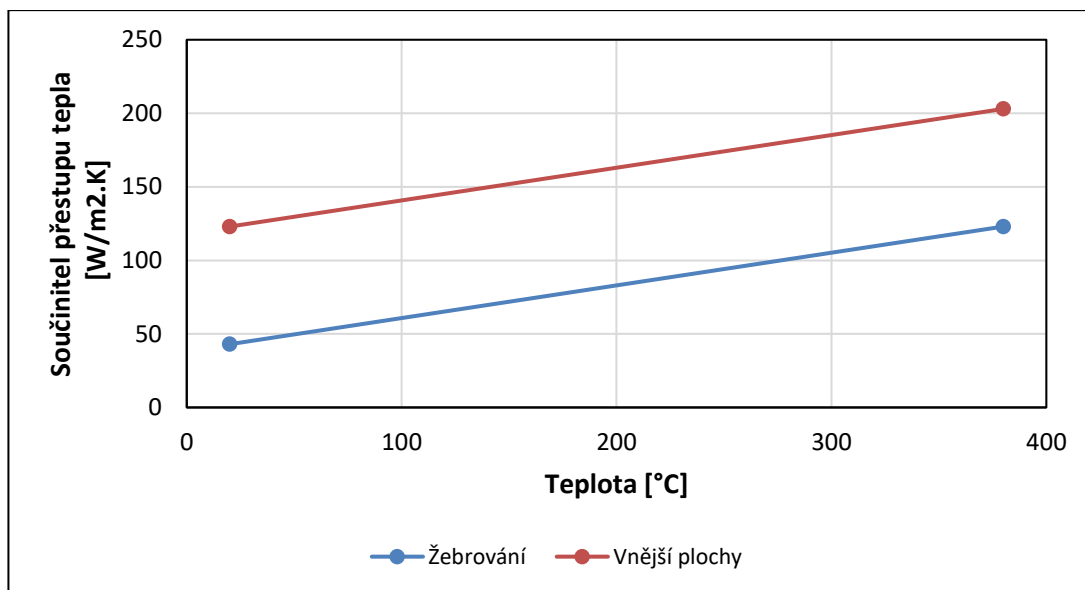
Uvažovaný průběh měrného tepelného toku v závislosti na čase je patrný z obrázku 45. Je zřejmé, že s klesající rychlostí vozidla dochází k lineárnímu poklesu měrného tepelného toku až do nuly, tj. zastavení automobilu.



Obrázek 46 Závislost měrného tepelného toku na čase

Pro tepelnou výměnu mezi kotoučem a okolním prostředím je v analýze nastaven přenos tepla konvekcí. Hodnoty součinitele přestupu tepla jsou převzaty z přílohy C. Pro vnější plochy je uvažována hodnota  $123 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  a pro plochy vnitřního žebrování  $43 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Jedná se o počáteční hodnoty při teplotě  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Ovšem součinitel přestupu tepla je uvažován proměnný s teplotou kotouče. Tato závislost byla stanovena na základě průběhu uvedeného v literatuře [26, obr. 4]. Prvním krokem byl odhad velikosti součinitele přestupu tepla z uvedené křivky při počáteční teplotě kotouče, tj.  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , poté při teplotě  $400 \text{ }^\circ\text{C}$ . Proložení těchto bodů přímkou je dosažena lineární závislost mezi  $\alpha_p$  a teplotou. Poté byla stanovena směrnice této přímky neboli tangens úhlu, který přímka svírá. Použitím této přímky s danou směrnicí je možné definovat závislost  $\alpha_p$  na teplotě pro jakoukoliv počáteční hodnotu. Tímto zjednodušeným způsobem jsou stanoveny veškeré průběhy  $\alpha_p$  pro jednotlivé jízdní případy. Pro počáteční hodnoty  $123 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  a  $43 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  je výsledný průběh uveden na obrázku 47.



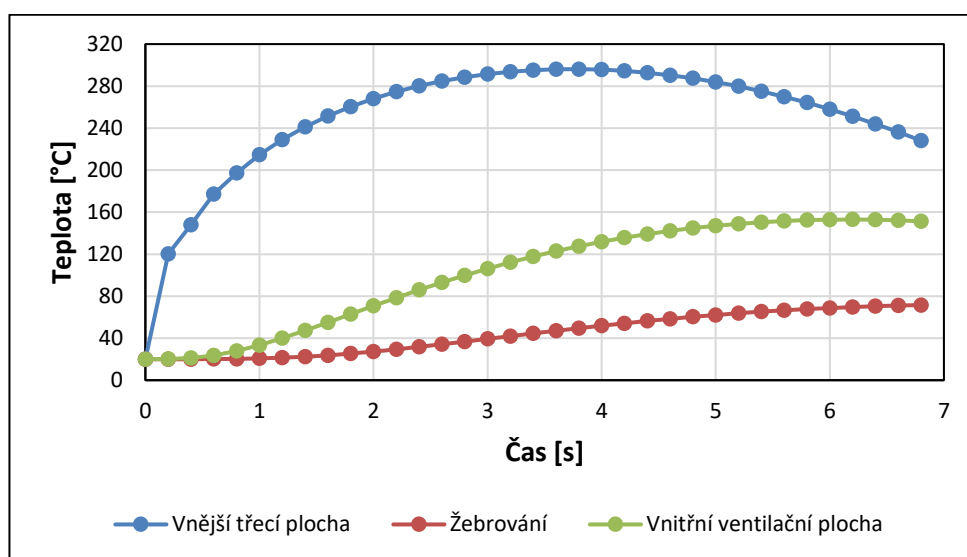


Obrázek 47 Závislost součinitele přestupu tepla na teplotě

Výpočtovému modelu je předepsána počáteční teplota  $20\text{ °C}$  ( $293,15\text{ K}$ ). Počáteční teplota okolního prostředí je nastavena na konstantní hodnotu  $20\text{ °C}$  ( $293,15\text{ K}$ ). Ve výpočtu je nastaveno krokování po  $0,2\text{ sec}$ , tzn.  $32\text{ kroků}$ .

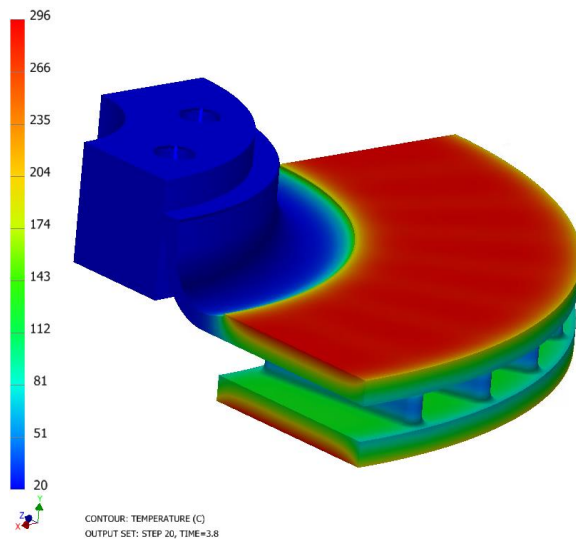
### Výstupy z analýzy

Na obrázku 48 je vykreslen průběh teplot ve vybraných uzlech během brzdění. Z vykresleného průběhu lze odečíst, že k maximální teplotě uzlu na vnější třecí ploše dochází ve  $20.\text{ kroku}$  v čase  $3,8\text{ sec}$ , nikoliv na konci brzdění. To je způsobeno především průběhem měrného tepelného toku a také nadefinovaným průběhem součinitele přestupu tepla, který se lineárně zvětšuje s narůstající teplotou kotouče.

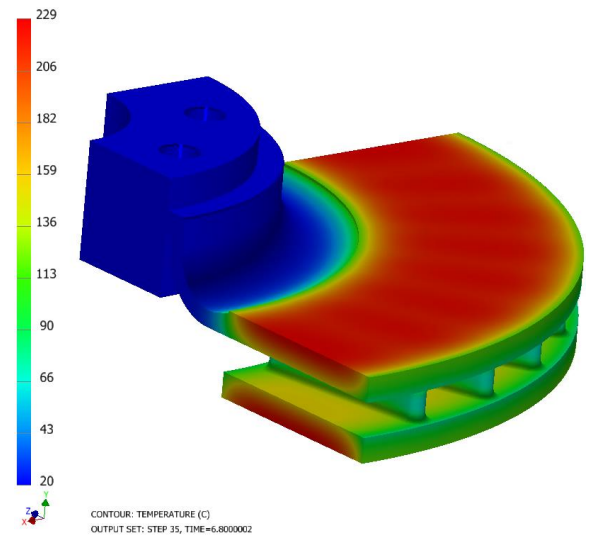


Obrázek 48 Závislost teploty kotouče na čase

Na obrázku 49 je uveden výpočtový model s vykresleným teplotním polem v čase, kdy je dosaženo maximální teploty. Obrázkem 50 je znázorněno teplotní pole na konci brzdění.



Obrázek 49 Teplotní pole v čase 3,8 sec



Obrázek 50 Teplotní pole v čase 6,8 sec

## 5.2.5 Opakované brzdění na rovině

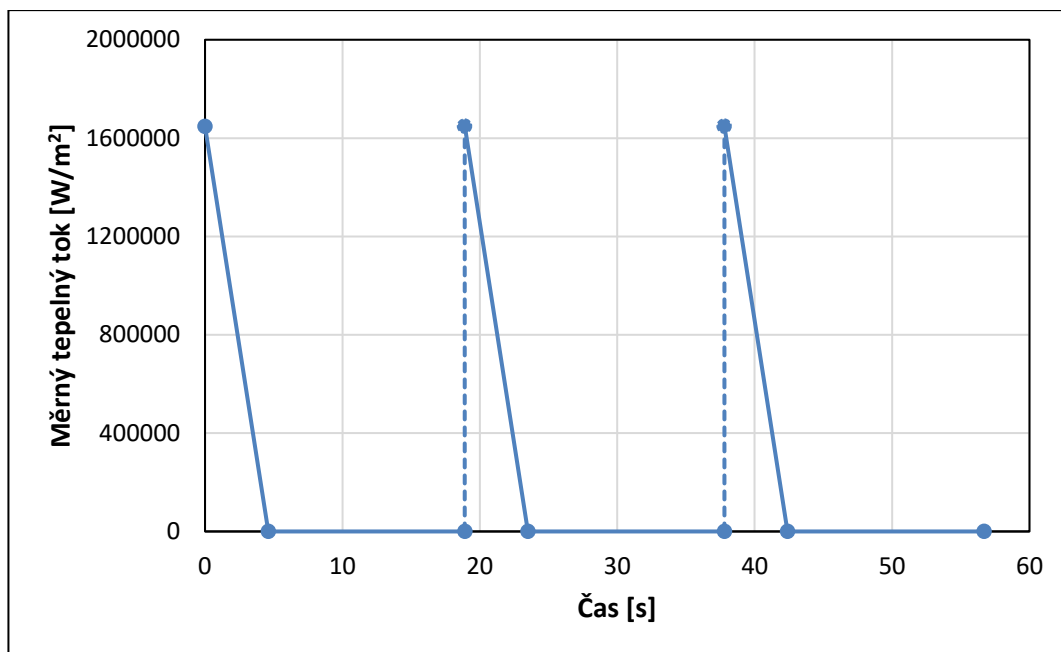
### Okrajové podmínky

Tepelný tok je vypočten dle rovnice (61), tzn. stejným způsobem jako v předchozím jízdním případě. Odlišností je pouze výchozí rychlost, v tomto případě  $130 \text{ km/h}$ . Zatížení ve výpočtovém programu je rovněž provedeno prostřednictvím měrného tepelného toku, jehož velikost je stanovena dle rovnice (62).

$$\Phi_2 = F_N \cdot \mu \cdot \frac{r_b}{r_d} \cdot V_{130} = 15490 \cdot 0,4 \cdot \frac{136}{318,4} \cdot \frac{130}{3,6} = 95569 \text{ W} \quad (61)$$

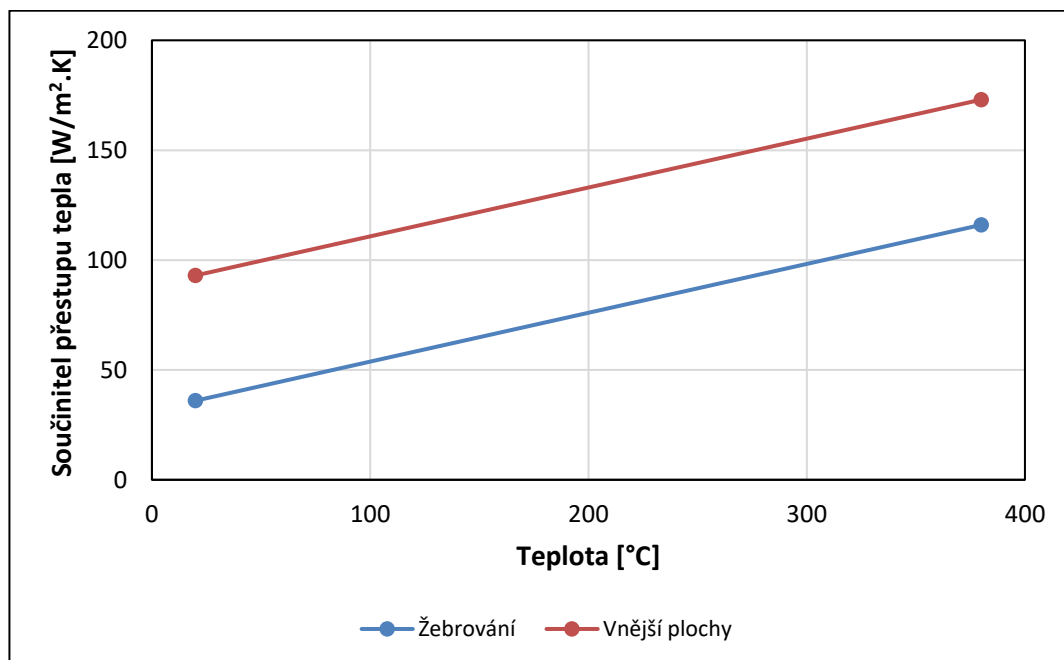
$$\dot{q}_2 = \frac{\Phi_2}{S_k} = \frac{95569}{0,058} \doteq 1647745 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \quad (62)$$

Na obrázku 51 je znázorněn průběh měrného tepelného toku. Při procesu brzdění dochází k působení tepelného toku soustředěného do třecích ploch. Tepelný tok v závislosti na poklesu rychlosti lineárně klesá. Naopak při procesu zrychlování na výchozí rychlost k žádnému namáhání tepelným tokem, které by vedlo ke zvýšení teploty kotouče, nedochází.



Obrázek 51 Závislost měrného tepelného toku na čase

Závislost součinitele přestupu tepla na teplotě kotouče je stanovena stejným způsobem jako u jízdního režimu brzdění z maximální rychlosti do zastavení. S rostoucí teplotou kotouče je rovněž uvažován lineární nárůst součinitele přestupu tepla. Definovaný průběh je uveden na obrázku 52.



Obrázek 52 Závislost součinitele přestupu tepla na teplotě

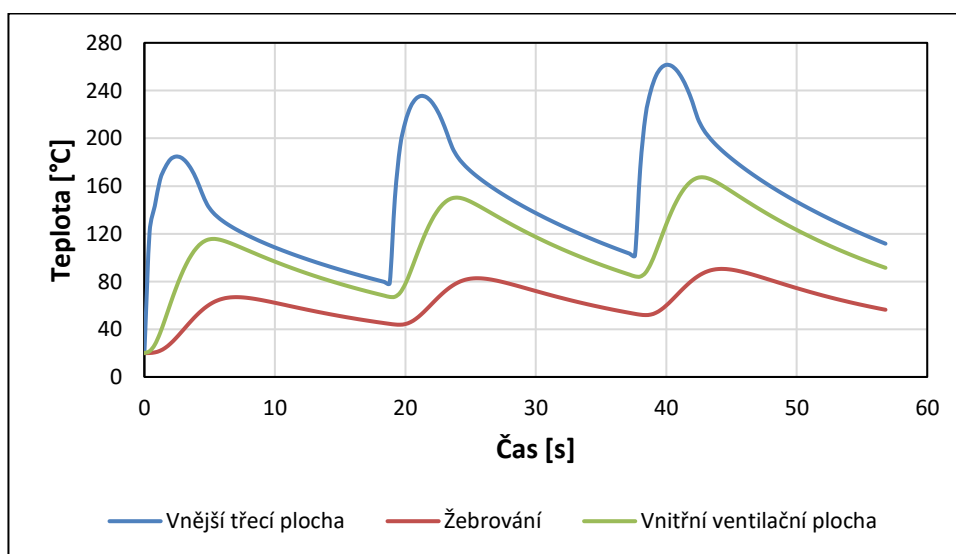
Počáteční teplota kotouče a konstantní teplota okolí je předepsána na  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $293,15\text{ K}$ ). Vzhledem ke špičkovým teplotám, které lze v průběhu brzdění očekávat, je nutné pro získání dostatečně přesných výsledků nastavit výpočet s vhodně velkým počtem kroků. Z tohoto důvodu je ve výpočtu nastaveno krokování po  $0,4\text{ sec}$ , tzn.  $143\text{ kroků}$ .

### Výstupy z analýzy

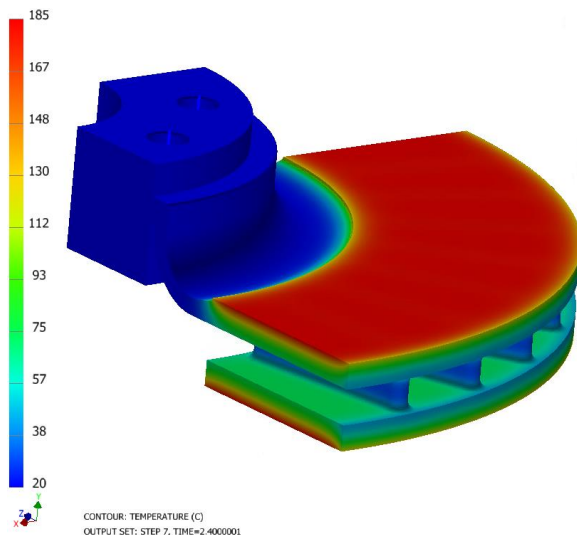
Na obrázku 53 je závislost teploty na čase ve vyšetřovaných uzlech. Při brzdění během prvního jízdního cyklu je v uzlu na povrchu třecí plochy dosaženo špičkové teploty  $185\text{ }^{\circ}\text{C}$  v  $7.\text{ kroku}$  v čase  $2,4\text{ sec}$ . Uzel v oblasti vnitřní ventilační plochy nabývá maximální teploty  $116\text{ }^{\circ}\text{C}$  až ve  $14.\text{ kroku}$  v čase  $5,2\text{ sec}$ , což představuje okamžik, kdy vozidlo zrychluje na počáteční rychlost. V oblasti žebrování, co se průběhu teploty v uzlu týče, je situace obdobná jako u oblasti ventilační plochy. Při dokončení prvního cyklu, tj. v čase  $18,9\text{ sec}$ , je z vykresleného průběhu patrné, že se teplota ve vyšetřovaných uzlech ustálila přibližně na  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Během druhého cyklu se situace identicky opakuje s tím rozdílem, že počáteční teplota kotouče na třecí ploše je vyšší o více než  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Při brzdění je špičková teplota uzlu na třecí ploše ve  $54.\text{ kroku}$  v čase  $21,2\text{ sec}$ , a sice  $238\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

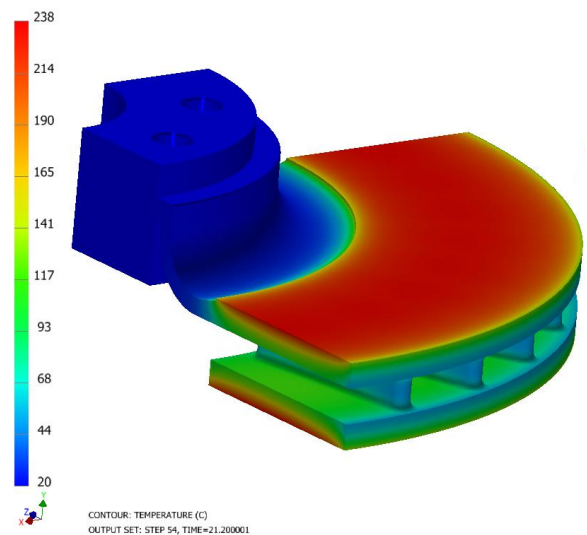
Při třetím brzdění je v uzlu na povrchu vnější třecí plochy dosaženo maximální špičkové teploty celého průběhu ve  $101.\text{ kroku}$  v čase  $40\text{ sec}$ , tj. v průběhu třetího brzdění. Porovnání výpočtového modelu s vykresleným teplotním polem v čase  $2,4\text{ sec}$  a  $21,2\text{ sec}$  je uvedeno na obrázku 54 a 55. Teplotní pole v okamžiku maximální špičkové teploty se nachází na obrázku 56. Detail teplotního pole je uveden na obrázku 57.



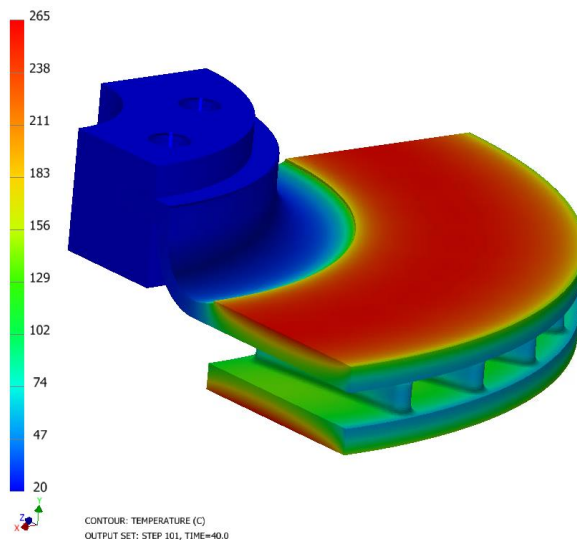
Obrázek 53 Závislost teploty kotouče na čase



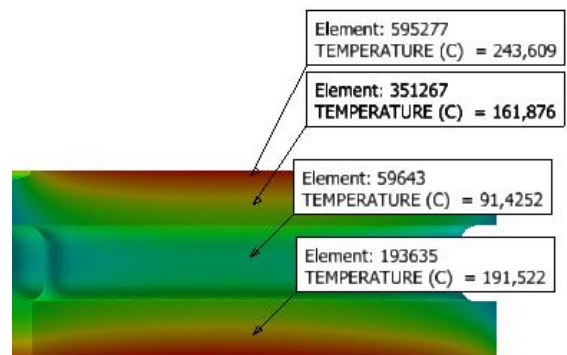
Obrázek 54 Teplotní pole v čase 2,4 sec



Obrázek 55 Teplotní pole v čase 21,2 sec



Obrázek 56 Teplotní pole v čase 40 sec



Obrázek 57 Teplotní pole v axiálním řezu

## 5.2.6 Udržování konstantní rychlosti na svahu

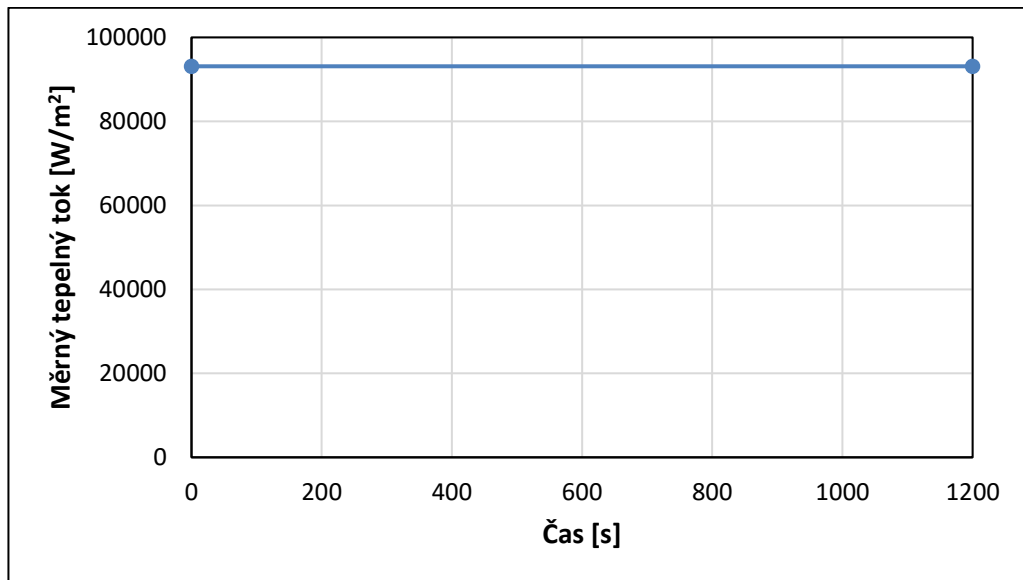
### Okrajové podmínky

Pokud je rychlost automobilu konstantní a s tím související i úhlová rychlost kotouče, není tepelný tok, resp. měrný tepelný tok proměnný, s časem, tzn. má konstantní velikost. Výpočet těchto veličin je uveden rovnicemi (63), (64).

$$\Phi_3 = F_N \cdot \mu \cdot \frac{r_b}{r_d} \cdot V_{30} = 3794 \cdot 0,4 \cdot \frac{136}{318,4} \cdot \frac{30}{3,6} \doteq 5402 \text{ W} \quad (63)$$

$$\dot{q}_3 = \frac{\Phi_3}{S_k} = \frac{5402}{0,058} \doteq 94000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \quad (64)$$

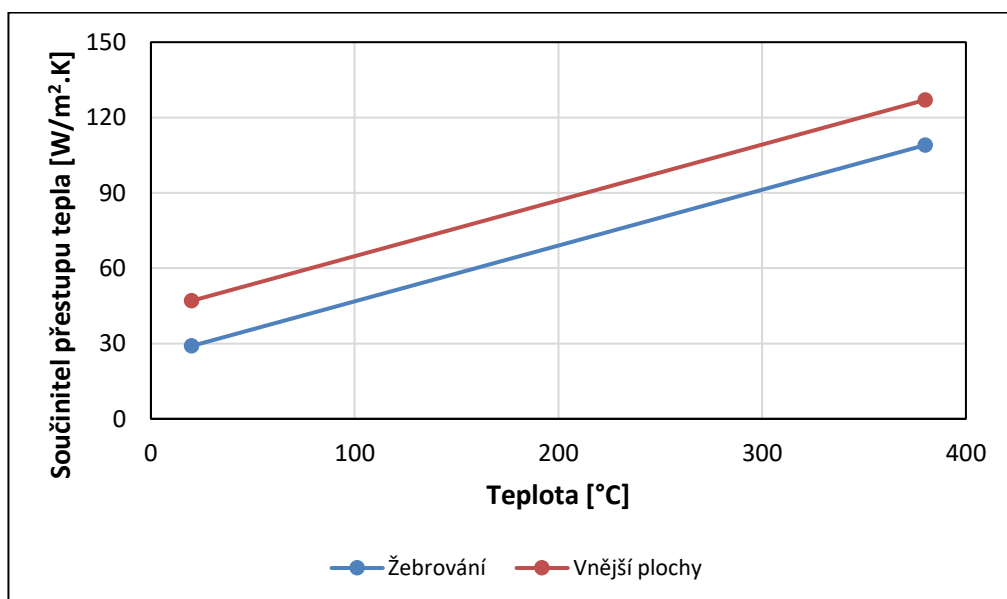
Nadefinovaný průběh měrného tepelného toku do výpočtového programu je uveden na obrázku 58. Brzdění do zastavení po ujetí deseti kilometrů není vzhledem k problematickému nadefinování uvažováno. Jedná se tedy o konstantní funkci.



Obrázek 58 Závislost měrného tepelného toku na čase

Závislost součinitele přestupu tepla na teplotě kotouče je uvedena na obrázku 59. Je stanovena rovněž stejným způsobem jako u předešlých jízdních případů. S rostoucí teplotou kotouče je tedy uvažován lineární růst součinitele přestupu tepla.

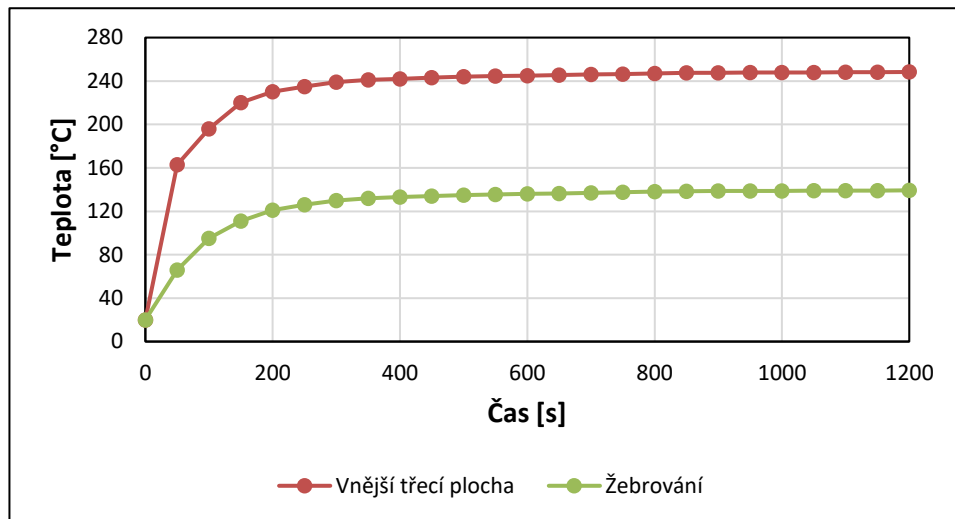
Výpočtovému modelu kotouče a okolnímu prostředí je předepsána počáteční teplota 20 °C (293,15 K). Ve výpočtu je nastaveno krokování po 50 sec, tj. 25 kroků.



Obrázek 59 Závislost součinitele přestupu tepla na teplotě

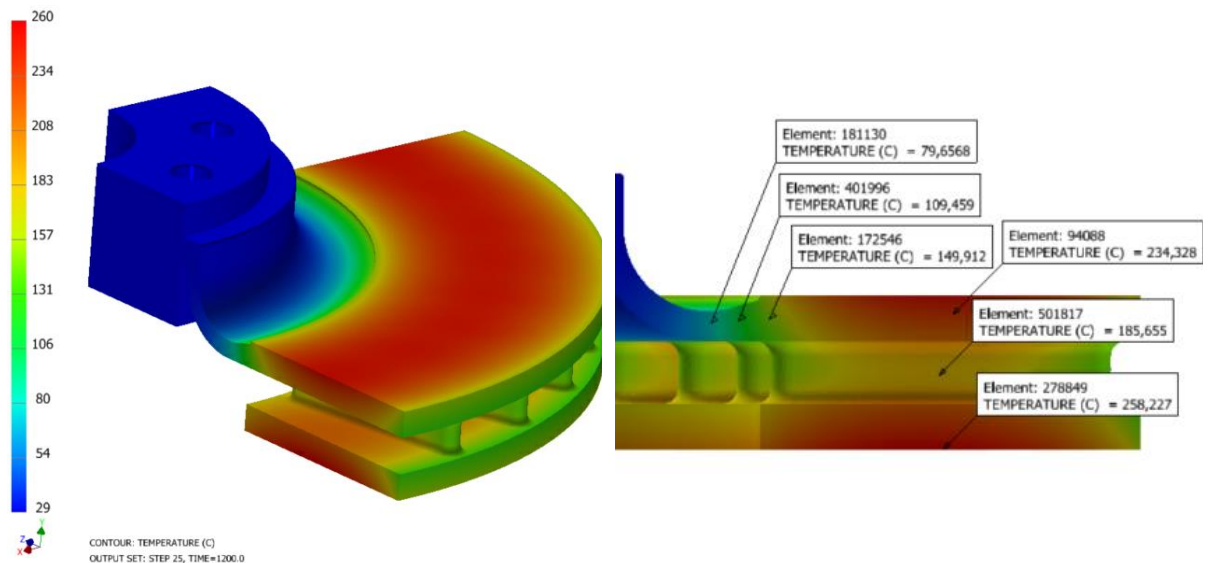
## Výstupy z analýzy

Na obrázku 60 je vykreslena závislost teplot na čase ve vyšetřovaných uzlech. Z průběhu lze vyčíst, že přibližně v 9. kroku v čase 400 sec již nedochází k růstu teplot v daných uzlech. To je výrazně ovlivněno součinitelem přestupu tepla závislým na teplotě – odvod tepla konvekcí při určité teplotě dosáhne stejných účinků v porovnání s tepelným tokem.



Obrázek 60 Závislost teploty kotouče na čase

Pro představu je na obrázku 61 znázorněn výpočtový model s vykresleným teplotním polem na konci brzdného režimu v čase 1200 sec. V porovnání s předchozími jízdními případy, je v tomto okamžiku podstatně větší množství tepla odvedeno do oblasti ventilačních ploch. Důvodem je dlouho trvajícím zatížením teplotním tokem a nízká hodnota součinitele přestupu tepla. Na obrázku 62 je znázorněn detail teplotního pole v axiálním řezu.



Obrázek 61 Teplotní pole v čase 1200 sec

Obrázek 62 Teplotní pole v axiálním řezu

### 5.3 Kontrola pevnosti

Kontrola brzdového kotouče na statickou pevnost je provedena rovněž pro uvažované jízdní režimy. Výpočet napětí je řešen pomocí MKP. Vypočtené napětí je hodnoceno dle postupů pro lokální špičkové napětí dle výpočtové směrnice (metodiky) FKM. Vzhledem k rozsahu výpočtu a hodnocení napětí je v této kapitole provedena analýza pouze pro jízdní režim brzdění z maximální rychlosti. Analýza ostatních jízdních režimů je uvedena v rámci přílohy E.

#### 5.3.1 Předpoklady řešení

Vzhledem k tomu, že teplotní analýze byl podroben pouze segment brzdového kotouče, kde nelze použít zatížení od brzdových desek (není splněna podmínka symetrie v podobě zatížení), jsou provedeny dvě pevnostní analýzy. První analýze je podroben segment kotouče, kde zatížení je uvažováno pouze v důsledku teplotního pole (viz kapitola 5.2). Ve druhé analýze je výpočtovým modelem celý kotouč, který je zatížen mechanickými účinky, tj. zatížení od brzdových desek – tlak a brzdový moment.

Typem použité analýzy je v obou případech lineární statická. Předpokladem řešení je zanedbání vlivu setrvačných účinků a odstředivých sil. Zatížení kotouče je omezeno pouze na případy výše uvedené. Další předpoklady řešení jsou uvedeny u příslušných kapitol.

#### 5.3.2 Analýza segmentu kotouče

##### Okrajové podmínky

Namáhání je zvoleno s ohledem na rovnici (65), která představuje vztah pro normálové napětí vyvolané změnou teploty v oboustranně vetknutém nosníku. V této rovnici jsou obsaženy veličiny mající zásadní vliv na velikost teplotního napětí.

$$\sigma = -\alpha \cdot \Delta T \cdot E, \quad (65)$$

kde:

- $\sigma$  je normálové napětí /MPa/,
- $\alpha$  je součinitel teplotní roztažnosti /K<sup>-1</sup>/,
- $\Delta T$  je změna teploty /K/,
- $E$  je modul pružnosti v tahu /MPa/.

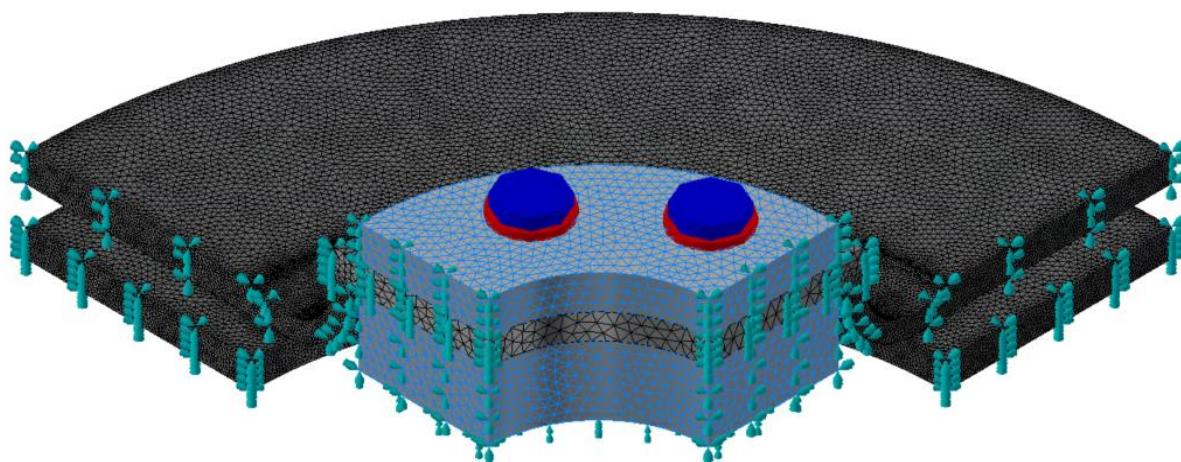
Součinitel teplotní roztažnosti a modul pružnosti v tahu jsou v použité analýze uvažovány konstantní. Okamžik teplotního pole je tedy zvolen s ohledem na rozdíl teplot ve vyšetřovaných uzlech (viz průběh teplot na obrázku 48). Maximální rozdíl teplot v uzlu na třecí ploše kotouče



a v uzlu na zakončení žebrování (koncentrátor napětí) je v 16. kroku v čase 3 sec. Teplotní pole v tomto časovém okamžiku je jakožto zatížení převedeno do lineární statické analýzy elastických napětí.

### **Výpočtový model**

O výpočtovém modelu bylo pojednáno v kapitole 5.2.1. Nadto je v této analýze použito uchycení sestavy kotouče, nastavení kontaktů a spojení jednotlivých těles. Co se uchycení týče, pro splnění symetrické úlohy je segmentu kotouče odebrán posuv (translační stupeň volnosti) v osách kolmých na plochy axiálních řezů a odebráno natočení (rotační stupeň volnosti) kolem os rovnoběžných s plochami axiálních řezů. Segment nahrazující náboj kola je fixně uchycen (pevná vazba). Typ nastaveného kontaktu mezi tělesy je tzv. separace. Spojení jednotlivých těles je definováno konektorem v podobě šroubového spoje. Pro názornost je výpočtový model s prvkovou sítí a okrajovými podmínkami uveden na obrázku 63.



Obrázek 63 Výpočtový model s okrajovými podmínkami

### **Výběr kritického místa**

Výběr kritického místa, tj. místa (uzlu), ve kterém bude vypočtené napětí hodnoceno dle metodiky FKM, je proveden na základě ekvivalentního (von Misesova) napětí, hlavního napětí a uzlu s maximální teplotou. V této části práce je proveden výpočet a hodnocení napětí v kritickém místě na základě ekvivalentního napětí. Zbývá část úlohy je provedena v příloze E.

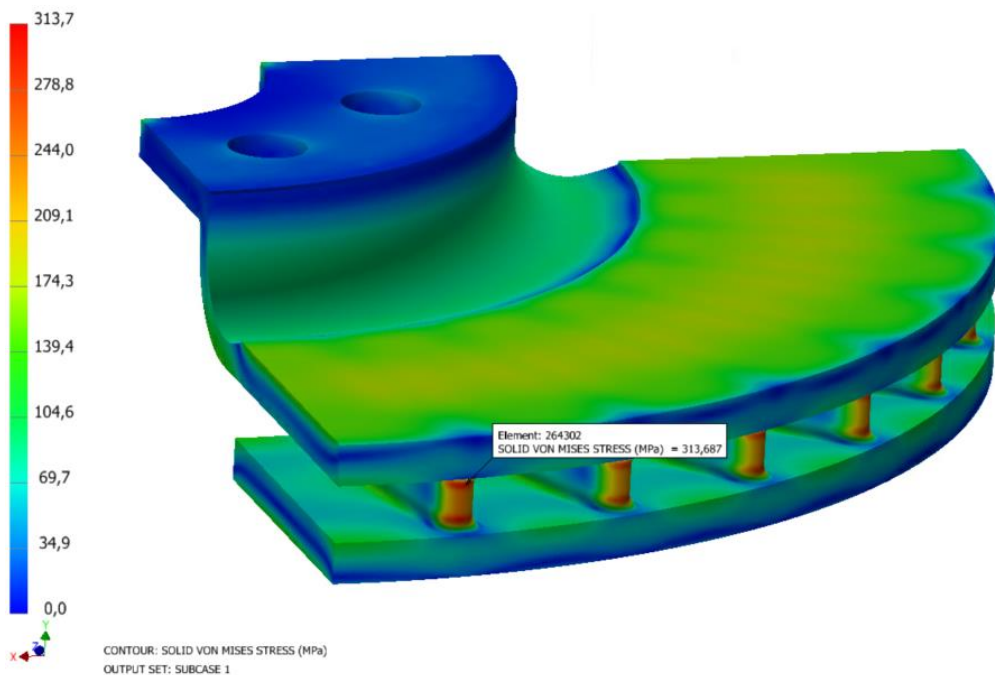
### **Výsledky výpočtu na základě ekvivalentního napětí**

Vypočtené von Misesovo napětí je znázorněno na obrázku 64. V posuzovaném místě (místo s maximálním ekvivalentním napětím) má ekvivalentní napětí velikost 313,7 MPa. Hlavní napětí v posuzovaném místě jsou:

$$\sigma_1 = -2,2 \text{ MPa} \quad (66)$$

$$\sigma_2 = -56,6 \text{ MPa} \quad (67)$$

$$\sigma_3 = -339,6 \text{ MPa} \quad (68)$$



Obrázek 64 Rozložení ekvivalentního napětí von Mises

### 5.3.3 Analýza celého kotouče

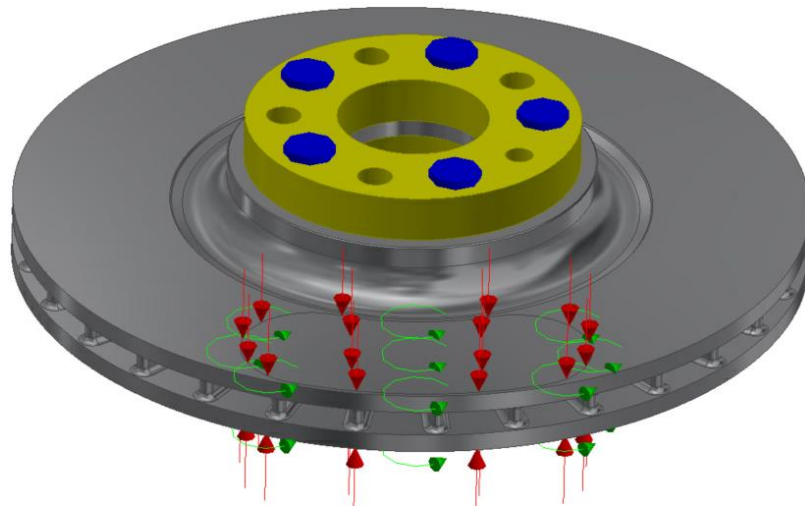
#### Okrajové podmínky

Velikost brzdného momentu je uvážena dle vypočtené hodnoty v analytickém řešení (viz tabulka 10). Tlak působící na kotouč vyvolaný brzdovou destičkou je stanoven dle rovnice (70). Aktivní plocha, na kterou je uvažováno rovnoměrné rozložení tlaku, je získána z vytvořeného CAD modelu.

$$p_d = \frac{F_N}{A_d} = \frac{15500}{0,0087} = 1,78 \text{ MPa} \quad (70)$$

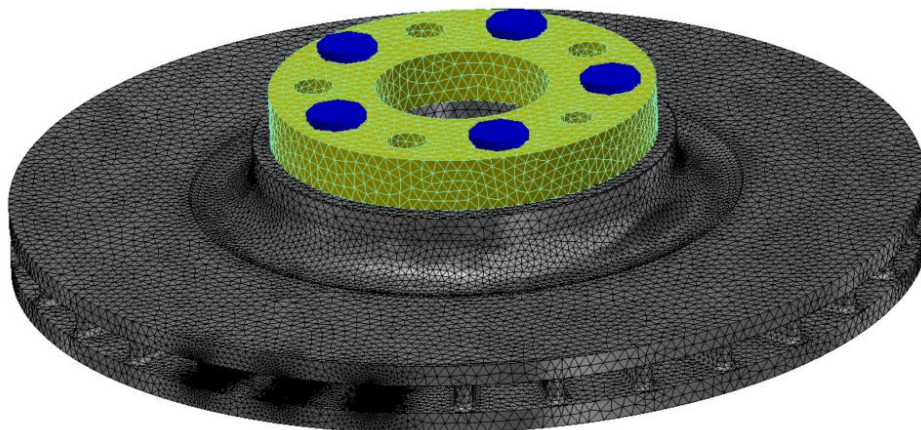
#### Výpočtový model

Výpočtový model je sestaven z kotouče a náhrady kola a náboje. Jednotlivé součásti jsou spojeny fiktivním šroubovým spojením. Náhrada náboje je fixně uchycena. Mezi jednotlivými součástmi je nastaven kontakt typu separace. Na třecích plochách brzdového kotouče jsou pomocí rozdělovací křivky vytvořeny plochy ve tvaru brzdových desek, do kterých je soustředěno působení od mechanického zatížení, tj. tlak od brzdových desek a brzdný moment vzniklý na kotouči. Výpočtový model se zatížením je uveden na obrázku 65.

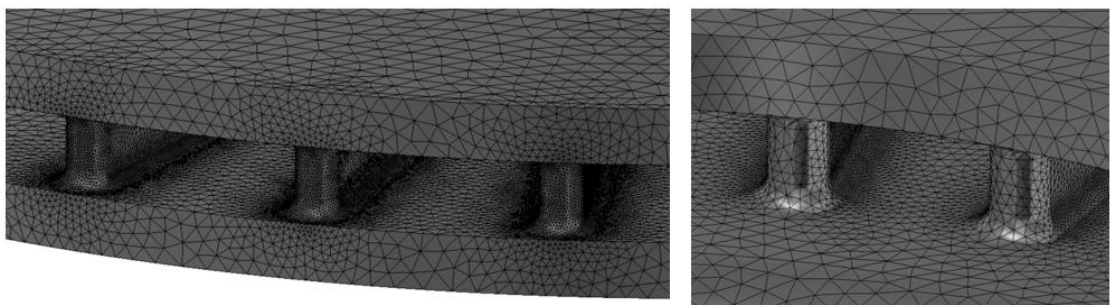


Obrázek 65 Výpočtový model s okrajovými podmínkami

Na obrázku 66 je uveden výpočtový model s prvkovou sítí. Byla použita volná síť, která je složena z nepravidelně orientovaných tetragonálních prvků o velikosti  $5\text{ mm}$ . Pro síť bylo použito 545547 prvků a 867480 uzlových bodů. V oblasti tzv. labutího krku je síť zjemněna na velikost  $3\text{ mm}$ . V místě, kde je předpokládáno dosažení vysokého napětí (oblast žebrování v místě brzdových desek) je síť zjemněna na velikost  $1\text{ mm}$  a  $0,5\text{ mm}$ . Detail rozložení prvkové sítě je uveden na obrázku 67.



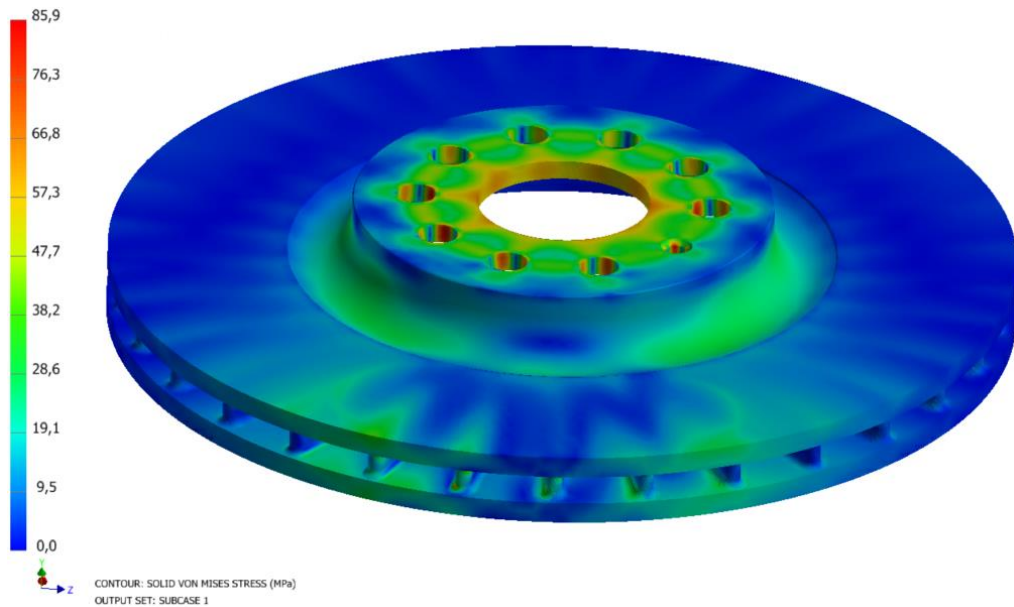
Obrázek 66 Výpočtový model s prvkovou sítí



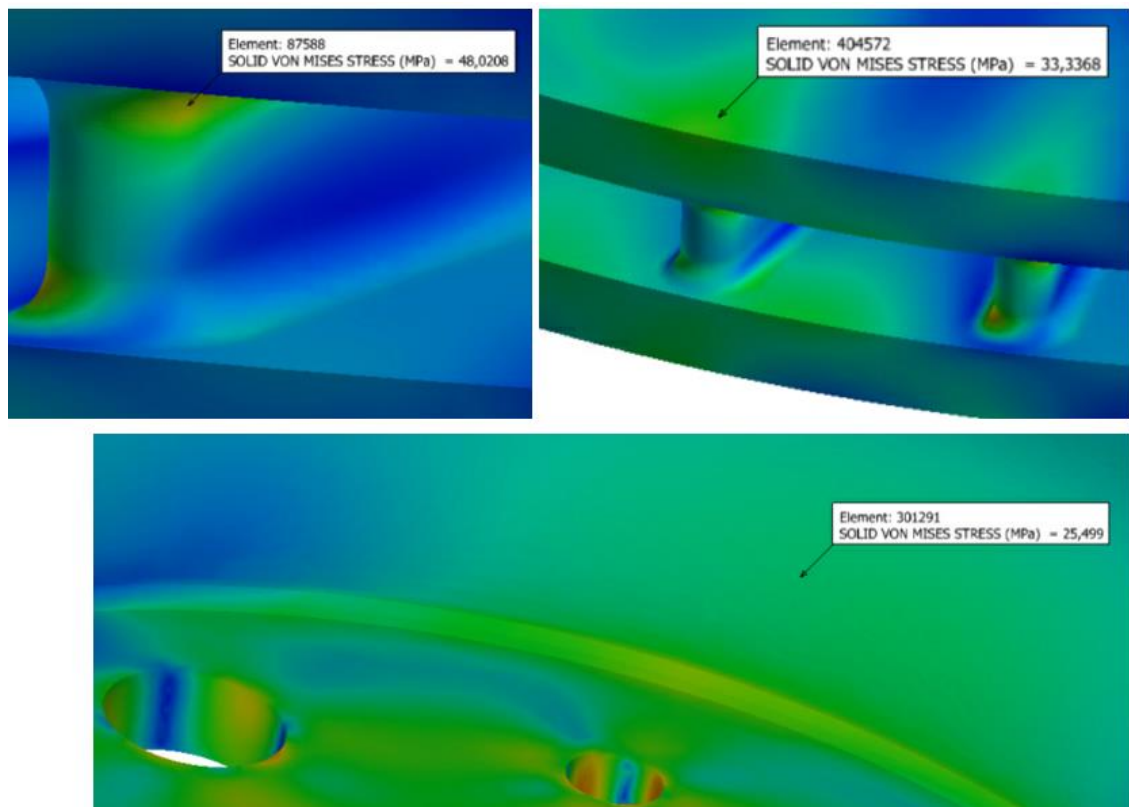
Obrázek 67 Detail prvkové sítě

## Výsledky výpočtu

Vypočtené von Misesovo napětí je znázorněno na obrázku 68. Absolutní maximum napětí je v místě otvoru pro šrouby, ale toto místo nebude hodnoceno (okrajové podmínky neodpovídají v tomto místě skutečnému stavu). Význam mají místa, která byla rozebrána v analýze segmentu kotouče, tzn. zakončení žebrování, vnější třecí plocha a oblast tzv. labutího krku (viz obr. 69).



Obrázek 68 Rozložení ekvivalentního napětí von Mises



Obrázek 69 Detail rozložení ekvivalentního napětí von Mises

V místě zakončení žebrování je mechanickým zatížením dosaženo napětí  $48 \text{ MPa}$ , na vnější třecí ploše  $33,3 \text{ MPa}$  a v oblasti tzv. labutího krku  $25,5 \text{ MPa}$ . Vypočtené napětí od brzdových desek budou při hodnocení dle metodiky FKM zohledněny pomocí součinitelů bezpečnosti.

### 5.3.4 Hodnocení statické pevnosti

V této kapitole je provedeno hodnocení vypočtených napětí (viz rovnice 66, 67, 68) z kapitoly 5.3.2 v posuzovaném místě na základě maximálního von Misesova napětí. Níže je uveden postup včetně číselného dosazení. Rovnice jsou číslovány dle značení v metodice FKM.

#### Charakteristické hodnoty napětí

Ekvivalentní napětí (viz obrázek 64):

$$\sigma_{GH} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (3.1.4)$$

$$\sigma_{GH} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(-2,2 + 56,6)^2 + (-56,6 + 339,6)^2 + (-339,6 + 2,2)^2]}$$

$$\sigma_{GH} \doteq 313,7 \text{ MPa}$$

Váhový součinitel:

$$q = 0,264 \quad (\text{Tab. 3.1.1})$$

Faktor pevnosti v tlaku:

$$f_{\sigma} = 1,3 \quad (\text{Tab. 3.2.3})$$

Hlavní napětí zohledňující faktor pevnosti v tlaku:

$$\bar{\sigma}_1 = \frac{\sigma_1}{f_{\sigma}} = \frac{-2,2}{1,3} \doteq -1,7 \text{ MPa} \quad (3.1.7)$$

$$\bar{\sigma}_2 = \frac{\sigma_2}{f_{\sigma}} = \frac{-56,6}{1,3} \doteq -43,6 \text{ MPa} \quad (3.1.7)$$

$$\bar{\sigma}_3 = \frac{\sigma_3}{f_{\sigma}} = \frac{-339,6}{1,3} \doteq -261,2 \text{ MPa} \quad (3.1.7)$$

Maximum z absolutních hodnot hlavních napětí s uvažováním součinitele pro napětí v tlaku:

$$\sigma_{NH,q} = \text{MAX}\{|\bar{\sigma}_1|; |\bar{\sigma}_2|; |\bar{\sigma}_3|\} \quad (3.1.9)$$

$$\sigma_{NH,q} = \text{MAX}\{|1,7|; |43,6|; |261,2|\}$$

$$\sigma_{NH,q} = 261,2 \text{ MPa}$$

Ekvivalentní napětí zohledňující vlastnosti tvárné litiny v tlaku:

$$\sigma_{GH,q} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\bar{\sigma}_1 - \bar{\sigma}_2)^2 + (\bar{\sigma}_2 - \bar{\sigma}_3)^2 + (\bar{\sigma}_3 - \bar{\sigma}_1)^2]} \quad (3.1.9)$$

$$\sigma_{GH,q} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(-1,7 + 43,6)^2 + (-43,6 + 261,2)^2 + (-261,2 + 1,7)^2]}$$

$$\sigma_{GH,q} \doteq 241,4 \text{ MPa}$$

Kombinované redukované napětí:

$$\sigma_V = q \cdot \sigma_{NH,q} + (1 - q) \cdot \sigma_{GH,q} \quad (3.1.5)$$

$$\sigma_V = 1 \cdot 261,2 + (1 - 0,264) \cdot 241,4 \doteq 246,6 \text{ MPa}$$

Hydrostatické (střední) napětí:

$$\sigma_H = \frac{1}{3} \cdot (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \quad (3.1.11)$$

$$\sigma_H = \frac{1}{3} \cdot (-2,2 - 56,6 - 339,6) \doteq -132,8 \text{ MPa}$$

Stupeň multiaxiality pro odlévaný materiál:

$$h = \frac{\sigma_H}{\sigma_{GH}} = \frac{-132,8}{241,4} \doteq -0,423 \quad (3.1.10)$$

Stupeň multiaxiality je menší než mezní hodnota podle vztahu (3.6) v FKM, tzn. posouzení hydrostatického napětí lze vynechat.

### **Materiálové vlastnosti**

Mechanické vlastnosti:

$$R_{m,N} = 500 \text{ MPa} \quad (\text{Tab. 5.1.11})$$

$$R_{p,N} = 320 \text{ MPa} \quad (\text{Tab. 5.1.11})$$

$$E = 170000 \text{ MPa} \quad (\text{Tab. 3.3.1})$$

$$A_N = 7 \%$$

Technologický faktor velikosti (vztažený ke tloušťce třecí plochy kotouče):

$$K_{d,m} = K_{d,p} = K_{d,A} = 1 \quad (3.2.7)$$

Součinitel anizotropie:

$$K_A = 1 \quad (3.2.15)$$

Konstanta tepelných vlastností pro tvárnou litinu:

$$a_{T,m} = 2,4 \quad (\text{Tab. 3.2.4})$$

Teplotní faktor lze stanovit dle vztahu uvedeného níže. V metodice FKM je uvedeno, že teplotní faktor má vliv na pevnost součásti pouze při teplotě 100 °C a vyšší. Z tohoto důvodu nebude při tomto hodnocení teplotní faktor uvažován – teplota v posuzovaném místě na základě ekvivalentního napětí je nižší.

$$K_{T,m} = K_{T,p} = 1 - a_{T,m} \cdot (10^{-3} \cdot T/^\circ\text{C}) \quad (3.2.29)$$

Tahová pevnost součásti s uvážením technologických faktorů:

$$R_m = K_{d,m} \cdot K_A \cdot R_{m,N} \quad (3.2.1)$$

$$R_m = 1 \cdot 1 \cdot 500 = 500 \text{ MPa}$$

$$R_p = K_{d,p} \cdot K_A \cdot R_{p,N} \quad (3.2.1)$$

$$R_p = 1 \cdot 1 \cdot 320 = 320 \text{ MPa}$$

Tažnost materiálu s uvážením technologických faktorů:

$$A = K_{d,A} \cdot A_N = 1 \cdot 7 = 7 \% \quad (3.2.1)$$

### **Konstrukční parametry**

Stanovení plastického vrubového součinitele vyžaduje provedení nelineární analýzy s uvážením elasticko-plastického chování materiálu. Vzhledem k uvažovanému zatížení (důsledek teplotního pole) nebude nelineární analýza provedena a hodnota plastického vrubového faktoru je konzervativně zvolena:

$$K_p = 1$$

Faktor kalení (tvrdosti):

$$f_R = 0,5 \cdot \left(1 + \frac{R_m}{R_p}\right) = 0,5 \cdot \left(1 + \frac{500}{320}\right) = 1,28 \quad (3.3.3)$$

Referenční hodnota poměrného přetvoření:

$$\varepsilon_{\text{ref}} = 0,4 \cdot A + \frac{R_p}{E} = 0,4 \cdot 0,07 + \frac{320}{170000} = 0,03 \quad (3.3.6)$$

Protože  $h \leq 1/3$  je kritická hodnota celkového přetvoření:

$$\varepsilon_{\text{ertr}} = \varepsilon_{\text{ref}} = 0,003 \quad (3.3.4)$$

Průřezový faktor:

$$n_{pl} = \text{MIN} \left( \sqrt{\frac{E \cdot \varepsilon_{ertr}}{R_p}}; f_R \cdot K_p \right) \quad (3.3.2)$$

$$n_{pl} = \text{MIN} \left( \sqrt{\frac{170000 \cdot 0,006}{320}}; 1,28 \cdot 1 \right) = 1,28$$

### **Pevnost komponent**

Pevnost kotouče:

$$\sigma_{SK} = R_p \cdot n_{pl} = 320 \cdot 1,28 \doteq 410 \text{ MPa} \quad (3.4.1)$$

### **Součinitele bezpečnosti**

Předpokladem je nedestruktivní zkoušení odlitků, nižší pravděpodobnost dosažení charakteristických hodnot napětí (jedná se o kritický jízdní režim) a důsledky selhání kotouče jsou považovány za středně závažné. S ohledem na tyto předpoklady jsou bezpečnostní faktory:

$$j_S = 1 \quad (3.5.1)$$

$$j_m = 1,7 \quad (\text{Tab. 3.5.1})$$

$$j_p = 1,25 \quad (\text{Tab. 3.5.1})$$

$$j_G = 1,25 \quad (3.5.2)$$

Celkový součinitel bezpečnosti (bez uvážení zvýšené teploty):

$$j_{ges} = j_S \cdot \left[ j_G \cdot \text{MAX} \left\{ \frac{j_m}{K_{T,m}} \cdot \frac{R_p}{R_m}; \frac{j_p}{K_{T,p}} \right\} \right] \quad (3.5.4)$$

$$j_{ges} = 1 \cdot \left[ 1,25 \cdot \text{MAX} \left\{ \frac{1,7}{1} \cdot \frac{320}{500}; \frac{1,25}{1} \right\} \right]$$

$$j_{ges} = 1,56$$

### **Hodnocení**

Stupeň využití statické pevnosti největšího hlavního napětí:

$$a_{SK} = \frac{\sigma_V}{\sigma_{SK}/j_{ges}} \leq 1 \quad (3.6.1)$$

$$a_{SK} = \frac{246,6}{410/1,56} \leq 1$$

$$0,94 \leq 1$$

**VYHOVUJE**

Stupeň využití statické pevnosti v posuzovaném místě je 94 %. Hodnocení statické pevnosti v rámci tohoto výpočtu **vyhovuje**. Hodnocení dalších stavů je uvedeno v příloze E.



## 5.4 Kontrola únavy

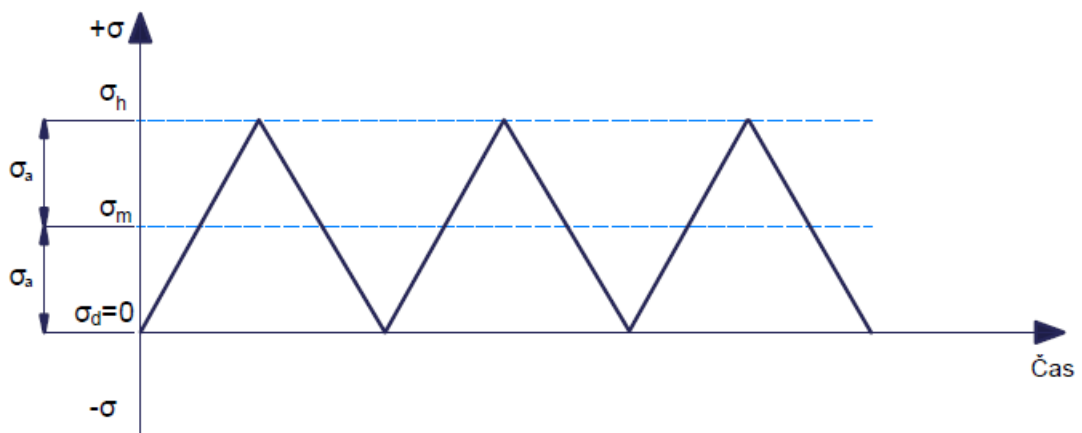
Kontrola a hodnocení únavové pevnosti je provedena na trvalou pevnost dle postupů uvedených v metodice FKM. V reálných případech silničního provozu nedochází opakovaně k natolik silnému namáhání brzdového kotouče jako u vybraných jízdních režimů pro kontrolu tepelného namáhání a statické pevnosti. Z tohoto důvodu je kontrola únavové pevnosti provedena pro zcela odlišné jízdní podmínky, o kterých je pojednáno níže.

### 5.4.1 Výběr kritického místa

Cyklické zatěžování součásti může způsobit porušení konstrukce i při stavech, kdy není dosaženo meze kluzu daného materiálu. Ovšem z hlediska únavového namáhání nejsou nutně nejkritičtějšími ta místa, kde vzniká největší napětí. Únavová životnost součásti je také silně ovlivněna středním napětím, podmínkami v místě vrubu a kvalitou povrchu. Únavový součinitel vrubu<sup>37</sup> je zpravidla nižší, než je součinitel koncentrace napětí. S ohledem na tyto skutečnosti a na vypočtené napětí v pevnostní analýze při kontrole statické pevnosti je výběr kritického místa proveden podle dvou kritérií:

- Výběr podle horního napětí –  $\sigma_h$

Vzhledem ke stanoveným napětím v lineární statické analýze při kontrole statické pevnosti lze odhadovat, že místo s maximálním horním napětím se bude nacházet v oblasti tzv. labutího krku. Na základě těchto napětí lze cyklické namáhání kotouče charakterizovat zatížením dle křivky uvedené na obrázku 70. Jedná se o mívivý cyklus v tahu. Při brzdění (namáhání) je dosaženo maximálního napětí v tahu, což odpovídá hornímu napětí a při odbrzdění je uvažován stav, kdy veškeré napětí v kotouči vymizí, tzn. dolní napětí je nulové.

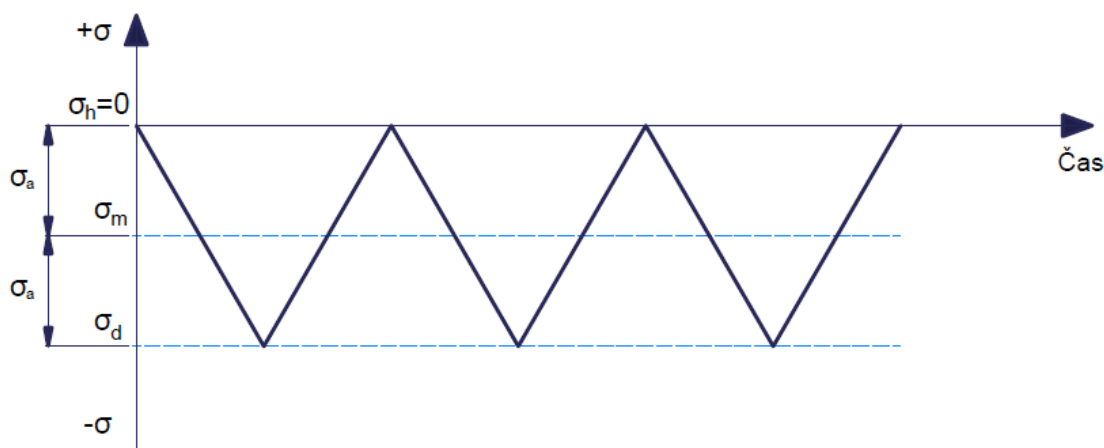


Obrázek 70 Zatěžující cyklus podle horního napětí

<sup>37</sup> Běžně jen součinitel vrubu.

- Výběr podle dolního napětí –  $\sigma_d$

Záporné napětí vzniká při brzdění mj. na třecích plochách kotouče a na zakončení žebrování (viz výsledky v kapitole 5.3.2). Tyto místa jsou při brzdění silně namáhána a ve skutečných případech zde dochází mnohdy k poškození. U obou posuzovaných míst se jedná o koncentrátor napětí ovlivňující únavovou životnost. Zatěžující cyklus je uvažován dle křivky uvedené na obrázku 71, tj. mívivý cyklus v tlaku. Při brzdění vzniká v kotouči záporné maximální napětí (dolní napětí) a po odbrzdění je uvažován stav, kdy je kotouč bez zbytkových napětí, tzn. horní napětí je nulové.



Obrázek 71 Zatěžující cyklus podle dolního napětí

Z křivek popisující oba zatěžující stavy je patrné, že absolutní hodnota středního napětí je shodná s velikostí amplitudy napětí. Střední napětí a amplituda napětí jsou vstupními údaji pro hodnocení únavové pevnosti dle metodiky FKM. Za účelem zjištění jejich velikosti je provedena lineární statická analýza, kde absolutní hodnota maximálního napětí v posuzovaném místě odpovídá rozkmitu uvažované zatěžující křivky.

V nadcházejících kapitolách 5.4.2 až 5.4.5 je uveden celý postup řešení pro posuzované místo na základě dolního napětí, konkrétně na uzel nacházející se v oblasti žebrování. Výpočet a hodnocení amplitudy napětí v ostatních posuzovaných uzlech je proveden v rámci přílohy F.

#### 5.4.2 Okrajové podmínky

Kontrola únavy je provedena pro jízdní případ brzdění z rychlosti  $80 \text{ km/h}$  do zastavení. Vliv účinků od mechanického zatížení (tlak a brzdný moment na kotouči) je v porovnání s vlivem účinků od teplotního pole (vzhledem k vypočteným hlavním napětím) méně závažný co se únavy kotouče týče. Z tohoto důvodu je kontrola životnosti provedena pouze pro napětí vyvolané v důsledku teplotního pole a případný vliv napětí od mechanických účinků je zahrnut v rámci navýšení součinitelů bezpečnosti.

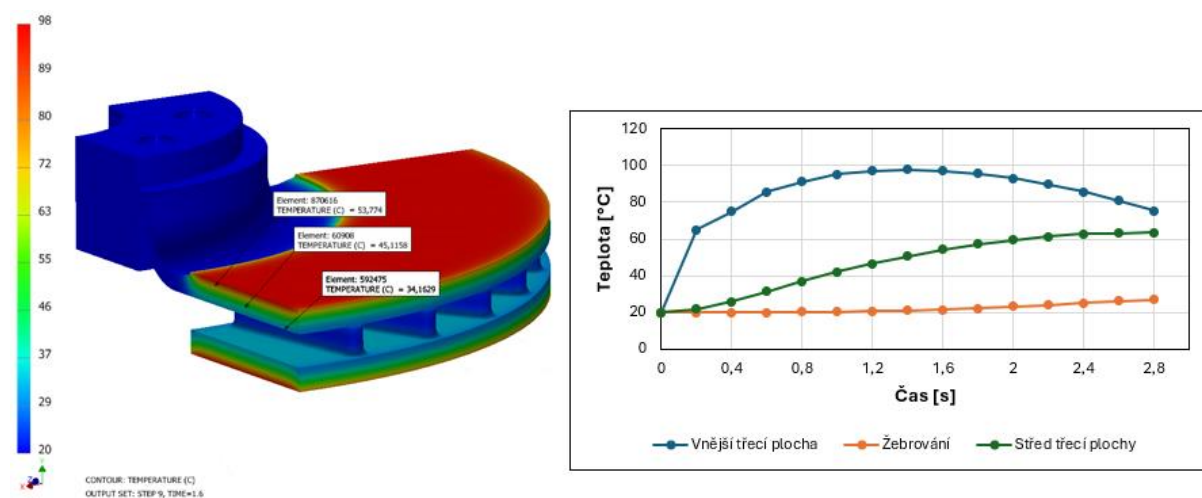
Jízdní režim pro kontrolu únavy je uvažován se stejnými okrajovými podmínkami jako režim brzdění z maximální rychlosti. Odlišností je pouze počáteční rychlost vozidla a čas brzdění. Tepelný a měrný tepelný tok pro dané podmínky brzdění z počáteční rychlosti jsou dány rovnicemi (71), (72).

$$\Phi_4 = F_N \cdot \mu \cdot \frac{r_b}{r_d} \cdot V_{80} = 15490 \cdot 0,4 \cdot \frac{136}{318,4} \cdot \frac{80}{3,6} \doteq 58810 \text{ W} \quad (71)$$

$$\dot{q}_4 = \frac{\Phi_4}{S_k} = \frac{58810}{0,058} \doteq 1013958 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \quad (72)$$

### 5.4.3 Výstupy z teplotní analýzy

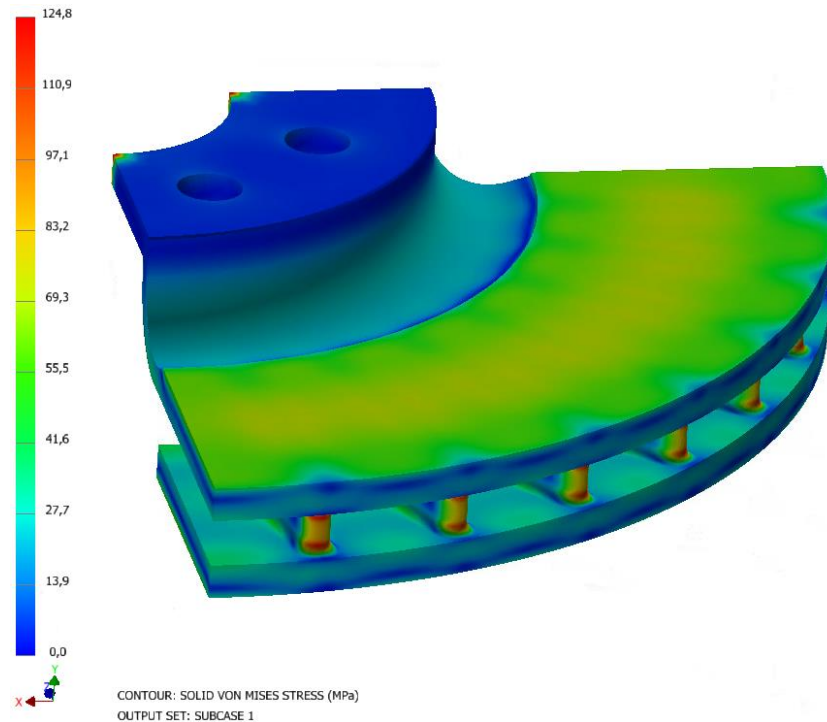
Průběh teplot uzlu na třecí ploše, uzlu uprostřed třecí plochy a uzlu na zakončení žebrování je s vykresleným teplotním polem v čase 1,6 sec uvedeno na obrázku 72. Uvažované tepelné zatížení do lineární statické analýzy pro kontrolu únavy je zvoleno na základě rozdílných teplot v uzlu na třecí ploše a v uzlu na zakončení žebrování a s ohledem na špičkovou teplotu. Tomuto stavu nejvíce odpovídá právě čas 1,6 sec, tj. 9. krok. Teplotní pole v tomto čase je převedeno do lineární statické analýzy jako zatížení.



Obrázek 72 Teplotní pole s průběhem teplot

### 5.4.4 Výsledky výpočtu

Na obrázku 73 je uvedeno rozložení von Misesova napětí. Shrnutí vypočtených hlavních napětí v posuzovaných místech je uvedeno v tabulce 11. S ohledem zatěžující cykly dle křivek na obrázku 70 a 71 je maximální hlavní napětí zároveň rozkmit napětí. Jedna polovina rozkmitu napětí je rovna amplitudě napětí. Rozkmit, amplituda a střední napětí jsou dány dle rovnic (73), (74), (75). Amplituda napětí a střední napětí jsou vstupními parametry pro posouzení dle metodiky FKM. Shrnutí amplitud významných hlavních napětí je uvedeno v tabulce 12.



Obrázek 73 Rozložení napětí von Mises při únavovém zatížení

Vzorce pro stanovení amplitudy napětí a středního napětí:

$$\Delta\sigma = |\sigma_{1,2,3}|, \quad (73)$$

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2}, \quad (74)$$

$$\sigma_m = \sigma_a. \quad (75)$$

Tabulka 11 Hlavní napětí ve vyšetřovaných místech

Místo	Zatěžovací stav	$\sigma_1$ [MPa]	$\sigma_2$ [MPa]	$\sigma_3$ [MPa]
Zakončení žebrování	Odbrzděno	0	0	0
	Zabrzděno	-0,8	-22,7	-135,1
Oblast tzv. labutího krku	Odbrzděno	0	0	0
	Zabrzděno	37,6	7,3	-0,4
Třecí plocha	Odbrzděno	0	0	0
	Zabrzděno	-0,7	-61,8	-69,3

Tabulka 12 Amplitudy významných hlavních napětí v posuzovaných místech

Zakončení žebrování		Oblast tzv. labutího krku		Třecí plocha	
$\sigma_{a,1}$	$\sigma_{a,2}$	$\sigma_{a,1}$	$\sigma_{a,2}$	$\sigma_{a,1}$	$\sigma_{a,2}$
11,35	67,55	18,8	3,65	30,9	34,65

### 5.4.5 Hodnocení únavové pevnosti

Níže je uvedeno hodnocení únavové pevnosti v kritickém místě na základě dolního napětí, konkrétně v uzlu na zakončení žebrování. Hodnocení v ostatních kritických místech je provedeno v rámci přílohy F.

#### Charakteristické hodnoty napětí

Amplituda napětí a střední napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_{a,1} &= 11,35 \text{ MPa} & \sigma_{a,2} &= 67,55 \text{ MPa} \\ \sigma_{m,1} &= -11,35 \text{ MPa} & \sigma_{m,2} &= -67,55 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Součinitel asymetrie cyklu (napěťový poměr):

$$R = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{-67,55 - 67,55}{-67,55 + 67,55} = -\infty \quad (4.1.1)$$

#### Materiálové vlastnosti

Pevnost v tahu součásti s uvážením technologických faktorů a vlivu teploty je převzata z kapitoly kontroly statické pevnosti. Součinitele únavové pevnosti jsou dány:

$$f_{w,\sigma} = 0,25 + \frac{70 \text{ MPa}}{R_{m,N}} = 0,25 + \frac{70}{500} = 0,39 \quad (\text{Tab. 4.2.1})$$

$$f_{w,\tau} = 0,65 \quad (\text{Tab. 4.2.1})$$

$$R_m = 500 \text{ MPa} \quad (3.2.1)$$

Mez únavy litiny s kuličkovým grafitem:

$$\sigma_{w,zd} = f_{w,\sigma} \cdot R_m = 0,39 \cdot 500 = 195 \text{ MPa} \quad (4.2.1)$$

Vzhledem k uvažovanému zatížení pro kontrolu životnosti, při kterém nedochází k ohřátí posuzovaných míst kotouče na teplotu  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  a vyšší, se vliv teploty na životnost kotouče neuvažuje, tzn. teplotní faktor:

$$K_{T,D} = 1 \quad (4.2.6 \text{ d})$$

#### Konstrukční parametry

Konstanta součinitele drsnosti:

$$a_{R,\sigma} = 0,16 \quad (\text{Tab. 4.3.5})$$

Minimální pevnost v tahu pro šedou litinu:

$$R_{m,N,\min} = 400 \text{ MPa} \quad (\text{Tab. 4.3.5})$$

Drsnost povrchu třecí plochy kotouče je silně závislá na aktuálním stavu. Výchozí povrch dle požadavku na výkresové dokumentaci odpovídá drsnosti jemnému frézování. Jelikož je analyzován kotouč s maximálním opotřebením třecích ploch, kdy dochází ke značné degradaci povrchu, je zvolena průměrná hodnota drsnosti určená pro odlitky  $R_z = 200 \mu\text{m}$ . Potom součinitel drsnosti povrchu:

$$K_{R,\sigma} = 1 - a_{R,\sigma} \cdot \log(R_z/\mu\text{m}/) \cdot \log\left(\frac{2 \cdot R_m}{R_{m,N,\min}}\right) \quad (4.3.22)$$

$$K_{R,\sigma} = 1 - 0,16 \cdot \log(200) \cdot \log\left(\frac{2 \cdot 500}{400}\right)$$

$$K_{R,\sigma} \doteq 0,854$$

Součinitel povrchové úpravy:

$$K_V = 1 \quad (4.3.30)$$

Součinitel povlaku (nátěru):

$$K_S = 1 \quad (4.3.31)$$

Vzhledem k tomu, že použitý výpočetní program nemá možnost stanovit napětí pod povrchem analyzované součásti, je gradient napětí odhadnut konzervativně  $G_\sigma = 1 \text{ mm}^{-1}$ . Tzn. že za takových předpokladů má amplituda napětí v určité vzdálenosti pod povrchem kotouče stejnou velikost v porovnání s amplitudou napětí v povrchovém uzlu.

Konstanty pro materiál GJS:

$$a_G = 0,05 \quad (\text{Tab. 4.3.2})$$

$$b_G = 3200 \quad (\text{Tab. 4.3.2})$$

Kt-Kf poměr navržený podle Siebe & Stieler:

$$n_{\sigma,1} = n_{\sigma,2} = n_{\sigma,3} = 1 + \sqrt{G_\sigma \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(a_G + \frac{R_m}{b_G \cdot \text{MPa}}\right)} \quad (4.3.8)$$

$$n_{\sigma,1} = n_{\sigma,2} = n_{\sigma,3} = 1 + \sqrt{1} \cdot 10^{-\left(0,05 + \frac{500}{3200}\right)}$$

$$n_{\sigma,1} = n_{\sigma,2} = n_{\sigma,3} \doteq 1,62$$

Faktor vrubu:

$$r = \frac{2}{G_\sigma} = \frac{2}{1} = 2 \quad (4.3.4)$$

Efektivní tloušťka ve směru hloubky vrubu pro žebrování:

$$b = \frac{d_{\text{eff}}}{2} = \frac{8}{2} = 4 \text{ mm} \quad (4.3.5)$$

Faktor koncentrace napětí nahrazené struktury je s ohledem na Kt-Kf poměr pro obě amplitudy napětí stejný. Výsledkem je:

$$K_{t,\sigma} = \text{MAX} \left\{ 1,164 \cdot \left( \frac{b}{r} \right)^{0,36} ; 1 \right\} \quad (4.3.3)$$

$$K_{t,\sigma} = \text{MAX} \left\{ 1,164 \cdot \left( \frac{4}{2} \right)^{0,36} ; 1 \right\}$$

$$K_{t,\sigma} \doteq 1,49$$

Odhadovaný faktor vrubu:

$$\tilde{K}_{f,\sigma} = \text{MAX}(K_{t,\sigma}/n_\sigma; 1) \quad (4.3.2)$$

$$\tilde{K}_{f,\sigma} = \text{MAX} \left( \frac{1,49}{1,62} ; 1 \right)$$

$$\tilde{K}_{f,\sigma} = 1$$

Faktor konstrukce:

$$K_{WK,\sigma} = \frac{1}{n_\sigma} \left[ 1 + \frac{1}{\tilde{K}_{f,\sigma}} \cdot \left( \frac{1}{K_{R,\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_S} \right] \quad (4.3.1)$$

$$K_{WK,\sigma} = \frac{1}{1,62} \left[ 1 + \frac{1}{1} \cdot \left( \frac{1}{0,854} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1 \cdot 1} \right]$$

$$K_{WK,\sigma} \doteq 0,73$$

### Pevnost komponent

Mez únavy kotouče pro symetrické střídavé namáhání

$$\sigma_{WK} = \frac{\sigma_{w,zd}}{K_{WK,\sigma}} = \frac{195}{0,73} \doteq 267,1 \text{ MPa} \quad (4.4.1)$$

Konstanty citlivosti středního napětí:

$$a_M = 0 \quad (\text{Tab. 4.4.1})$$

$$b_M = 0,4 \quad (\text{Tab. 4.4.1})$$

Citlivost na střední napětí:

$$M_\sigma = a_M \cdot 10^{-3} \cdot R_m / \text{MPa} + b_M \quad (4.4.6)$$

$$M_\sigma = 0 \cdot 10^{-3} \cdot 500 + 0,4$$

$$M_\sigma = 0,4$$

Hodnota součinitele středního napětí první amplitudy pro poměr napětí ( $-\infty \leq R \leq 0$ ):

$$K_{AK,\sigma,1} = \frac{1}{1 + M_\sigma \cdot \frac{\sigma_{m,1}}{\sigma_{a,1}}} = \frac{1}{1 + 0,4 \cdot \frac{-11,35}{11,35}} \doteq 1,67 \quad (4.4.9)$$

Hodnota součinitele středního napětí druhé amplitudy pro poměr napětí ( $-\infty \leq R \leq 0$ ):

$$K_{AK,\sigma,2} = \frac{1}{1 + M_\sigma \cdot \frac{\sigma_{m,2}}{\sigma_{a,2}}} = \frac{1}{1 + 0,4 \cdot \frac{-67,55}{67,55}} \doteq 1,67 \quad (4.4.9)$$

Únavové limitní amplitudy součásti pro dané střední napětí:

$$\sigma_{AK,1} = K_{AK,\sigma,1} \cdot \sigma_{WK} = 1,67 \cdot 267,1 = 446,1 \text{ MPa} \quad (4.4.3)$$

$$\sigma_{AK,2} = K_{AK,\sigma,2} \cdot \sigma_{WK} = 1,67 \cdot 267,1 = 446,1 \text{ MPa} \quad (4.4.3)$$

Vzhledem k tomu, že je kotouč navrhován na trvalou pevnost a není uvažována proměnná amplituda napětí, je faktor proměnné amplitudy napětí:

$$K_{BK,\sigma} = 1 \quad (4.4.49)$$

Z toho vyplývá, že únavová pevnost kotouče s případným vlivem proměnné amplitudy:

$$\sigma_{BK,1} = K_{BK,\sigma} \cdot \sigma_{AK,1} = 1 \cdot 446,1 = 446,1 \text{ MPa} \quad (4.4.25)$$

$$\sigma_{BK,2} = K_{BK,\sigma} \cdot \sigma_{AK,2} = 1 \cdot 446,1 = 446,1 \text{ MPa} \quad (4.4.25)$$

Hodnota únavové pevnosti kotouče s případným vlivem proměnné amplitudy nesmí překročit hodnotu danou vztahem (4.4.29), kde hodnota průřezového faktoru je převzata z výpočtu statické pevnosti, protože analyzované místo je v podstatě stejné pro hodnocení statické i únavové pevnosti.

$$\sigma_{BK,\max,1} = \sigma_{BK,\max,2} = 0,75 \cdot R_p \cdot n_{pl} \cdot K_{AK,\sigma,1} \quad (4.4.29)$$

$$\sigma_{BK,\max,1} = \sigma_{BK,\max,2} = 0,75 \cdot 320 \cdot 1,62 \cdot 1,67$$

$$\sigma_{BK,\max,1} = \sigma_{BK,\max,2} \doteq 649,3 \text{ MPa}$$

Tato hodnota není překročena.

### **Součinitele bezpečnosti**

Vzhledem k zanedbání vlivu mechanických účinků na výpočet amplitudy, jsou součinitelé bezpečnosti voleny konzervativně. Součinitel bezpečnosti zatížení má hodnotu zpravidla 1.

Z důvodu výše uvedeného je zvolen konzervativně:

$$j_s = 1,4 \quad (4.5.1)$$



Součinitel bezpečnosti vzhledem k únavovému poškození je s ohledem na možnosti kontroly a následky porušení zvolen konzervativně:

$$j_F = 1,5 \quad (\text{Tab. 4.5.1})$$

Předpokladem je nedestruktivní zkoušení odlitků, vysoká pravděpodobnost dosažení charakteristických hodnot napětí a důsledky selhání kotouče jsou považovány za závažné. Přes nevyhnutelné a do určité míry přípustné vady odlitků je součinitel odlitků:

$$j_G = 1,4 \quad (4.6.1)$$

Celkový součinitel bezpečnosti:

$$j_D = j_S \cdot \frac{j_F \cdot j_G}{K_{T,D}} = 1,4 \cdot \frac{1,5 \cdot 1,4}{1} = 2,94 \quad (4.5.3)$$

### **Hodnocení**

Využití únavové pevnosti pro vyšetřovaný první směr hlavního napětí:

$$a_{BK,\sigma,1} = \frac{\sigma_{a,1}}{\sigma_{BK,1}} \cdot j_D \quad (4.6.1)$$

$$a_{BK,\sigma,1} = \frac{11,35}{446,1} \cdot 2,94$$

$$a_{BK,\sigma,1} = 0,08$$

Využití únavové pevnosti pro vyšetřovaný druhý směr hlavního napětí:

$$a_{BK,\sigma,2} = \frac{\sigma_{a,2}}{\sigma_{BK,2}} \cdot j_D \leq 1 \quad (4.6.1)$$

$$a_{BK,\sigma,2} = \frac{67,55}{446,1} \cdot 2,94 \leq 1$$

$$a_{BK,\sigma,2} = 0,45$$

Stupeň využití únavové pevnosti pro součásti s kombinovaným namáháním je dán:

$$a_{BK,\sigma V} = q \cdot a_{NH} + (1 - q) \cdot a_{GH} \quad (4.6.5)$$

Kde:

$$a_{NH} = MAX \left\{ \frac{1}{2} \left[ |S_{x+y}| + \sqrt{S_{x-y}^2 + 4 \cdot a_{BK,\tau}^2} \right]; a_{BK,\sigma z} \right\} \quad (4.6.6)$$

Přičemž platí:

$$S_{x+y} = a_{BK,\sigma,1} + a_{BK,\sigma,2} = 0,08 + 0,45 = 0,53 \quad (4.6.8)$$

$$S_{x-y} = a_{BK,\sigma,1} - a_{BK,\sigma,2} = 0,08 - 0,45 = -0,37 \quad (4.6.8)$$

Potom lze psát:

$$a_{\text{NH}} = \text{MAX} \left\{ \frac{1}{2} \left[ |S_{x+y}| + \sqrt{S_{x-y}^2 + 4 \cdot a_{\text{BK},\tau}^2} \right]; a_{\text{BK},\sigma z} \right\} \quad (4.6.6)$$

$$a_{\text{NH}} = \text{MAX} \left\{ \frac{1}{2} \left[ |0,53| + \sqrt{-0,37^2 + 4 \cdot 0} \right]; 0 \right\}$$

$$a_{\text{NH}} = 0,45$$

Dále platí:

$$a_{\text{GH}} = \sqrt{\frac{1}{2} [S_{x-y}^2 + S_{y-z}^2 + S_{z-x}^2] + a_{\text{BK},\tau}^2} \quad (4.6.7)$$

$$a_{\text{GH}} = \sqrt{\frac{1}{2} [-0,37^2 + 0^2 + 0^2] + 0^2}$$

$$a_{\text{GH}} = 0,26$$

Výsledný stupeň využití únavové pevnosti kotouče v daném místě (q viz tabulka 4.6.1):

$$a_{\text{BK},\sigma V} = q \cdot a_{\text{NH}} + (1 - q) \cdot a_{\text{GH}} \quad (4.6.5)$$

$$a_{\text{BK},\sigma V} = 0,264 \cdot 0,45 + (1 - 0,264) \cdot 0,26$$

$$a_{\text{BK},\sigma V} = 0,31$$

**VYHOVUJE**

Využití únavové pevnosti základního materiálu kotouče je 31 %, což **vyhovuje**. Kritické posuzované místo má neomezenou životnost.

## 6 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Vypočtené hodnoty teplot kotouče jsou uvedeny v tabulce 13. Dle očekávání vychází teploty stanovené analytickými postupy nižší (výjimkou je třetí zastavení při opakovaném brzdění). Při analytickém řešení je tepelnou energií ohřívána celá hmota kotouče současně. Mimo to zde bylo zavedeno několik zjednodušujících předpokladů, které již v úvodu řešení mají negativní vliv na přesnost výsledků. Výhoda analytických metod může spočívat v rychlosti nalezení přibližného řešení bez použití finančně náročného výpočetního programu. U MKP přístupu při kontrole tepelného namáhání se jednalo o tzv. statickou teplotní úlohu, která spočívá v importu CAD modelu do prostředí MKP, volbě materiálu, tvorbě sítě a definování okrajových podmínek. Tepelné zatížení v podobě měrného tepelného toku je soustředěno do třecích ploch, přičemž dochází k postupnému šíření tepelné energie do dalších částí kotouče. U řešení pomocí MKP se jedná o neporovnatelně přesnější a spolehlivější metodu, neboť lze pozorovat rozložení teplotního pole v závislosti na čase. Ještě přesnějších výsledků lze dosáhnout pomocí CFD analýz, které zahrnují zejména proudění, přenos tepla nebo chemické reakce. Další možností je provedení experimentu či měření.

Tabulka 13 Shrnutí a porovnání vypočtených teplot kotouče ve /°C/

Metoda <sup>38</sup>	Brzdění z $V_{MAX}$	Opakované brzdění			Udržování rychlosti	Následné zabrzdnění
		1.	2.	3.		
Analytická	211	109	192	271	216	222
Konečných prvků	296	185	238	265	260	-

Pomocí MKP bylo zjištěno, že k maximální špičkové teplotě 296 °C kotouče dochází v průběhu brzdění z maximální rychlosti. Během opakovaného brzdění dochází ke špičkové teplotě v průběhu třetího brzdění 265 °C, tzn. při rozjezdu na výchozí rychlost není dostatečné množství tepla odvedeno. Při udržování rychlosti na svahu se v určitém čase teplota kotouče ustálila na hodnotu 260 °C.

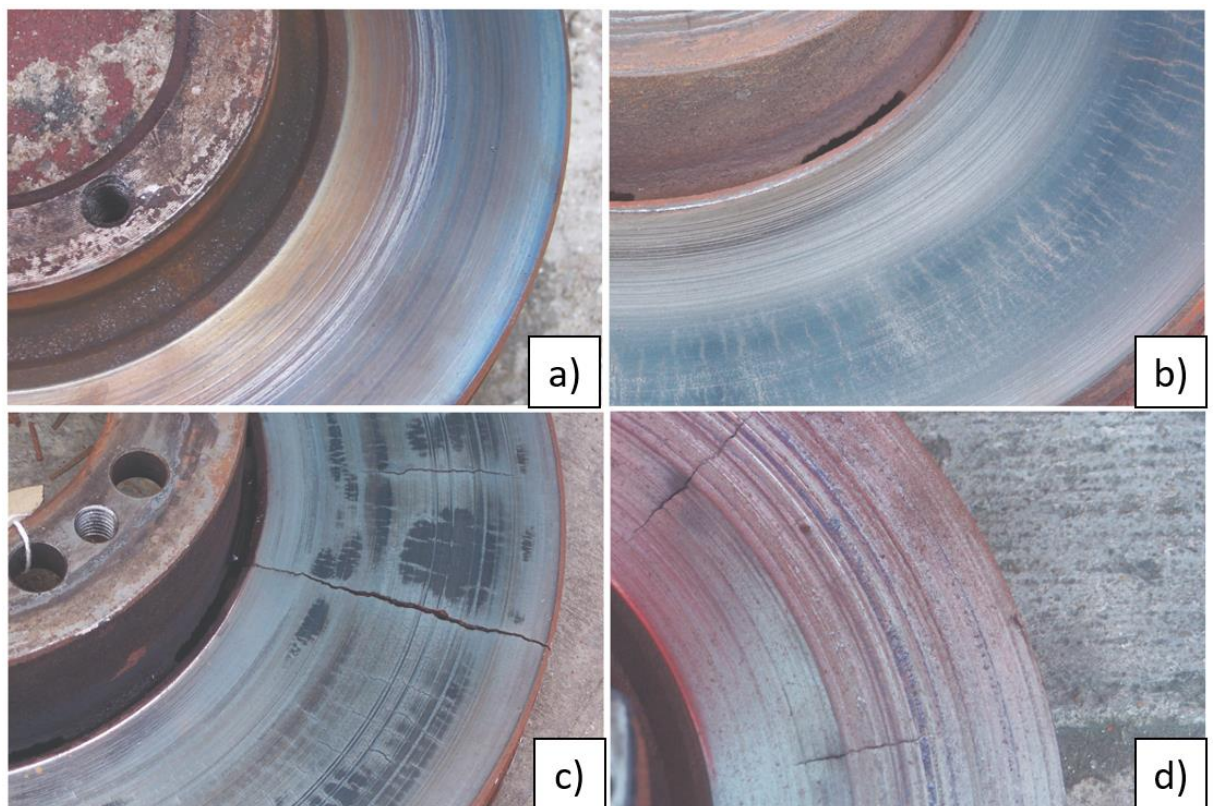
V tabulce 14 jsou uvedeny vypočtené napětí v důsledku teplotního pole. V porovnání s napětími vzniklými v důsledku mechanického zatížení se jedná o několika násobně vyšší hodnoty. S uvážením zavedených předpokladů se dosáhlo maximálního von Misesova napětí

<sup>38</sup> U analytické metody se jedná o teploty po zabrzdnění do zastavení (s výjimkou udržování rychlosti). U MKP se jedná vždy o maximální teplotu v průběhu jízdního režimu.

v oblasti zakončení žebrování, a sice hodnoty  $317,7 \text{ MPa}$ . Na obrázku 74 jsou pro představu uvedeny příklady poškození brzdového kotouče.

Tabulka 14 Shrnutí vypočtených napětí von Mises v důsledku teplotního pole v /MPa/

Posuzované místo		Brzdění z $V_{\text{MAX}}$	Opakované brzdění	Udržování rychlosti
Zakončení žebrování		313,7	250,5	<sup>39</sup>
Oblast tzv. labutího krku		129,5	144,3	185,9
Třecí plocha	Konzervativně	168,4	163,9	116,2
	Po úpravě	134,5	128,6	57,6



Obrázek 74 Příklady poškození třecích ploch kotouče: a) modré zbarvení s obvodovým rýhováním, b) modré zbarvení s přípustnými trhlinky, c) prasklý kotouč, d) nepřípustné obvodové rýhy a radiální trhliny [29]

<sup>39</sup> Bezvýznamné vzhledem k rozložení napětí

## ZÁVĚR

Brzdový kotouč v provozu odolává silnému mechanickému a teplotnímu namáhání, které je možné pomocí analytických výpočtových metod pouze odhadovat. Hlavním cílem diplomové práce byl návrh třecí kotoučové brzdy, kde stěžejní část předložené práce spočívala v kontrole pevnosti, únavy a tepelného namáhání brzdového kotouče.

V rámci této práce bylo provedeno vyšších desítek teplotních a pevnostních analýz brzdového kotouče, které postupně vedly k optimalizaci okrajových podmínek výpočtu za účelem dosažení nejpřesnějších výsledků. Důležitým krokem v rámci této fáze byla optimalizace geometrie tvaru brzdového kotouče. Geometrie tvaru má zásadní vliv na pevnost a únavovou životnost kotouče. V první fázi výpočtu byl zvolen litinový kotouč s lupínkovým grafitem. Po optimalizaci okrajových podmínek výpočtu a úpravě geometrie tvaru kotouče bylo zjištěno, že vzniklé napětí v posuzovaných místech není v rámci hodnocení dle metodiky FKM vyhovující. Z tohoto důvodu se autor rozhodl navrhnout kotouč z litiny s kuličkovým grafitem s označením EN GJS-500-7.

Teoretická část diplomové práce se zabývá požadavky na brzdové systémy z hlediska legislativy. V této části práce je největší důraz kladen na homologační zkoušky brzdových zařízení. Zbylý úsek teoretické části pojednává o rešerši provedení brzdových soustav u osobních silničních vozidel. Zde se autor obsahově nejvíce zaměřil na problematiku kotoučových brzd a brzdových kotoučů. Pokračuje kapitola, kde jsou stanoveny vstupní parametry pro řešení praktické části práce. V této části práce je soustředěna pozornost na volbu vozidla a je zde pojednáno o jízdních režimech, které jsou vybrány s ohledem na homologační zkoušky, popsány v teoretické části.

V praktické části je proveden návrh koncepce třecí kotoučové brzdy včetně brzdového kotouče a brzdových desek. V rámci příloh je vytvořena výkresová dokumentace sestavy kotoučové brzdy, podsestavy třmenu a jsou zhotoveny výrobní výkresy standardních částí brzdy. Zbylý úsek praktické části je věnován kontrole pevnosti, únavy a tepelného namáhání brzdového kotouče. Výsledky z kontroly pevnosti a únavy jsou v závěrečné části práce vyhodnoceny dle výpočtové metodiky FKM.

## POUŽITÁ LITERATURA

- [1] *Právní předpisy esipa.cz* [online]. [cit. 2023-03-15]. Dostupné z: <https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sezn?DR=NW>
- [2] *Silniční doprava – právní předpisy* [online]. [cit. 2023-03-15]. Dostupné z: [https://www.mdcr.cz/Dokumenty/Silnicni-doprava/Legislativa-silnicni-doprava-\(1\)/Silnicni-doprava-pravni-predpisy](https://www.mdcr.cz/Dokumenty/Silnicni-doprava/Legislativa-silnicni-doprava-(1)/Silnicni-doprava-pravni-predpisy)
- [3] *Předpisy EHK/OSN* [online]. [cit. 2023-03-15]. Dostupné z: [https://www.mindop.sk/externe/ehk\\_osn/ehkmain.htm](https://www.mindop.sk/externe/ehk_osn/ehkmain.htm)
- [4] TESÁŘ, Miroslav a Miroslav VALA. *Přednáškové materiály z předmětu Konstrukce silničních vozidel: Brzdy*. Pardubice, 2009.
- [5] VLK, F. *Brzdové systémy motocyklů*. Dot. 1. vyd. Brno: CERM, 1999, s. 254-267. ISBN 80-7204-133-9.
- [6] GSCHIEDLE, R., 2015. *Příručka pro automechanika*. Haan-Gruiten, Německo: VERLAG EUROPA-LEHRMITTEL. ISBN 978-3-8085-2163-2.
- [7] *How do the disc brake pads return after actuation?* [online]. 2020 [cit. 2022-12-17]. Dostupné z: <https://www.quora.com/How-do-the-disc-brake-pads-return-after-actuation?fbclid=IwAR1gqG7E0DHnwQCznGnDAC2PakBN6CWO53oTKyssy7XumdIuWb0o01EProI>
- [8] *Types of disc brakes*. Online. PAKWHEELS.COM. 2003. Dostupné z: <https://www.pakwheels.com/forums/t/types-of-disc-brakes-everything-you-need-to-know/858454>. [cit. 2023-11-15].
- [9] *Struktura a vlastnosti grafitických litin*. Online. Studijní opora VUT. 2006. Dostupné z: <http://ime.fme.vutbr.cz/images/umvi/opory/savgl/index.php?chapter=1>. [cit. 2023-11-15].
- [10] *Backing Plates*. Online. MATFOUNDRYGROUP. 2012. Dostupné z: <https://www.matfoundrygroup.com/products/backing-plates>. [cit. 2023-11-15].
- [11] *The Ultimate Brake Pads Buying Guide*. Online. PARTSAVATAR.CA. 2023. Dostupné z: <https://partsavatar.ca/brake-pads-buying-guide>. [cit. 2023-11-15].
- [12] *OCTAVIA CLUB: Dílenská příručka: Škoda Fabia* [online]. [cit. 2022-12-17]. Dostupné z: <https://octaviacub.cz/fabia/dilenska-prirucka/>
- [13] *Parking brake basics: About automobile parking brake* [online]. 2022 [cit. 2022-12-17]. Dostupné z: [https://katuhito.info/en/p\\_breke001/](https://katuhito.info/en/p_breke001/)
- [14] *What is braking system?:Types of braking system details* [online]. 2020 [cit. 2022-12-17]. Dostupné z: <https://www.airandhydraulic.com/2020/09/braking-system.html>
- [15] *Maximisation of brake energy regeneration in a hybrid electric parallel car* [online]. 2007 [cit. 2022-12-17]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/239433885\\_Maximisation\\_of\\_brake\\_energy\\_regeneration\\_in\\_a\\_hybrid\\_electric\\_parallel\\_car](https://www.researchgate.net/publication/239433885_Maximisation_of_brake_energy_regeneration_in_a_hybrid_electric_parallel_car).

- [16] *Praktická dílna: Brzdové soustavy* [online]. AUTOEXPERT, 2007 [cit. 2022-12-17]. Dostupné z: <https://adoc.pub/nechame-psobit-na-brzdove-elisti-dostavame-princip-hydraulic.html>
- [17] *Škoda Octavia 1.6*. Online. TipCars. 2019. Dostupné z: <https://www.tipcars.com/magazin/recenze-uzivatele/skoda-octavia-1-6-prvni-rok-s-novym-vozem.html>. [cit. 2023-11-03].
- [18] *Škoda Octavia 1.6 TDI, 77 kW, Naftový*. Online. Driveto. 2023. Dostupné z: <https://www.driveto.cz/skoda/octavia/octavia-iii-combi-2013-2016/1-6-tdi-77-kw-naftovy-predni-manualni/>. [cit. 2023-11-03].
- [19] *FKM-Guideline: Analytic Strength Assessment of Components in Mechanical Engineering*. 7th edition. 2020 (English Version).
- [20] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka: 2. svazek*. 12. přepracované vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1968.
- [21] TESAŘ, Miroslav a Miroslav VALA. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-X.
- [22] TESAŘ, Miroslav. *Vybrané statě z konstrukce silničních vozidel II: Studijní opora*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013. ISBN 978-80-7395-649-3.
- [23] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka: 1. svazek*. 12. přepracované vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1968.
- [24] JÍCHA, Miroslav. *PŘENOS TEPLA A LÁTKY*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2001. ISBN 80-214-2029-4.
- [25] Yunus A. Cengel. *Heat and Mass Transfer: A Practical Approach*. Third Edition. McGraw-Hill Education, 2006. ISBN 9780073129303.
- [26] *Heat Treatment Consideration in Structural Simulations of Machine Elements: Analysis of a Starter Clutch Barrel*. Online. Mdpi. 2021. Dostupné z: <https://www.mdpi.com/2227-7080/9/4/73#>. [cit. 2023-12-18].
- [27] *AUTODESK INVENTOR NASTRAN 2021*. Online. Help.autodesk. 2020. Dostupné z: <https://help.autodesk.com/view/NINCAD/2021/ENU/>. [cit. 2024-01-07].
- [28] LIMPET, Rudolf. *Brake Design and Safety*. Second Edition. Society of Automotive Engineers. Inc, 1999. ISBN 1-56091-915-9.
- [29] *A Troubleshooting Guide*. Online. Commercial Vehicle. 2018. Dostupné z: <https://cvwmagazine.co.uk/brake-discs-a-troubleshooting-guide/>. [cit. 2024-05-09].

## SEZNAM TABULEK

Tabulka 1	Podmínky zkoušky brzd typu 0.....	19
Tabulka 2	Podmínky zkoušky brzd typu I .....	20
Tabulka 3	Fyzikální vlastnosti vybraných materiálů za standartních teplot .....	31
Tabulka 4	Parametry vozidla Škoda Octavia III .....	46
Tabulka 5	Parametry jízdnicích manévru .....	47
Tabulka 6	Parametry jízdnicího režimu .....	50
Tabulka 7	Mechanické vlastnosti materiálu EN-GJS-400-15.....	54
Tabulka 8	Parametry brzdového kotouče.....	56
Tabulka 9	Mechanické a fyzikální vlastnosti materiálu EN-GJS-500-7 při teplotě 20 °C ...	57
Tabulka 10	Výsledky z analytického řešení.....	68
Tabulka 11	Hlavní napětí ve vyšetřovaných místech .....	92
Tabulka 12	Amplitudy významných hlavních napětí v posuzovaných místech.....	92
Tabulka 13	Shrnutí a porovnání vypočtených teplot kotouče ve /°C/ .....	99
Tabulka 14	Shrnutí vypočtených napětí von Mises v důsledku teplotního pole v /MPa/ .....	100



## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1	Schéma bubnové brzdy .....	23
Obrázek 2	Uložení čelistí .....	23
Obrázek 3	Příklady konstrukčních provedení brzdových bubnů.....	24
Obrázek 4	Konstrukční provedení bubnových brzd .....	25
Obrázek 5	Kotoučová brzda s pevným a plovoucím třmenem.....	27
Obrázek 6	Kotoučová brzda s pevným třmenem.....	27
Obrázek 7	Kotoučová brzda s plovoucím třmenem s vedením čepem.....	28
Obrázek 8	Princip nastavování vůle těsnícím kroužkem.....	29
Obrázek 9	Provedení brzdových kotoučů: plochý, hrncovitý, hrncovitý s odvětráním .....	30
Obrázek 10	Příklad struktury litiny s lupínkovým grafitem.....	31
Obrázek 11	Příklad struktury litiny s kuličkovým grafitem .....	31
Obrázek 12	Ukázka konstrukční úpravy speciálního nosného plechu .....	32
Obrázek 13	Základní typy brzdových desek .....	33
Obrázek 14	Montážní přehled ruční brzdy vozu Škoda Fabia I.....	34
Obrázek 15	Kotoučová brzda s mechanismem parkovací brzdy.....	35
Obrázek 16	Ovládání čelistí mechanismem parkovací brzdy .....	35
Obrázek 17	Hydraulická brzdová soustava .....	36
Obrázek 18	Zapojení brzdových okruhů .....	37
Obrázek 19	(a) Brzdový systém brake-by-wire; (b) Klasický brzdový systém .....	38
Obrázek 20	Elektronické brzdové soustavy (Bosch).....	39
Obrázek 21	Hlavní brzdový válec pro jeden okruh.....	40
Obrázek 22	Provedení a funkce zpětného ventilu .....	40
Obrázek 23	Funkce vyrovnávacího prostoru.....	41
Obrázek 24	Tandemový hlavní válec se dvěma centrálními ventily.....	42
Obrázek 25	Polohy centrálního ventilu .....	42
Obrázek 26	Podtlakový posilovač brzdné síly – klidová poloha.....	43
Obrázek 27	Poloha při částečném brzdění .....	44
Obrázek 28	Poloha při plném brzdění .....	44
Obrázek 29	Vybrané vozidlo – Škoda Octavia III .....	45
Obrázek 30	Průběh uvažovaného brzdného manévru .....	48

Obrázek 31	Průběh uvažovaného brzdného manévru .....	49
Obrázek 32	Průběh uvažovaného brzdného manévru .....	51
Obrázek 33	Sestava kotoučové brzdy.....	52
Obrázek 34	Rozpad kotoučové brzdy.....	53
Obrázek 35	Píst brzdového třmenu .....	54
Obrázek 36	Geometrie těsniva .....	55
Obrázek 37	Provedení brzdového kotouče.....	56
Obrázek 38	Konstrukce brzdových destiček .....	57
Obrázek 39	Působení sil na vozidlo při brzdění .....	59
Obrázek 40	Silové poměry při brzdění.....	61
Obrázek 41	Síly působící na jedoucí vozidlo ze svahu .....	64
Obrázek 42	Silové působení na brzděné vozidlo.....	67
Obrázek 43	Prvková síť výpočtového modelu .....	70
Obrázek 44	Detail prvkové sítě .....	70
Obrázek 45	Vyznačení míst vyšetřovaných uzlů .....	71
Obrázek 46	Závislost měrného tepelného toku na čase.....	72
Obrázek 47	Závislost součinitele přestupu tepla na teplotě .....	73
Obrázek 48	Závislost teploty kotouče na čase.....	73
Obrázek 49	Teplotní pole v čase 3,8 sec .....	74
Obrázek 50	Teplotní pole v čase 6,8 sec .....	74
Obrázek 51	Závislost měrného tepelného toku na čase.....	75
Obrázek 52	Závislost součinitele přestupu tepla na teplotě .....	75
Obrázek 53	Závislost teploty kotouče na čase.....	76
Obrázek 54	Teplotní pole v čase 2,4 sec .....	77
Obrázek 55	Teplotní pole v čase 21,2 sec .....	77
Obrázek 56	Teplotní pole v čase 40 sec .....	77
Obrázek 57	Teplotní pole v axiálním řezu .....	77
Obrázek 58	Závislost měrného tepelného toku na čase.....	78
Obrázek 59	Závislost součinitele přestupu tepla na teplotě .....	78
Obrázek 60	Závislost teploty kotouče na čase.....	79
Obrázek 61	Teplotní pole v čase 1200 sec .....	79
Obrázek 62	Teplotní pole v axiálním řezu .....	79

Obrázek 63	Výpočtový model s okrajovými podmínkami.....	81
Obrázek 64	Rozložení ekvivalentního napětí von Mises .....	82
Obrázek 65	Výpočtový model s okrajovými podmínkami.....	83
Obrázek 66	Výpočtový model s prvkovou sítí .....	83
Obrázek 67	Detail prvkové sítě .....	83
Obrázek 68	Rozložení ekvivalentního napětí von Mises .....	84
Obrázek 69	Detail rozložení ekvivalentního napětí von Mises .....	84
Obrázek 70	Zatěžující cyklus podle horního napětí .....	89
Obrázek 71	Zatěžující cyklus podle dolního napětí .....	90
Obrázek 72	Teplotní pole s průběhem teplot.....	91
Obrázek 73	Rozložení napětí von Mises při únavovém zatížení.....	92
Obrázek 74	Příklady poškození třecích ploch kotouče .....	100

# SEZNAM PŘÍLOH

**Příloha A** Stanovení vstupních parametrů vozidla a jízdních režimů

**Příloha B** Analytické výpočty sil, momentů a tepelného namáhání

**Příloha C** Odhad součinitele přestupu tepla

**Příloha D** Newtonův zákon ochlazování

**Příloha E** Kontrola pevnosti

**Příloha F** Kontrola únavy

**Příloha G** Výkresová dokumentace

## PŘÍLOHA A Stanovení vstupních parametrů vozidla a jízdních režimů

### A.1 Výpočet parametrů vozidla

Vzdálenost podélné polohy těžiště od přední nápravy:

$$l_1 = 0,45 \cdot L = 0,45 \cdot 2686 = 1206 \text{ mm}$$

Vzdálenost podélné polohy těžiště od zadní nápravy:

$$l_2 = 0,55 \cdot L = 0,55 \cdot 2686 = 1474 \text{ mm}$$

Dynamický poloměr kola:

$$r_j = r_d = \frac{1}{2} \cdot (d_r + 2 \cdot S_n \cdot a_r) = \frac{1}{2} \cdot (16 \cdot 25,4 + 2 \cdot 205 \cdot 0,5) = 318,4 \text{ mm}$$

### A.2 Výpočet parametrů jízdních režimů

Čas brzdění z rychlosti  $191 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  ( $53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ):

$$t_{z_1} = \frac{V_{191}}{b} = \frac{53}{7,85} \doteq 6,8 \text{ sec}$$

Čas brzdění z rychlosti  $130 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  ( $36,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ):

$$t_{z_2} = \frac{V_{130}}{b} = \frac{36,1}{7,85} \doteq 4,6 \text{ sec}$$

Čas zrychlování z  $0 - 130 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ :

$$t_{130} = \frac{V_{130}}{V_{100}} \cdot t_{100} = \frac{36,1}{27,8} \cdot 11 \doteq 14,3 \text{ sec}$$

Zrychlení automobilu:

$$a = \frac{V_{130}}{t_{130}} = \frac{36,1}{14,3} \doteq 2,52 \text{ sec}$$

Čas udržování konstantní rychlosti  $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  ( $8,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ) na svahu:

$$t_{30} = \frac{s}{V_{30}} = \frac{10000}{8,3} = 1200 \text{ sec}$$

Přepočet klesání na úhlovou jednotku:

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{S_{\alpha}}{100}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{20}{100}\right) \doteq 11,3^{\circ}$$

## PŘÍLOHA B Analytické výpočty sil, momentů a tepelného namáhání

### B.1 Brzdění z maximální rychlosti

Gravitační síla:

$$G = m \cdot g = 1850 \cdot 9,81 \doteq 18148,5 \text{ N}$$

Setrvačná síla při brzdění na mezi adheze:

$$F_i = m \cdot b = 1850 \cdot 7,85 \doteq 14518,8 \text{ N}$$

Radiální reakce:

$$Z_2 = \frac{G \cdot l_1 - F_i \cdot h_T}{L} = \frac{18148,5 \cdot 1206 - 14518,8 \cdot 600}{2680} \doteq 4916,3 \text{ N}$$
$$Z_1 = \frac{G \cdot l_2 + F_i \cdot h_T}{L} = \frac{18148,5 \cdot 1474 + 14518,8 \cdot 600}{2680} \doteq 13232,2 \text{ N}$$

Brzdné síly na přední a zadní nápravě:

$$F_{b_1} = Z_1 \cdot \varphi = 11417,3 \cdot 0,8 \doteq 10585,7 \text{ N}$$

$$F_{b_2} = Z_2 \cdot \varphi = 4916,6 \cdot 0,8 \doteq 3933,1 \text{ N}$$

Celková brzdná síla:

$$F_b = F_{b_1} + F_{b_2} = 10585,7 + 3933,1 \doteq 14518,8 \text{ N}$$

Rozložení brzdné síly na přední nápravu:

$$p = \frac{F_{b_1}}{F_b} = \frac{10585,7}{14518,8} \doteq 0,73 = 73 \%$$

Brzdná síla připadající na jedno kolo přední nápravy:

$$F_{k_1} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot F_b = \frac{1}{2} \cdot F_{b_1} = \frac{1}{2} \cdot 10585,7 = 5292,9 \text{ N}$$

Třecí síla mezi brzdovým kotoučem a destičkou:

$$F_t = \frac{1}{2} \cdot \frac{r_d}{r_b} \cdot F_{k_1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{318,4}{136} \cdot 5292,9 \doteq 6195,8 \text{ N}$$

Přítlačná síla od brzdové destičky:

$$F_N = \frac{F_t}{\mu} = \frac{6195,8}{0,4} \doteq 15489,4 \text{ N}$$

Brzdný moment na kotouči od jedné destičky:

$$M_B = F_N \cdot \mu \cdot r_b = 15489,4 \cdot 0,4 \cdot 0,136 \doteq 842,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kinetická energie (teplo) celé soustavy vzniklá při brzdění:

$$Q_{191} = E_{K_{191}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{191}^2 = \frac{1}{2} \cdot 1850 \cdot \left(\frac{191}{3,6}\right)^2 \doteq 2603775 \text{ J}$$

Teplo pohlcené jedním kotoučem přední nápravy:

$$Q_{K_1} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot Q_{\text{Max}} = \frac{1}{2} \cdot 0,73 \cdot 2603775 \doteq 950377 \text{ J}$$

Teplota povrchu kotouče bezprostředně po zastavení:

$$T_{191} = \frac{Q_{K_1}}{m_k \cdot c_k} + T_o = \frac{950377 \text{ J}}{10,8 \cdot 460} + 20 \doteq 211 \text{ }^\circ\text{C}$$

## B.2 Opakované brzdění na rovině

Kinetická energie (teplo) celé soustavy vzniklá při brzdění:

$$Q_{130} = E_{K_{130}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{130}^2 = \frac{1}{2} \cdot 1850 \cdot \left(\frac{130}{3,6}\right)^2 \doteq 1206211 \text{ J}$$

Teplo pohlcené jedním kotoučem přední nápravy:

$$Q_{K_2} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot Q_{130} = \frac{1}{2} \cdot 0,73 \cdot 1206211 \doteq 440267 \text{ J}$$

Teplota povrchu kotouče bezprostředně po prvním zastavení:

$$T_{130} = \frac{Q_{K_2}}{m_k \cdot c_k} + T_o = \frac{440267 \text{ J}}{10,8 \cdot 460} + 20 \doteq 109 \text{ }^\circ\text{C}$$



Teplota povrchu kotouče po prvním zrychlení (během 14,3 s) na počáteční rychlost:

$$T_{(t)} = T_{\infty} + (T_0 - T_{\infty}) \cdot e^{-\left(\frac{\alpha_p \cdot S_0}{m_k \cdot c_k}\right) \cdot t} = 20 + (109 - 20) \cdot e^{-\left(\frac{93 \cdot 0,23}{10,8 \cdot 460}\right) \cdot 14,3}$$
$$T_{(t)} \doteq 104 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota povrchu kotouče bezprostředně po druhém zastavení:

$$T_{130} = \frac{Q_{K_1}}{m_k \cdot c_k} + T_0 = \frac{440267 \text{ J}}{10,8 \cdot 460} + 104 \doteq 192 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota povrchu kotouče po druhém zrychlení (během 14,3 s) na počáteční rychlost:

$$T_{(t)} = 20 + (160 - 20) \cdot e^{-\left(\frac{93 \cdot 0,23}{10,8 \cdot 460}\right) \cdot 14,3}$$
$$T_{(t)} = 20 + (160 - 20) \cdot e^{-\left(\frac{93 \cdot 0,23}{10,8 \cdot 460}\right) \cdot 14,3}$$
$$T_{(t)} \doteq 182 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota povrchu kotouče bezprostředně po třetím zastavení:

$$T_{130} = \frac{Q_{K_1}}{m_k \cdot c_k} + T_0 = \frac{440267 \text{ J}}{10,8 \cdot 460} + 182 \doteq 271 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota povrchu kotouče po třetím zrychlení (během 14,3 s) na počáteční rychlost:

$$T_{(t)} = 20 + (160 - 20) \cdot e^{-\left(\frac{93 \cdot 0,23}{10,8 \cdot 460}\right) \cdot 14,3}$$
$$T_{(t)} \doteq 256 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

### **B.3 Udržování rychlosti na svahu s následným zabrzděním**

#### **B.3.1 Udržování rychlosti na svahu**

Celková brzdná síla:

$$F_b = F_{b_1} + F_{b_2} = G \cdot \sin \alpha = 1850 \cdot 9,81 \cdot \sin(11,3^{\circ}) \doteq 3556 \text{ N}$$

Brzdná síla připadající na jedno kolo přední nápravy:

$$F_{k_1} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot F_b = \frac{1}{2} \cdot 0,73 \cdot 3556 \doteq 1298 \text{ N}$$

Třecí síla mezi brzdovým kotoučem a destičkou:

$$F_t = \frac{1}{2} \cdot \frac{r_d}{r_b} \cdot F_{k_1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{318,4}{136} \cdot 1298 \doteq 1519 \text{ N}$$

Přítlačná síla od brzdové destičky:

$$F_N = \frac{F_t}{\mu} = \frac{1519}{0,4} \doteq 3799 \text{ N}$$

Brzdný moment na kotouči od jedné destičky:

$$M_B = F_N \cdot \mu \cdot r_b = 3799 \cdot 0,4 \cdot 0,136 \doteq 207 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Dráha, kterou urazí bod na třecím poloměru při brzdění:

$$s_b = \frac{r_b}{r_d} \cdot s_d = \frac{136}{318,4} \cdot 10000 \doteq 4271 \text{ m}$$

Teplu pohlcené jedním kotoučem přední nápravy:

$$Q_{K_3} = W = 2 \cdot F_N \cdot \mu \cdot s_b = 2 \cdot 3799 \cdot 0,4 \cdot 4271 \doteq 12979869 \text{ J}$$

Eventuální teplota kotouče způsobená pohlceným teplem bez odvodu tepla:

$$T_o = \frac{Q_{K_3}}{m_k \cdot c_k} + T_\infty = \frac{12980423}{10,8 \cdot 460} + 20 \doteq 2633 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplu odvedené prouděním na konci brzdění (v čase 1200 s):

$$Q_{odv} = m_k \cdot c_k \cdot (T_o - T_\infty) \cdot \left( 1 - e^{-\left(\frac{\alpha_p \cdot S_o}{m_k \cdot c_k}\right) \cdot t} \right)$$
$$Q_{odv} = 10,8 \cdot 460 \cdot (2633 - 20) \cdot \left( 1 - e^{-\left(\frac{47 \cdot 0,23}{10,8 \cdot 460}\right) \cdot 1200} \right)$$
$$Q_{odv} \doteq 12005725 \text{ J}$$

Rozdíl tepla pohlceného a odvedeného v čase 1200 s:

$$Q_{1200} = Q_{K_3} - Q_{odv} = 12963396 - 12005725 \doteq 974144 \text{ J}$$

Teplota povrchu kotouče bezprostředně po zastavení:

$$T_{1200} = \frac{Q_{1200}}{m_k \cdot c_k} + T_{\infty} = \frac{974144}{10,8 \cdot 460} + 20 \doteq 216 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### B.3.2 Následné zabrzdění

Celková brzdná síla:

$$F_b = G \cdot \sin \alpha + F_i = 1850 \cdot 9,81 \cdot \sin(11,3^\circ) + 1850 \cdot 7,85 \doteq 18075 \text{ N}$$

Brzdná síla připadající na jedno kolo přední nápravy:

$$F_{k_1} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot F_b = \frac{1}{2} \cdot 0,73 \cdot 18075 \doteq 6597 \text{ N}$$

Třecí síla mezi brzdovým kotoučem a destičkou:

$$F_t = \frac{1}{2} \cdot \frac{r_d}{r_b} \cdot F_{k_1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{318,4}{136} \cdot 6597 \doteq 5638 \text{ N}$$

Přítlačná síla od brzdové destičky:

$$F_N = \frac{F_t}{\mu} = \frac{5638}{0,4} \doteq 14094 \text{ N}$$

Brzdný moment na kotouči od jedné destičky:

$$M_B = F_N \cdot \mu \cdot r_b = 14094 \cdot 0,4 \cdot 0,136 \doteq 767 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kinetická energie (teplo) celého systému při brzdění do zastavení:

$$Q_{30} = E_{K_{30}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{30}^2 = \frac{1}{2} \cdot 1850 \cdot 8,3^2 \doteq 64236 \text{ J}$$

Teplo pohlcené jedním kotoučem přední nápravy:

$$Q_{K_4} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot Q_{30} = \frac{1}{2} \cdot 0,73 \cdot 64236 \doteq 23446 \text{ J}$$

Potenciální energie celková:

$$E_p = m \cdot g \cdot \Delta h = m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s_1 = m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \frac{1}{2} \cdot b \cdot t_{z_3}^2$$

$$E_p = 1850 \cdot 9,81 \cdot \sin 11,3^\circ \cdot \frac{1}{2} \cdot 7,85 \cdot 1,1^2 \doteq 15734 \text{ J}$$

Potenciální energie stanovená pro jeden kotouč přední nápravy:

$$E_{p_1} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot E_p = \frac{1}{2} \cdot 0,73 \cdot 15734 \doteq 5743 \text{ J}$$

Součet kinetické a potenciální energie (celkové teplo pohlcené jedním kotoučem):

$$Q_C = Q_{K_4} + E_{p_1} = 23446 + 5743 \doteq 29189 \text{ J}$$

Teplota kotouče na konci brzdění (udržování s následným zabrzděním):

$$T_C = \frac{Q_C}{m_k \cdot c_k} + T_{1200} = \frac{29189}{10,8 \cdot 460} + 216 \doteq 222 \text{ }^\circ\text{C}$$

## PŘÍLOHA C Odhad součinitele přestupu tepla

V této příloze je proveden odhad součinitele přestupu tepla, jehož velikost se bude pro vybrané jízdní režimy lišit. Základními používanými bezrozměrnými čísly, pro případ nucené konvekce a turbulentního proudění, jsou tři [23]:

- číslo Nusseltovo 
$$N_u = \frac{\alpha_p \cdot l_0}{\lambda}, \quad (C.1)$$

- číslo Reynoldsovo 
$$R_e = \frac{v_i \cdot l_0}{\nu} = \frac{\omega \cdot l_0^2}{\nu}, \quad (C.2)$$

- číslo Prandtlovo 
$$P_r = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda}, \quad (C.3)$$

kde:

- $l_0$  je charakteristický rozměr stěny,
- $\lambda$  je součinitel tepelné vodivosti,
- $v_i$  je střední dopředná rychlost,
- $\omega$  je střední úhlová rychlost,
- $\nu$  je kinematická viskozita,
- $c_p$  je měrné teplo při konstantním tlaku,
- $\eta$  je dynamická viskozita,
- $\rho$  je měrná hmotnost.

Za předpokladu nucené konvekce a turbulentního proudění obecně pro různé případy platí, včetně řešení vybraných jízdních režimů, tato funkční závislost:

$$N_u = f(R_e, P_r). \quad (C.4)$$

Experimentálně je dokázáno, že při analýzách, kde dochází prouděním k ochlazování povrchu součásti, lze funkční závislost (C.4) přepsat do tvaru:

$$N_u = C \cdot R_e^m \cdot P_r^n, \quad (C.5)$$

kde:

- $C$  je konstanta přenosu tepla,
- $m$  a  $n$  jsou součinitelé přenosu tepla.

Rovnice (C.5) představuje definici k určení průměrné velikosti Nusseltova čísla pro případ rovinné plochy kotouče. Po zjištění hodnoty Reynoldsova a Prandtlova čísla a dosazení rovnice (C.5) do (C.1), lze vyjádřit vztah pro určení součinitele přestupu tepla. Jelikož je navržený kotouč realizován s vnitřním chlazením, nelze výše uvedený vztah použít pro všechny plochy kotouče. Pro případ odvětrávané vnitřní plochy kotouče, je k určení součinitele přestupu tepla použit empirický vztah (C.6), převzatý z literatury [28]. Pro všechny zbylé plochy kotouče, které obtéká proudící okolní vzduch, platí vztahy výše uvedené.

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{l} \right)^{0,67} \right] \cdot R_e^{0,8} \cdot P_r^{0,33} \cdot \frac{\lambda}{d_h}, \quad (C.6)$$

kde:

- $d_h$  je charakteristický rozměr stěny (průměr kotouče),
- $l$  je délka chladícího žebra kotouče (získáno z modelu).

Odhad součinitele přestupu tepla je proveden celkem pro tři případy – brzdění z maximální rychlosti, opakovaného brzdění a udržování rychlosti při jízdě ze svahu. Uvažované vlastnosti vzduchu při atmosferickém tlaku jsou uvedeny v tabulce TC.1. Pro splnění kritéria turbulentního proudění a podmínky použití rovnice (C.5) musí platit:

$$5 \cdot 10^5 \leq R_e \leq 10^7 \wedge 0,6 \leq P_r \leq 60. \quad (C.7)$$

**Tab. TC.1** Vlastnosti vzduchu při 20 °C [24]

Veličina	Hodnota
Hustota	1,205 kg · m <sup>-3</sup>
Měrná tepelná kapacita	1005 J · kg · K <sup>-1</sup>
Tepelná vodivost	0,0257 W · m <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup>
Kinematická viskozita	0,00001552 m <sup>2</sup> · s <sup>-1</sup>

Reynoldsovo číslo je klíčovým parametrem, kterým je určen způsob chování proudící tekutiny. Ze vztahu (C.2) vyplývá, že je závislé jednak na dopředné rychlosti a dále na rychlosti úhlové, která se mění se vzdáleností od osy rotace kotouče. Vzhledem k problematickému určení Reynoldsova čísla, popř. součinitele přestupu tepla s uvážením obou rychlostí, bude Reynoldsovo číslo počítáno pouze pro případ dopředné rychlosti.

## C.1 Brzdění z maximální rychlosti

### a) Příklad rovinné plochy

Režim této jízdy spočívá v brzdění z maximální rychlosti 191 km/h do zastavení. Velikost dopředné rychlosti je zvolena na 100 km/h (27,8 m/s), což přibližně odpovídá průměrné rychlosti během manévru. Charakteristickým rozměrem stěny se v tomto případě rozumí vnější poloměr kotouče. Po dosazení uvažovaných parametrů do rovnic (C.2) a (C.3) je stanovena velikost bezrozměrných čísel:

$$R_e = \frac{v_m \cdot l_0}{\nu} = \frac{27,8 \cdot 0,17}{0,00001552} \doteq 304267, \quad (\text{C.2}')$$

$$P_r = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} = \frac{0,00001552 \cdot 1,205 \cdot 1005}{0,0257} \doteq 0,73. \quad (\text{C.3}')$$

Podmínka (C.7) je splněna. S využitím znalosti Reynoldsova a Prandtlova čísla lze jednoduše vypočítat velikost Nusseltova čísla. Hodnoty konstant a součinitele přenosu tepla jsou získány z literatury [25]. Řešení rovnice (C.5) je následující:

$$N_u = 0,037 \cdot 304267^{0,8} \cdot 0,73^{0,33} \doteq 812,8. \quad (\text{C.5}')$$

Nyní již zbývá pro určení součinitele přestupu tepla poslední krok, a sice jeho vyjádření z rovnice (C.1) a následný výpočet, viz (C.1').

$$\alpha_p = \frac{\lambda}{l_0} \cdot N_u = \frac{0,0257}{0,17} \cdot 812,8 \doteq 123 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}. \quad (\text{C.1}')$$

### b) Příklad odvětrávané plochy

Již bylo uvedeno, že pro variantu odvětrávané plochy kotouče nelze použít vztahy pro určení Reynoldsova a Prandtlova čísla, jako tomu bylo v případě rovinných ploch kotouče. Neplatí tedy nutnost splnění podmínky (C.7). Bezrozměrná čísla jsou zde vypočtena ze vztahů uvedených v literatuře [28] a jsou, stejně jako výsledný součinitel přestupu tepla, uvedeny níže:

$$R_e \doteq 0,28, \quad (\text{C.2}')$$

$$P_r \doteq 83,4, \quad (\text{C.3}')$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{l} \right)^{0,67} \right] \cdot R_e^{0,8} \cdot P_r^{0,33} \cdot \frac{\lambda}{d_h}, \quad (\text{C.1}')$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{0,34}{0,056} \right)^{0,67} \right] \cdot 0,28^{0,8} \cdot 83,4^{0,33} \cdot \frac{92,5}{0,34} \quad (\text{C.1}')$$

$$\alpha_p \doteq 43 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}. \quad (\text{C.1}'')$$

## C.2 Opakované brzdění

Pro určení součinitele přestupu tepla pro případ opakovaného brzdění je použito stejných postupů, jako u situace brzdění z maximální rychlosti. Není tedy uveden celý postup řešení. Co se počátečních podmínek týče, je rozdíl pouze v uvažované rychlosti automobilu. Zde je počítáno s rychlostí 70 km/h (19,4 m/s).

### a) Případ rovinné plochy

Řešením rovnice (C.2) a (C.3) je dána velikost bezrozměrných čísel:

$$R_e = \frac{v_m \cdot l_0}{\nu} = \frac{19,4 \cdot 0,17}{0,00001552} \doteq 212987, \quad (\text{C.2}')$$

$$P_r = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} = \frac{0,00001552 \cdot 1,205 \cdot 1005}{0,0257} \doteq 0,73 \quad (\text{C.3}')$$

Postup je tedy stejný jako pro předchozí případ. Po dosazení vypočtených hodnot Reynoldsova a Prandtlova čísla do vztahu (C.5) je dána velikost Nusseltova čísla:

$$N_u = 0,037 \cdot 212987^{0,8} \cdot 0,73^{0,33} \doteq 611. \quad (\text{C.5}')$$

Poté lze přistoupit prostřednictvím rovnice (C.1') k odhadu součinitele přestupu tepla:

$$\alpha_p = \frac{\lambda}{l_0} \cdot N_u = \frac{0,0257}{0,17} \cdot 611 \doteq 93 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}. \quad (\text{C.1}'')$$

### b) Případ odvětrávané plochy

Pro variantu odvětrávané plochy kotouče nelze použít vztahy pro určení Reynoldsova a Prandtlova čísla, jako tomu bylo v případě rovinné plochy. Bezrozměrná čísla jsou zde vypočtena ze vztahů uvedených v literatuře [28] a jsou, stejně jako výsledný součinitel přestupu tepla, uvedeny níže:

$$R_e = 0,28, \quad (\text{C.2}')$$

$$P_r = 48,2, \quad (\text{C.3}')$$



$$\alpha_p = 0,023 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{l} \right)^{0,67} \right] \cdot R_e^{0,8} \cdot P_r^{0,33} \cdot \frac{\lambda}{d_h}, \quad (\text{C.1}')$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{0,34}{0,056} \right)^{0,67} \right] \cdot 0,28^{0,8} \cdot 48,2^{0,33} \cdot \frac{92,5}{0,34},$$

$$\alpha_p \doteq 36 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}.$$

### C.3 Udržování rychlosti na svahu

Jedná se opět o stejný postup odhadu součinitele přestupu tepla jako v předešlých případech. Zde je počítáno s rychlostí 30 km/h (8,3 m/s).

#### a) Případ rovinné plochy

Výsledné hodnoty bezrozměrných čísel jsou:

$$R_e = \frac{v_s \cdot l_0}{\nu} = \frac{8,3 \cdot 0,17}{0,00001552} \doteq 91280, \quad (\text{C.2}')$$

$$P_r = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} = \frac{0,00001552 \cdot 1,205 \cdot 1005}{0,0257} \doteq 0,73, \quad (\text{C.3}')$$

$$N_u = 0,037 \cdot 91280^{0,8} \cdot 0,73^{0,33} \doteq 310,2. \quad (\text{C.5}')$$

Pak součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_p = \frac{\lambda}{l_0} \cdot N_u = \frac{0,0257}{0,17} \cdot 310,2 \doteq 47 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}. \quad (\text{C.1}')$$

#### b) Případ odvětrávané plochy

Bezrozměrná čísla a samotný součinitel přestupu tepla má velikost:

$$R_e = 0,28, \quad (\text{C.2}')$$

$$P_r = 25, \quad (\text{C.3}')$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{l} \right)^{0,67} \right] \cdot R_e^{0,8} \cdot P_r^{0,33} \cdot \frac{\lambda}{d_h}, \quad (\text{C.1}')$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{0,34}{0,056} \right)^{0,67} \right] \cdot 0,28^{0,8} \cdot 25^{0,33} \cdot \frac{92,5}{0,34},$$

$$\alpha_p \doteq 29 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}.$$

#### C.4 Shrnutí výsledků

Odhadnuté hodnoty součinitelů přestupu tepla, se kterými je v této práci počítáno, jsou uvedeny v tabulce TC.2. Jedná se o stěžejní parametry pro veškeré výpočty co se odvodu tepla týče.

**Tab. TC.2** Hodnoty součinitelů přestupu tepla

<b>Plocha</b>	<b>Brzdění z <math>V_{\max}</math></b>	<b>Opakované brzdění</b>	<b>Udržování rychlosti</b>
Rovinná plocha	123	93	47
Odvětrávaná plocha	43	36	29

## PŘÍLOHA D Newtonův zákon ochlazování [24], [25]

V této příloze je provedeno odvození vztahu pro zjednodušený výpočet teploty povrchu kotouče při ochlazování a odvození vztahu pro množství tepla, které se mezi kotoučem a okolním prostředím vymění za určitý čas. Základním předpokladem použití tohoto vztahu při ochlazování je jen velmi malý teplotní gradient, tzn. v každém časovém okamžiku se teplota na povrchu a uvnitř kotouče výrazně neliší. To lze zjednodušeně odhadnout z tzv. Biotova čísla, kterým je také dána přesnost výsledků Newtonova zákona ochlazování. Biotovo číslo<sup>40</sup> je definováno poměrem vnitřního a vnějšího tepelného odporu, jinými slovy je to poměr mezi odporem proti vedení tepla a odporem proti přestupu tepla. Tepelná vodivost kotouče je převzata z tabulky 10. Velikost součinitele přestupu tepla je odhadnuta v příloze C.

$$B_i = \frac{\frac{d}{\lambda}}{\frac{1}{\alpha_p}} = \frac{\alpha_p \cdot d_h}{\lambda} = \frac{93 \cdot 0,17}{48,5} \doteq 0,32 \quad (\text{D.1})$$

Lze uvažovat, že tento zákon má relativně obstojnou přesnost, jestliže platí rovnice (D.2). Tím lze považovat teplotní pole v kotouči (pevné látce) za homogenní.

$$B_i \leq 0,1 \quad (\text{D.2})$$

Vzhledem k nedodržení obecně uznávané podmínky (D.2) je do tohoto výpočtu již od samého počátku řešení vnesena nejistota, která se projeví v přesnosti stanovených výsledků.

Tepelný tok tepla (viz rovnice (33) stanovená v kapitole 5.1.2) z povrchu kotouče do okolního prostředí musí být roven úbytku vnitřní energie tělesa, která vychází z energetické bilance tepelných toků. Úbytek vnitřní energie kotouče lze popsat rovnicí (D.3).

$$\frac{dU}{dt} = -c_k \cdot m_k \cdot \frac{dT_{(t)}}{dt} \quad (\text{D.3})$$

$$\dot{Q} = \alpha_p \cdot S_o \cdot (T_{(t)} - T_\infty) \quad (33)$$

Po uvedení obou vztahů do rovnosti je matematickými úpravami – separací proměnných, integrováním podle času od nuly až po konečný čas zrychlování na počáteční rychlost a následnou úpravou – odvozen vztah označený jako rovnice (D.8).

---

<sup>40</sup> V příloze C je pojednáno o bezrozměrném Nusseltově čísle, kde tepelná vodivost je vztažena k okolnímu vzduchu (tekutině), zatímco u bezrozměrného Biotova čísla je tepelná vodivost stažena ke kotouči (pevné látce).

$$\alpha_p \cdot S_o \cdot (T_{(t)} - T_\infty) = -c_k \cdot m_k \cdot \frac{dT_{(t)}}{dt} \quad (D.4)$$

$$-\int_0^t dt = \frac{c_k \cdot m_k}{\alpha_p \cdot S_o} \int_{(T_o - T_\infty)}^{T_{(t)} - T_\infty} \frac{dT_{(t)}}{(T_{(t)} - T_\infty)} \quad (D.5)$$

$$-(t - 0) = \frac{c_k \cdot m_k}{\alpha_p \cdot S_o} \cdot \ln \frac{(T_{(t)} - T_\infty)}{(T_o - T_\infty)} \quad (D.6)$$

$$T_{(t)} = T_\infty + (T_o - T_\infty) \cdot e^{\left(-\frac{\alpha_p \cdot S_o}{m_k \cdot c_k}\right) \cdot t} \quad (D.7)$$

$$(T_{(t)} - T_\infty) = (T_o - T_\infty) \cdot e^{\left(-\frac{\alpha_p \cdot S_o}{m_k \cdot c_k}\right) \cdot t} \quad (D.8)$$

Níže je provedeno odvození pro vztah definující množství tepla, které je během udržování konstantní rychlosti na svahu odvedeno z kotouče do okolního prostředí. Pro tento případ lze psát rovnici (D.9), do které je následně dosazen vztah pro tepelný tok z rovnice (33), viz rovnice (D.10). Do rovnice (D.10) lze následně dosadit rovnici (D.8), z čehož vznikne rovnice (D.11). Integrováním této rovnice s mezí integrálu od nuly až po čas konce udržování konstantní rychlosti na svahu, tzn. čas, kdy je ujet deset kilometrů, je dána rovnice (D.12). Po matematických úpravách je dosaženo konečné rovnice (D.13), kterou je vyjádřené kýžené množství tepla v závislosti na čase.

$$Q_{(t)} = \int_0^{t_{30}} \dot{Q} dt \quad (D.9)$$

$$Q_{(t)} = \alpha_p \cdot S_o \int_0^{t_{30}} (T_{(t)} - T_\infty) dt \quad (D.10)$$

$$Q_{(t)} = \alpha_p \cdot S_o \int_0^{t_{30}} (T_o - T_\infty) \cdot e^{\left(-\frac{\alpha_p \cdot S_o}{m_k \cdot c_k}\right) \cdot t} dt \quad (D.11)$$

$$Q_{(t)} = \alpha_p \cdot S_o \cdot (T_o - T_\infty) \cdot \left(-\frac{c_k \cdot m_k}{\alpha_p \cdot S_o}\right) \cdot \left(e^{\left(-\frac{\alpha_p \cdot S_o}{m_k \cdot c_k}\right) \cdot t_{30}} - 1\right) \quad (D.12)$$

$$Q_{(t)} = c_k \cdot m_k \cdot (T_o - T_\infty) \cdot \left(1 - e^{\left(-\frac{\alpha_p \cdot S_o}{m_k \cdot c_k}\right) \cdot t_{30}}\right) \quad (D.13)$$

# PŘÍLOHA E Kontrola pevnosti

## E.1 Režim brzdění z maximální rychlosti

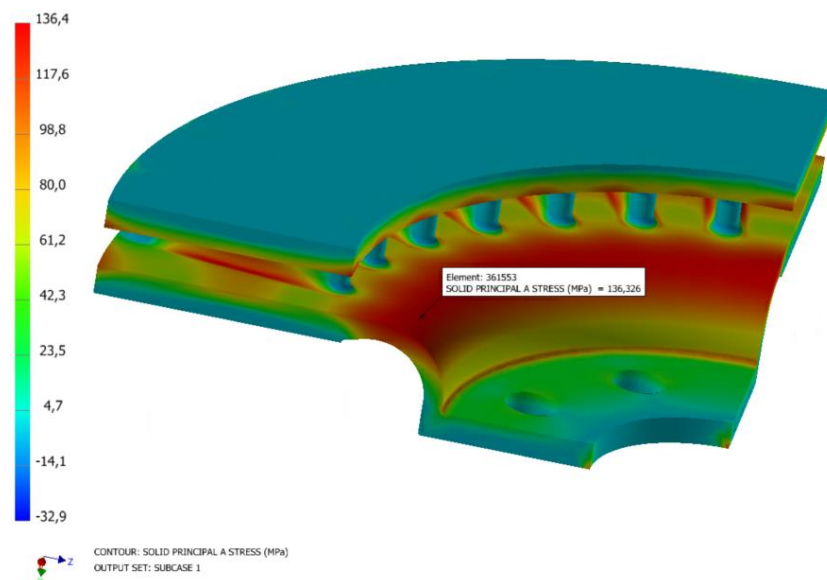
### E.1.1 Okrajové podmínky

Hodnocení napětí v kritickém místě na základě maximálního von Misesova napětí je provedeno v kapitole 5.3.4. Níže je proveden výpočet a hodnocení napětí v kritickém místě zvoleném na základě velikosti hlavního napětí a na základě uzlu s maximální teplotou.

### E.1.2 Výsledky výpočtu

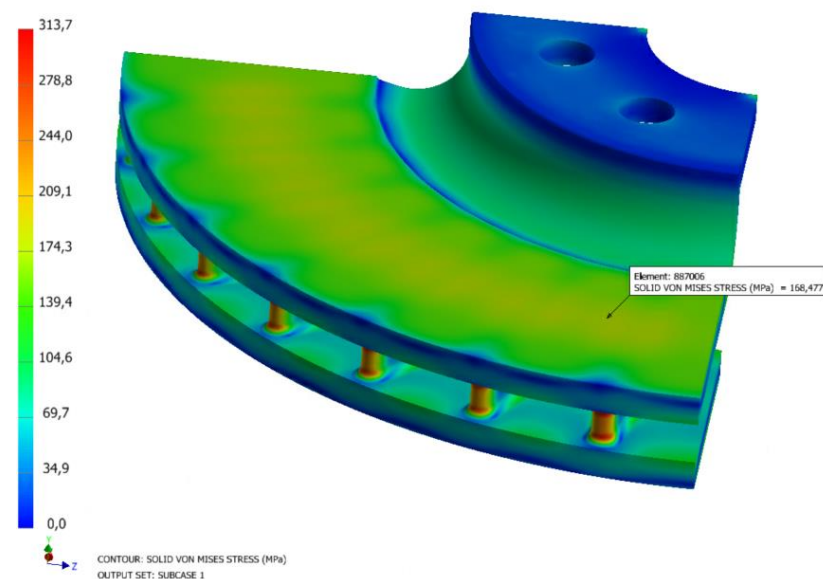
Napětí v posuzovaném místě na základě hlavního tahového napětí:

$$\sigma_1 = 136,3 \text{ MPa}; \sigma_2 = 15,1 \text{ MPa}; \sigma_3 = -0,2 \text{ MPa}$$



Napětí v posuzovaném místě na základě uzlu s maximální teplotou:

$$\sigma_1 = -0,2 \text{ MPa}; \sigma_2 = -146,9 \text{ MPa}; \sigma_3 = -184,1 \text{ MPa}$$

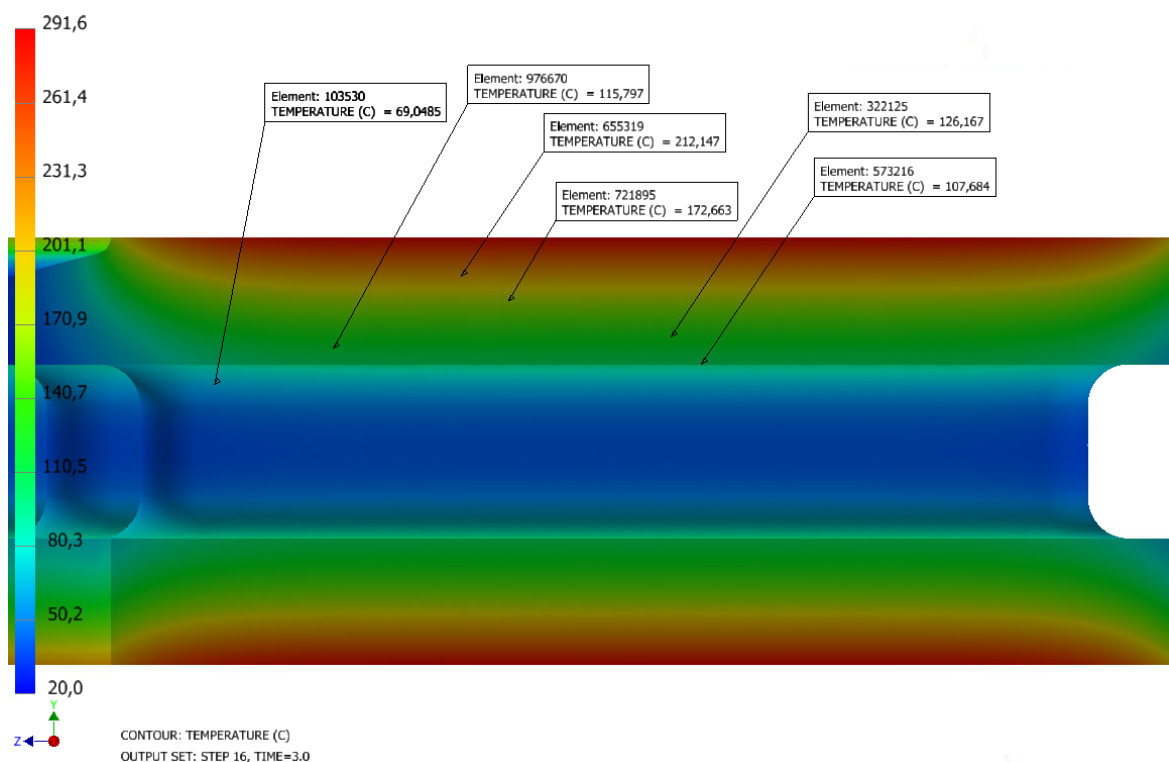


### E.1.3 Hodnocení napětí dle FKM

Hodnocení napětí v posuzovaném místě podle hlavního napětí.

3.1 Characteristic service stresses				
Principal stress 1	$\sigma_1$	136,3	MPa	FEM
Principal stress 2	$\sigma_2$	15,1	MPa	FEM
Principal stress 3	$\sigma_3$	-0,2	MPa	FEM
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_{GH}$	129,53	MPa	3.1.4
Weight factor semi-ductile	q	0,264	-	Table 3.1.1
Compression factor	f $\sigma$	1,3	-	Table 3.2.3
Tension factor	f ten	1	-	Table 3.2.3
Stresses semi-ductile materials:				
Principal stress 1	\mathbf{\sigma}_1	136,30	MPa	3.1.7
Principal stress 2	\mathbf{\sigma}_2	15,10	MPa	3.1.7
Principal stress 3	\mathbf{\sigma}_3	-0,15	MPa	3.1.7
Stress $\sigma_{NH,q}$	$\sigma_{NH,q}$	136,30	MPa	3.1.9
Stress $\sigma_{GH,q}$	$\sigma_{GH,q}$	129,50	MPa	3.1.9
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_V$	131,30	MPa	3.1.5
Hydrostatic stress	$\sigma_H$	50,40	MPa	3.1.11
Degree of multiaxiality	h	0,389	-	3.1.10
3.2 Material properties				
Normative material value R <sub>m,N</sub>	R <sub>m,N</sub>	500	MPa	Table 5.1.11
Normative material value R <sub>p,N</sub>	R <sub>p,N</sub>	320	MPa	Table 5.1.11
Normative material value A <sub>N</sub>	A <sub>N</sub>	7	%	Table 5.1.11
Young modulus	E	170000	MPa	Table 3.3.1
Technological size factor	K <sub>d,m</sub>	1	-	3.2.7
Technological size factor	K <sub>d,p</sub>	1	-	3.2.7
Technological size factor	K <sub>d,A</sub>	1	-	3.2.7
Anisotropy factor	K <sub>A</sub>	1	-	3.2.15
Constant	a <sub>T,m</sub>	1	-	3.2.15
Temperature factor	K <sub>T,m</sub>	1	-	3.2.29
Standard component value R <sub>m</sub>	R <sub>m</sub>	500,00	MPa	3.2.1
Standard component value R <sub>p</sub>	R <sub>p</sub>	320,00	MPa	3.2.1
Elongation at break	A	7,00	%	3.2.1
3.3 Design parameters				
Plastic notch factor	K <sub>p</sub>	1	-	ESTIMATE
Hardening factor	f <sub>R</sub>	1,28	-	3.3.3
Reference value of critical strain	$\epsilon_{ref}$	0,028	-	3.3.6
Critical strain (function h)	$\epsilon_{ertr\_h}$	0,028	-	3.3.4
Section factor	n <sub>pl</sub>	1,28	-	3.3.2
3.4 Component strenght				
Component strenght	$\sigma_{SK}$	410,00	MPa	3.4.1
3.5 Safety factors				
Load factor	j <sub>s</sub>	1	-	Chapter 3.5.0
Fracture	j <sub>m</sub>	1,7	-	Table 3.5.1
Flow	j <sub>p</sub>	1,25	-	Table 3.5.1
Cast components	j <sub>G</sub>	1,25	-	3.5.2
Total safety factor	j <sub>GES</sub>	1,56	-	3.5.4
3.6 Assessment				
Degree of utilization	ask	0,50	<1	3.6.1, COMPLY
Control of multiaxiality (h>h <sub>max</sub> =1,333)	NO			3.6.2

Hodnocení napětí v kritickém místě s maximální teplotou je silně závislé na uvažované krátkodobě zvýšené teplotě. Se zvyšující se teplotou třecí plochy kotouče se dle metodiky FKM snižuje jeho pevnost a zároveň se zvyšuje celkový součinitel bezpečnosti. Pro hodnocení vypočteného napětí se dle standardně uznávaných norem počítá se střední teplotou stěny konstrukce. Pro názornost je z tohoto důvodu níže uveden segment brzdového kotouče s vykresleným teplotním polem v čase 3 sec (tj. teplotní účinek uvažovaný pro výpočet napětí). Z teplotního pole a umístěných sond lze vyčíst, že teplota uprostřed stěny kotouče má velikost okolo 170 °C. S uvážením této teploty bylo po provedení hodnocení napětí dle metodiky FKM zjištěno, že stupeň využití statické pevnosti materiálu je **155 %**, což nevyhovuje. Výpočtem bylo ověřeno, že stupeň využití statické pevnosti kotouče vyhovuje až pro střední teplotu stěny 116 °C. Příčinou nevyhovujícího stavu jsou předpoklady řešení na straně bezpečné (vysoké přítláčné síly, pohlcení veškeré energie kotoučem, maximální opotřebení třecích ploch, konzervativní hodnota plastického vrubového součinitele apod.).



Hodnocení napětí v uzlu s maximální teplotou pro konzervativní předpoklady.

3.1 Characteristic service stresses				
Principal stress 1	$\sigma_1$	-0,2	MPa	FEM
Principal stress 2	$\sigma_2$	-146,9	MPa	FEM
Principal stress 3	$\sigma_3$	-184,1	MPa	FEM
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_{GH}$	168,41	MPa	3.1.4
Weight factor semi-ductile	q	0,264	-	Table 3.1.1
Compression factor	f $\sigma$	1,3	-	Table 3.2.3
Tension factor	f <sub>ten</sub>	1	-	Table 3.2.3
Stresses semi-ductile materials:				
Principal stress 1	\mathsigma_1	-0,15	MPa	3.1.7
Principal stress 2	\mathsigma_2	-113,00	MPa	3.1.7
Principal stress 3	\mathsigma_3	-141,62	MPa	3.1.7
Stress $\sigma_{NH,q}$	$\sigma_{NH,q}$	141,62	MPa	3.1.9
Stress $\sigma_{GH,q}$	$\sigma_{GH,q}$	129,55	MPa	3.1.9
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_V$	132,73	MPa	3.1.5
Hydrostatic stress	$\sigma_H$	-110,40	MPa	3.1.11
Degree of multiaxiality	h	-0,656	-	3.1.10
3.2 Material properties				
Normative material value R <sub>m,N</sub>	R <sub>m,N</sub>	500	MPa	Table 5.1.11
Normative material value R <sub>p,N</sub>	R <sub>p,N</sub>	320	MPa	Table 5.1.11
Normative material value A <sub>N</sub>	A <sub>N</sub>	7	%	Table 5.1.11
Young modulus	E	170000	MPa	Table 3.3.1
Technological size factor	K <sub>d,m</sub>	1	-	3.2.7
Technological size factor	K <sub>d,p</sub>	1	-	3.2.7
Technological size factor	K <sub>d,A</sub>	1	-	3.2.7
Anisotropy factor	K <sub>A</sub>	1	-	3.2.15
Constant	a <sub>T,m</sub>	2,4	-	3.2.15
Temperature factor	K <sub>T,m</sub>	0,592	-	3.2.29
Standard component value R <sub>m</sub>	R <sub>m</sub>	275,47	MPa	3.2.1
Standard component value R <sub>p</sub>	R <sub>p</sub>	176,30	MPa	3.2.1
Elongation at break	A	7,00	%	3.2.1
3.3 Design parameters				
Plastic notch factor	K <sub>p</sub>	1	-	ESTIMATE
Hardening factor	f <sub>R</sub>	1,28	-	3.3.3
Reference value of critical strain	$\epsilon_{ref}$	0,028	-	3.3.6
Critical strain (function h)	$\epsilon_{ertr\_h}$	0,028	-	3.3.4
Section factor	n <sub>pl</sub>	1,28	-	3.3.2
3.4 Component strenght				
Component strenght	$\sigma_{SK}$	225,88	MPa	3.4.1
3.5 Safety factors				
Load factor	j <sub>s</sub>	1	-	Chapter 3.5.0
Fracture	j <sub>m</sub>	1,7	-	Table 3.5.1
Flow	j <sub>p</sub>	1,25	-	Table 3.5.1
Cast components	j <sub>G</sub>	1,25	-	3.5.2
Total safety factor	j <sub>GES</sub>	2,64	-	3.5.4
3.6 Assessment				
Degree of utilization	ask	1,55	<1	3.6.1, NOT COMPLY
Control of multiaxiality (h>h <sub>max</sub> =1,333)	NO			3.6.2

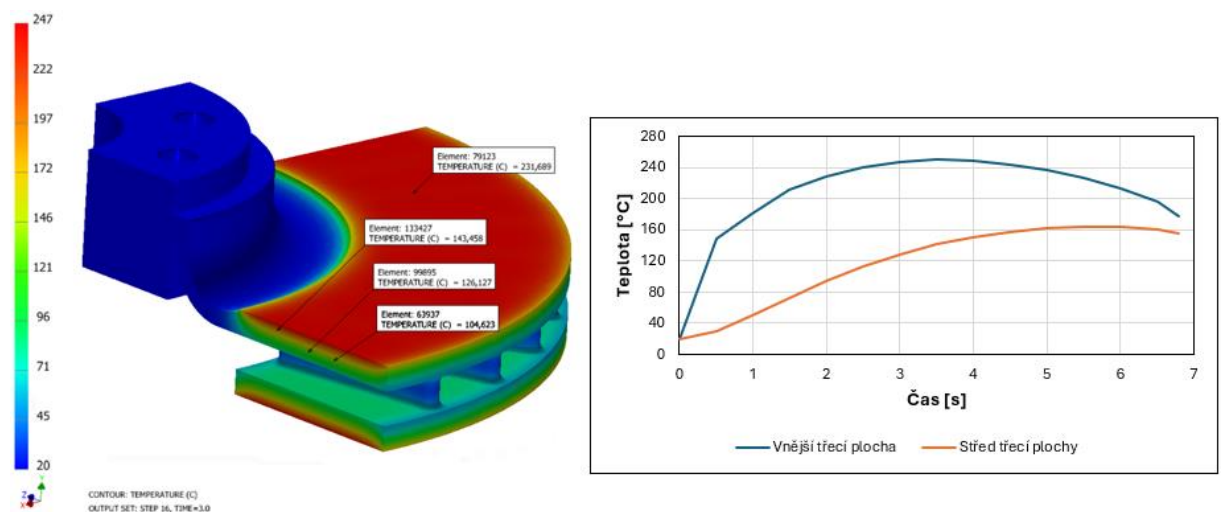


Pro hodnocení napětí v uzlu s maximální teplotou na třecí ploše kotouče je provedena nová teplotní analýza, kde je uvažováno pohlcení 85 % energie brzdovým kotoučem. Ostatní konzervativní předpoklady řešení a okrajové podmínky jsou převzaty z kapitoly 5.2.4. Tepelný a měrný tepelný tok pro dané podmínky brzdění z maximální rychlosti je snížen o 15 %.

$$\Phi = 0,85 \cdot F_N \cdot \mu \cdot \frac{r_b}{r_d} \cdot V_{191} = 0,85 \cdot 15490 \cdot 0,4 \cdot \frac{136}{318,4} \cdot \frac{191}{3,6} \doteq 298378 \text{ W} \quad (\text{E.1})$$

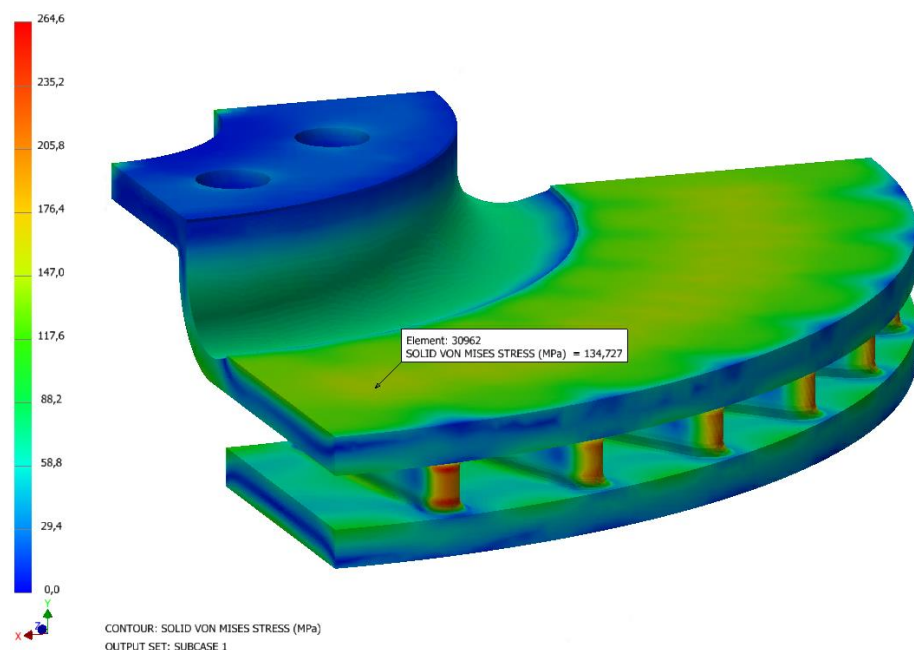
$$\dot{q}_4 = \frac{\Phi}{S_k} = \frac{51494}{0,058} \doteq 5144452 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \quad (\text{E.2})$$

Teplotní pole s vykresleným průběhem teplot v posuzovaném uzlu a v uzlu uprostřed stěny je uvedeno níže. V čase 3 sec je teplota uprostřed třecí plochy 128 °C.



Napětí v posuzovaném místě na základě uzlu s maximální teplotou:

$$\sigma_1 = -0,2 \text{ MPa}; \sigma_2 = -116,9 \text{ MPa}; \sigma_3 = -147,3 \text{ MPa}$$



Hodnocení napětí v posuzovaném místě na základě uzlu s maximální teplotou s upravenými okrajovými podmínkami.

3.1 Characteristic service stresses				
Principal stress 1	$\sigma_1$	-0,2	MPa	FEM
Principal stress 2	$\sigma_2$	-116,9	MPa	FEM
Principal stress 3	$\sigma_3$	-147,3	MPa	FEM
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_{GH}$	134,50	MPa	3.1.4
Weight factor semi-ductile	q	0,264	-	Table 3.1.1
Compression factor	f $\sigma$	1,3	-	Table 3.2.3
Tension factor	f $_{ten}$	1	-	Table 3.2.3
Stresses semi-ductile materials:				
Principal stress 1	\mathsigma_1	-0,15	MPa	3.1.7
Principal stress 2	\mathsigma_2	-89,92	MPa	3.1.7
Principal stress 3	\mathsigma_3	-113,31	MPa	3.1.7
Stress $\sigma_{NH,q}$	$\sigma_{NH,q}$	113,31	MPa	3.1.9
Stress $\sigma_{GH,q}$	$\sigma_{GH,q}$	103,46	MPa	3.1.9
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_V$	106,06	MPa	3.1.5
Hydrostatic stress	$\sigma_H$	-88,13	MPa	3.1.11
Degree of multiaxiality	h	-0,655	-	3.1.10
3.2 Material properties				
Normative material value R $_{m,N}$	R $_{m,N}$	500	MPa	Table 5.1.11
Normative material value R $_{p,N}$	R $_{p,N}$	320	MPa	Table 5.1.11
Normative material value A $_{,N}$	A $_{,N}$	7	%	Table 5.1.11
Young modulus	E	170000	MPa	Table 3.3.1
Technological size factor	K $_{d,m}$	1	-	3.2.7
Technological size factor	K $_{d,p}$	1	-	3.2.7
Technological size factor	K $_{d,A}$	1	-	3.2.7
Anisotropy factor	K $_A$	1	-	3.2.15
Constant	a $_{T,m}$	2,4	-	3.2.15
Temperature factor	K $_{T,m}$	0,6928	-	3.2.29
Standard component value R $_m$	R $_m$	332,78	MPa	3.2.1
Standard component value R $_p$	R $_p$	212,98	MPa	3.2.1
Elongation at break	A	7,00	%	3.2.1
3.3 Design parameters				
Plastic notch factor	K $_p$	1	-	ESTIMATE
Hardening factor	f $_R$	1,28	-	3.3.3
Reference value of critical strain	$\epsilon_{ref}$	0,028	-	3.3.6
Critical strain (function h)	$\epsilon_{ertr\_h}$	0,028	-	3.3.4
Section factor	n $_{pl}$	1,28	-	3.3.2
3.4 Component strenght				
Component strenght	$\sigma_{SK}$	272,88	MPa	3.4.1
3.5 Safety factors				
Load factor	j $_s$	1	-	Chapter 3.5.0
Fracture	j $_m$	1,7	-	Table 3.5.1
Flow	j $_p$	1,25	-	Table 3.5.1
Cast components	j $_G$	1,25	-	3.5.2
Total safety factor	j $_{GES}$	2,26	-	3.5.4
3.6 Assessment				
Degree of utilization	ask	0,88	<1	3.6.1, COMPLY
Control of multiaxiality (h>h $_{max}$ =1,333)		NO		3.6.2

## E.2 Režim opakovaného brzdění

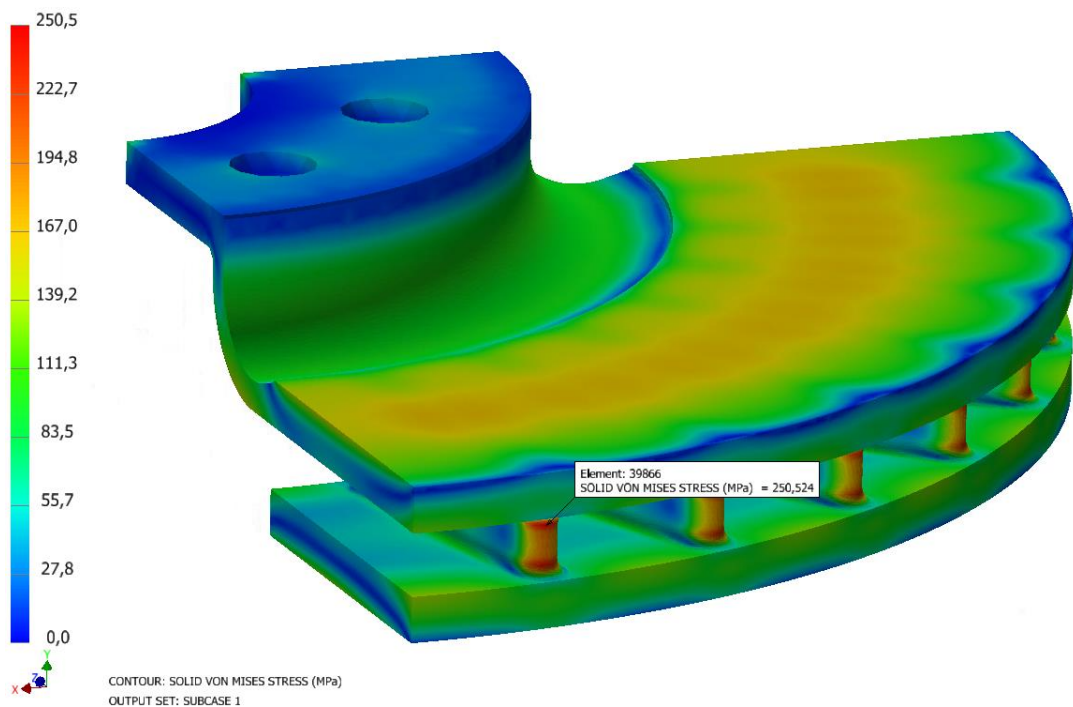
### E.2.1 Okrajové podmínky

Výběr kritického místa je proveden rovněž na základě Von Misesova napětí, hlavního napětí a s ohledem na uzel, ve kterém je dosaženo maximální teploty. V tomto případě je ve výpočtu uvažováno teplotní pole ve *101. kroku* v čase *40 sec* (viz obrázek 56 v kapitole 5.2.5), kdy je dosaženo maximální špičkové teploty na třecí ploše kotouče a zároveň nastává maximální teplotní rozdíl mezi uzlem na třecí ploše a uzlem na zakončení žebrování.

### F.2.2 Výsledky výpočtu

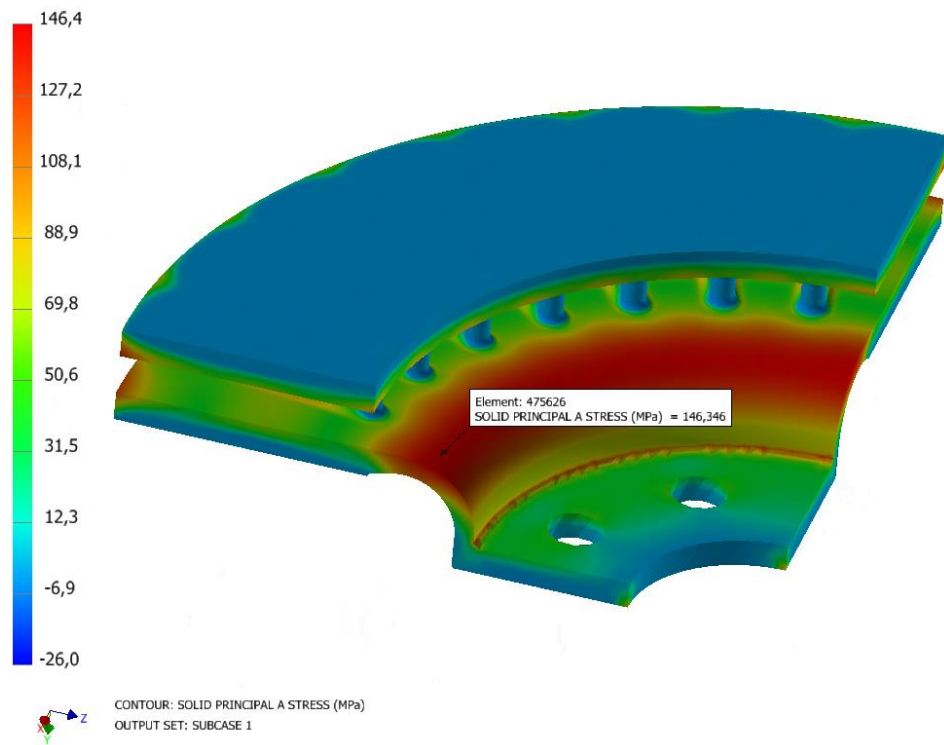
Napětí v posuzovaném místě na základě von Misesova napětí:

$$\sigma_1 = -5,2 \text{ MPa}; \sigma_2 = -45,2 \text{ MPa}; \sigma_3 = -273,3 \text{ MPa}$$



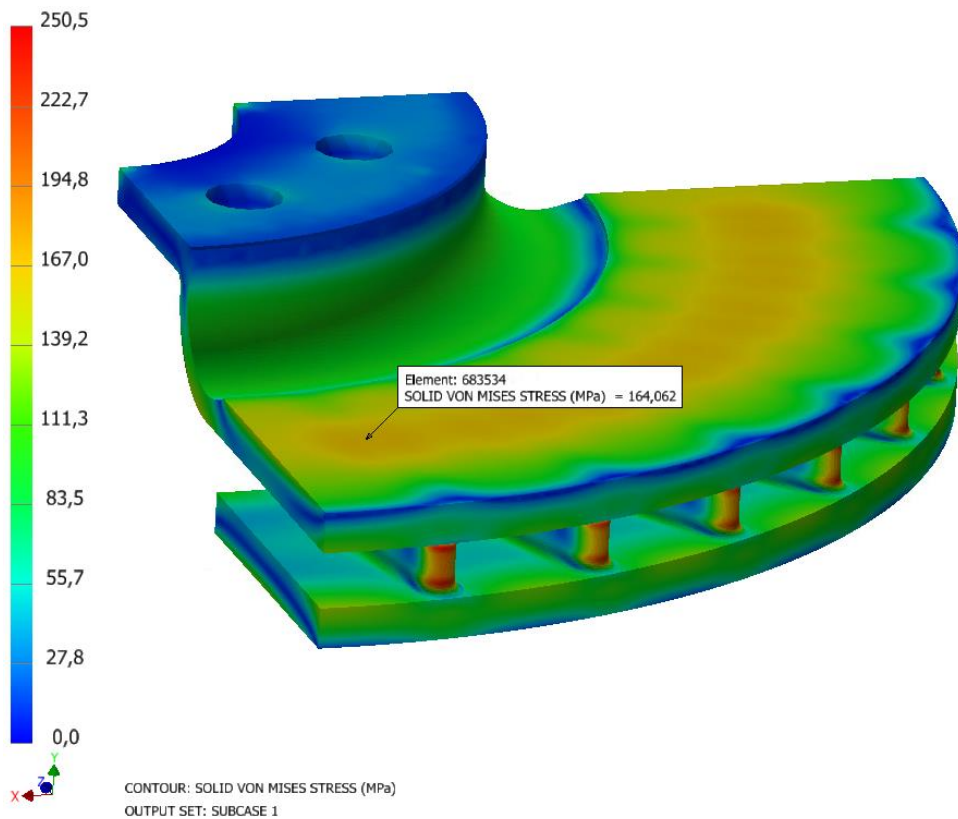
Napětí v posuzovaném místě na základě hlavního tahového napětí:

$$\sigma_1 = 146,4 \text{ MPa}; \sigma_2 = 4,6 \text{ MPa}; \sigma_3 = -0,3 \text{ MPa}$$



Napětí v posuzovaném místě na základě uzlu s maximální teplotou:

$$\sigma_1 = -0,1 \text{ MPa}; \sigma_2 = -125,2 \text{ MPa}; \sigma_3 = -185,7 \text{ MPa}$$



### E.2.3 Hodnocení napětí dle FKM

Hodnocení napětí v posuzovaném místě na základě ekvivalentního napětí.

3.1 Characteristic service stresses				
Principal stress 1	$\sigma_1$	-5,2	MPa	FEM
Principal stress 2	$\sigma_2$	-45,2	MPa	FEM
Principal stress 3	$\sigma_3$	-273,3	MPa	FEM
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_{GH}$	250,51	MPa	3.1.4
Weight factor semi-ductile	q	0,264	-	Table 3.1.1
Compression factor	f $\sigma$	1,3	-	Table 3.2.3
Tension factor	f $\sigma_{ten}$	1	-	Table 3.2.3
Stresses semi-ductile materials:				
Principal stress 1	\mathbf{\sigma}_1	-4,00	MPa	3.1.7
Principal stress 2	\mathbf{\sigma}_2	-34,77	MPa	3.1.7
Principal stress 3	\mathbf{\sigma}_3	-210,23	MPa	3.1.7
Stress $\sigma_{NH,q}$	$\sigma_{NH,q}$	210,23	MPa	3.1.9
Stress $\sigma_{GH,q}$	$\sigma_{GH,q}$	192,70	MPa	3.1.9
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_V$	197,33	MPa	3.1.5
Hydrostatic stress	$\sigma_H$	-107,90	MPa	3.1.11
Degree of multiaxiality	h	-0,431	-	3.1.10
3.2 Material properties				
Normative material value R <sub>m,N</sub>	R <sub>m,N</sub>	500	MPa	Table 5.1.11
Normative material value R <sub>p,N</sub>	R <sub>p,N</sub>	320	MPa	Table 5.1.11
Normative material value A <sub>N</sub>	A <sub>N</sub>	7	%	Table 5.1.11
Young modulus	E	170000	MPa	Table 3.3.1
Technological size factor	K <sub>d,m</sub>	1	-	3.2.7
Technological size factor	K <sub>d,p</sub>	1	-	3.2.7
Technological size factor	K <sub>d,A</sub>	1	-	3.2.7
Anisotropy factor	K <sub>A</sub>	1	-	3.2.15
Constant	a <sub>T,m</sub>	2,4	-	3.2.15
Temperature factor	K <sub>T,m</sub>	1	-	3.2.29
Standard component value R <sub>m</sub>	R <sub>m</sub>	500,00	MPa	3.2.1
Standard component value R <sub>p</sub>	R <sub>p</sub>	320,00	MPa	3.2.1
Elongation at break	A	7,00	%	3.2.1
3.3 Design parameters				
Plastic notch factor	K <sub>p</sub>	1	-	ESTIMATE
Hardening factor	f <sub>R</sub>	1,28	-	3.3.3
Reference value of critical strain	$\epsilon_{ref}$	0,028	-	3.3.6
Critical strain (function h)	$\epsilon_{ertr\_h}$	0,028	-	3.3.4
Section factor	n <sub>pl</sub>	1,28	-	3.3.2
3.4 Component strenght				
Component strenght	$\sigma_{SK}$	410,00	MPa	3.4.1
3.5 Safety factors				
Load factor	j <sub>s</sub>	1	-	Chapter 3.5.0
Fracture	j <sub>m</sub>	1,7	-	Table 3.5.1
Flow	j <sub>p</sub>	1,25	-	Table 3.5.1
Cast components	j <sub>G</sub>	1,25	-	3.5.2
Total safety factor	j <sub>GES</sub>	1,56	-	3.5.4
3.6 Assessment				
Degree of utilization	ask	0,75	<1	3.6.1, COMPLY
Control of multiaxiality (h>h <sub>max</sub> =1,333)	NO			3.6.2

Hodnocení napětí v posuzovaném místě na základě hlavního napětí.

3.1 Characteristic service stresses				
Principal stress 1	$\sigma_1$	146,4	MPa	FEM
Principal stress 2	$\sigma_2$	4,6	MPa	FEM
Principal stress 3	$\sigma_3$	-0,3	MPa	FEM
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_{GH}$	144,31	MPa	3.1.4
Weight factor semi-ductile	q	0,264	-	Table 3.1.1
Compression factor	f $\sigma$	1,3	-	Table 3.2.3
Tension factor	f ten	1	-	Table 3.2.3
Stresses semi-ductile materials:				
Principal stress 1	\mathsigma_1	146,40	MPa	3.1.7
Principal stress 2	\mathsigma_2	4,60	MPa	3.1.7
Principal stress 3	\mathsigma_3	-0,30	MPa	3.1.7
Stress $\sigma_{NH,q}$	$\sigma_{NH,q}$	146,40	MPa	3.1.9
Stress $\sigma_{GH,q}$	$\sigma_{GH,q}$	144,31	MPa	3.1.9
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_V$	144,86	MPa	3.1.5
Hydrostatic stress	$\sigma_H$	50,23	MPa	3.1.11
Degree of multiaxiality	h	0,348	-	3.1.10
3.2 Material properties				
Normative material value R <sub>m,N</sub>	R <sub>m,N</sub>	500	MPa	Table 5.1.11
Normative material value R <sub>p,N</sub>	R <sub>p,N</sub>	320	MPa	Table 5.1.11
Normative material value A <sub>N</sub>	A <sub>N</sub>	7	%	Table 5.1.11
Young modulus	E	170000	MPa	Table 3.3.1
Technological size factor	K <sub>d,m</sub>	1	-	3.2.7
Technological size factor	K <sub>d,p</sub>	1	-	3.2.7
Technological size factor	K <sub>d,A</sub>	1	-	3.2.7
Anisotropy factor	K <sub>A</sub>	1	-	3.2.15
Constant	a <sub>T,m</sub>	1	-	3.2.15
Temperature factor	K <sub>T,m</sub>	1	-	3.2.29
Standard component value R <sub>m</sub>	R <sub>m</sub>	500,00	MPa	3.2.1
Standard component value R <sub>p</sub>	R <sub>p</sub>	320,00	MPa	3.2.1
Elongation at break	A	7,00	%	3.2.1
3.3 Design parameters				
Plastic notch factor	K <sub>p</sub>	1	-	ESTIMATE
Hardening factor	f <sub>R</sub>	1,28	-	3.3.3
Reference value of critical strain	$\epsilon_{ref}$	0,028	-	3.3.6
Critical strain (function h)	$\epsilon_{ertr\_h}$	0,028	-	3.3.4
Section factor	n <sub>pl</sub>	1,28	-	3.3.2
3.4 Component strenght				
Component strenght	$\sigma_{SK}$	410,00	MPa	3.4.1
3.5 Safety factors				
Load factor	j <sub>s</sub>	1	-	Chapter 3.5.0
Fracture	j <sub>m</sub>	1,7	-	Table 3.5.1
Flow	j <sub>p</sub>	1,25	-	Table 3.5.1
Cast components	j <sub>G</sub>	1,25	-	3.5.2
Total safety factor	j <sub>GES</sub>	1,56	-	3.5.4
3.6 Assessment				
Degree of utilization	ask	0,55	<1	3.6.1, COMPLY
Control of multiaxiality (h>h <sub>max</sub> =1,333)	NO			3.6.2

Hodnocení napětí v posuzovaném místě na základě uzlu s maximální teplotou pro konzervativní předpoklady (Střední teplota třecí plochy kotouče je 162 °C)

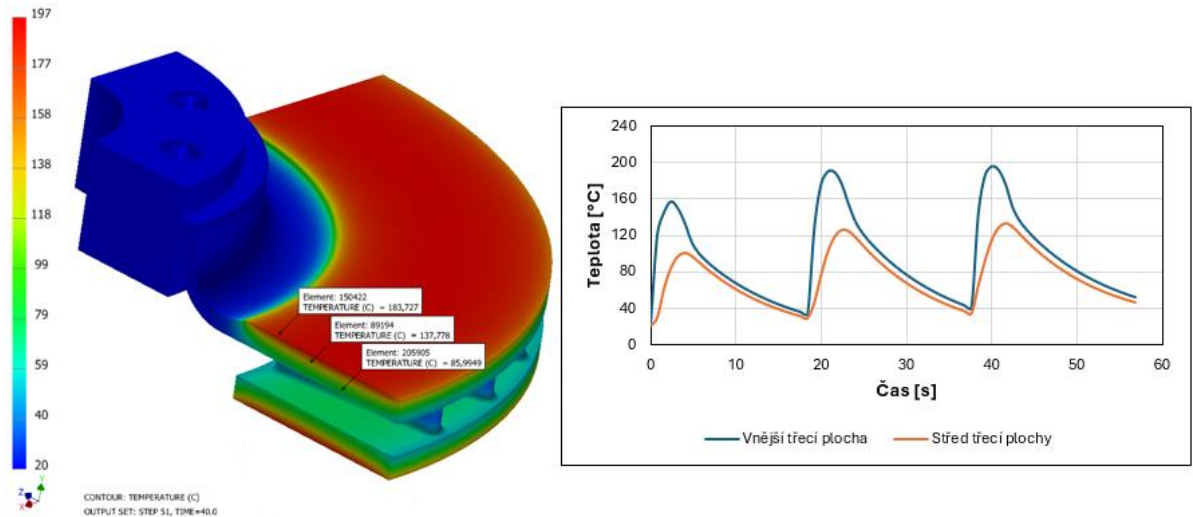
3.1 Characteristic service stresses				
Principal stress 1	$\sigma_1$	-0,1	MPa	FEM
Principal stress 2	$\sigma_2$	-125,2	MPa	FEM
Principal stress 3	$\sigma_3$	-185,7	MPa	FEM
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_{GH}$	163,95	MPa	3.1.4
Weight factor semi-ductile	q	0,264	-	Table 3.1.1
Compression factor	f $\sigma$	1,3	-	Table 3.2.3
Tension factor	f ten	1	-	Table 3.2.3
Stresses semi-ductile materials:				
Principal stress 1	\mathsigma_1	-0,08	MPa	3.1.7
Principal stress 2	\mathsigma_2	-96,31	MPa	3.1.7
Principal stress 3	\mathsigma_3	-142,85	MPa	3.1.7
Stress $\sigma_{NH,q}$	$\sigma_{NH,q}$	142,85	MPa	3.1.9
Stress $\sigma_{GH,q}$	$\sigma_{GH,q}$	126,11	MPa	3.1.9
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_V$	130,53	MPa	3.1.5
Hydrostatic stress	$\sigma_H$	-103,67	MPa	3.1.11
Degree of multiaxiality	h	-0,632	-	3.1.10
3.2 Material properties				
Normative material value R <sub>m,N</sub>	R <sub>m,N</sub>	500	MPa	Table 5.1.11
Normative material value R <sub>p,N</sub>	R <sub>p,N</sub>	320	MPa	Table 5.1.11
Normative material value A <sub>N</sub>	A <sub>N</sub>	7	%	Table 5.1.11
Young modulus	E	170000	MPa	Table 3.3.1
Technological size factor	K <sub>d,m</sub>	1	-	3.2.7
Technological size factor	K <sub>d,p</sub>	1	-	3.2.7
Technological size factor	K <sub>d,A</sub>	1	-	3.2.7
Anisotropy factor	K <sub>A</sub>	1	-	3.2.15
Constant	a <sub>T,m</sub>	2,4	-	3.2.15
Temperature factor	K <sub>T,m</sub>	0,6112	-	3.2.29
Standard component value R <sub>m</sub>	R <sub>m</sub>	286,35	MPa	3.2.1
Standard component value R <sub>p</sub>	R <sub>p</sub>	183,27	MPa	3.2.1
Elongation at break	A	7,00	%	3.2.1
3.3 Design parameters				
Plastic notch factor	K <sub>p</sub>	1	-	ESTIMATE
Hardening factor	f <sub>R</sub>	1,28	-	3.3.3
Reference value of critical strain	$\epsilon_{ref}$	0,028	-	3.3.6
Critical strain (function h)	$\epsilon_{ertr\_h}$	0,028	-	3.3.4
Section factor	n <sub>pl</sub>	1,28	-	3.3.2
3.4 Component strenght				
Component strenght	$\sigma_{SK}$	234,81	MPa	3.4.1
3.5 Safety factors				
Load factor	j <sub>s</sub>	1	-	Chapter 3.5.0
Fracture	j <sub>m</sub>	1,7	-	Table 3.5.1
Flow	j <sub>p</sub>	1,25	-	Table 3.5.1
Cast components	j <sub>G</sub>	1,25	-	3.5.2
Total safety factor	j <sub>GES</sub>	2,56	-	3.5.4
3.6 Assessment				
Degree of utilization	ask	1,42	<1	3.6.1, NOT COMPLY
Control of multiaxiality (h>h <sub>max</sub> =1,333)	NO			3.6.2

Stupeň využití statické pevnosti kotouče v uzlu s maximální teplotou je **142 %**. Hodnocení statické pevnosti nevyhovuje. Situace je identická s jízdním případem při brzdění z maximální rychlosti. Důvodem je vysoká teplota stěny kotouče, která má vliv na pevnost kotouče a celkový součinitel bezpečnosti. Níže je tedy provedena analýza s předpokladem, že brzdovým kotoučem je pohlceno 85 % zmařené energie.

$$\Phi = 0,85 \cdot F_N \cdot \mu \cdot \frac{r_b}{r_d} \cdot V_{130} = 0,85 \cdot 15490 \cdot 0,4 \cdot \frac{136}{318,4} \cdot \frac{130}{3,6} \doteq 81234 \text{ W} \quad (\text{E.3})$$

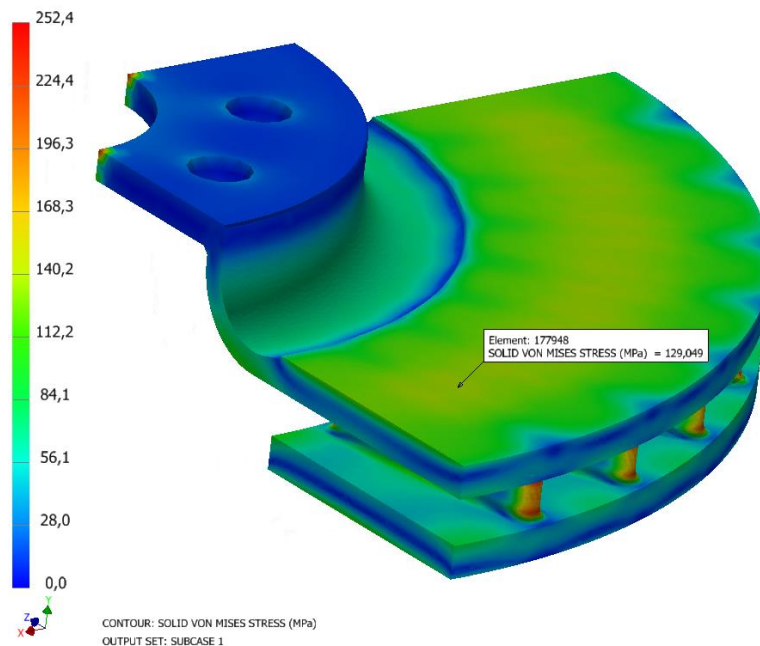
$$\dot{q}_4 = \frac{\Phi}{S_k} = \frac{81234}{0,058} \doteq 1400587 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \quad (\text{E.4})$$

Teplotní pole s vykresleným průběhem teplot v posuzovaném uzlu a v uzlu uprostřed stěny je uvedeno níže. V čase 40 sec je teplota uprostřed třecí plochy okolo 138 °C.



Napětí v posuzovaném místě na základě uzlu s maximální teplotou po úpravě:

$$\sigma_1 = -0,1 \text{ MPa}; \sigma_2 = -110,5 \text{ MPa}; \sigma_3 = -141,3 \text{ MPa}$$





Hodnocení napětí v posuzovaném místě na základě uzlu s maximální teplotou s upravenými okrajovými podmínkami.

<b>3.1 Characteristic service stresses</b>				
Principal stress 1	$\sigma_1$	-0,1	MPa	FEM
Principal stress 2	$\sigma_2$	-110,5	MPa	FEM
Principal stress 3	$\sigma_3$	-141,3	MPa	FEM
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_{GH}$	128,60	MPa	3.1.4
Weight factor semi-ductile	q	0,264	-	Table 3.1.1
Compression factor	$f_\sigma$	1,3	-	Table 3.2.3
Tension factor	$f_{ten}$	1	-	Table 3.2.3
Stresses semi-ductile materials:				
Principal stress 1	$ \sigma_1 $	-0,08	MPa	3.1.7
Principal stress 2	$ \sigma_2 $	-85,00	MPa	3.1.7
Principal stress 3	$ \sigma_3 $	-108,69	MPa	3.1.7
Stress $\sigma_{NH,q}$	$\sigma_{NH,q}$	108,69	MPa	3.1.9
Stress $\sigma_{GH,q}$	$\sigma_{GH,q}$	98,92	MPa	3.1.9
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_V$	101,50	MPa	3.1.5
Hydrostatic stress	$\sigma_H$	-83,97	MPa	3.1.11
Degree of multiaxiality	h	-0,653	-	3.1.10
<b>3.2 Material properties</b>				
Normative material value $R_{m,N}$	$R_{m,N}$	500	MPa	Table 5.1.11
Normative material value $R_{p,N}$	$R_{p,N}$	320	MPa	Table 5.1.11
Normative material value $A_{,N}$	$A_{,N}$	7	%	Table 5.1.11
Young modulus	E	170000	MPa	Table 3.3.1
Technological size factor	$K_{d,m}$	1	-	3.2.7
Technological size factor	$K_{d,p}$	1	-	3.2.7
Technological size factor	$K_{d,A}$	1	-	3.2.7
Anisotropy factor	KA	1	-	3.2.15
Constant	$a_{T,m}$	2,4	-	3.2.15
Temperature factor	$K_{T,m}$	0,6688	-	3.2.29
Standard component value $R_m$	$R_m$	319,12	MPa	3.2.1
Standard component value $R_p$	$R_p$	204,23	MPa	3.2.1
Elongation at break	A	7,00	%	3.2.1
<b>3.3 Design parameters</b>				
Plastic notch factor	$K_p$	1	-	ESTIMATE
Hardening factor	$f_R$	1,28	-	3.3.3
Reference value of critical strain	$\epsilon_{ref}$	0,028	-	3.3.6
Critical strain (function h)	$\epsilon_{ertr\_h}$	0,028	-	3.3.4
Section factor	$n_{pl}$	1,28	-	3.3.2
<b>3.4 Component strenght</b>				
Component strenght	$\sigma_{SK}$	261,68	MPa	3.4.1
<b>3.5 Safety factors</b>				
Load factor	$j_s$	1	-	Chapter 3.5.0
Fracture	$j_m$	1,7	-	Table 3.5.1
Flow	$j_p$	1,25	-	Table 3.5.1
Cast components	$j_G$	1,25	-	3.5.2
Total safety factor	$j_{GES}$	2,34	-	3.5.4
<b>3.6 Assessment</b>				
Degree of utilization	ask	0,91	<1	3.6.1, COMPLY
Control of multiaxiality ( $h > h_{max}=1,333$ )	NO			3.6.2

### E.3 Režim udržování rychlosti na svahu

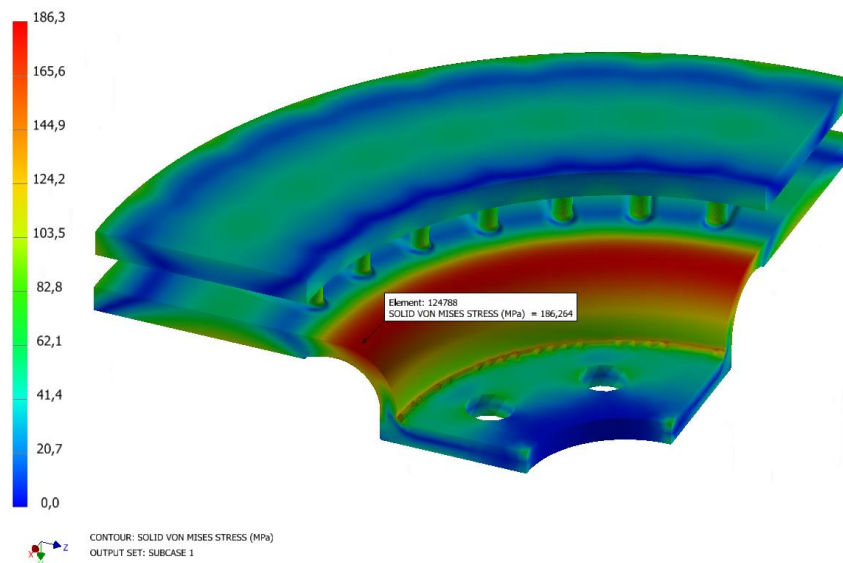
#### E.3.1 Okrajové podmínky

Výběr kritického místa je proveden rovněž na základě Von Misesova napětí a s ohledem na uzel, ve kterém je dosaženo maximální teploty. Hlavní tahové napětí je v tomto případě maximální v místě maximálního napětí von Mises. V tomto výpočtu je uvažováno teplotní pole v čase 1200 sec, tj. konec brzdného režimu.

#### E.3.2 Výsledky výpočtu

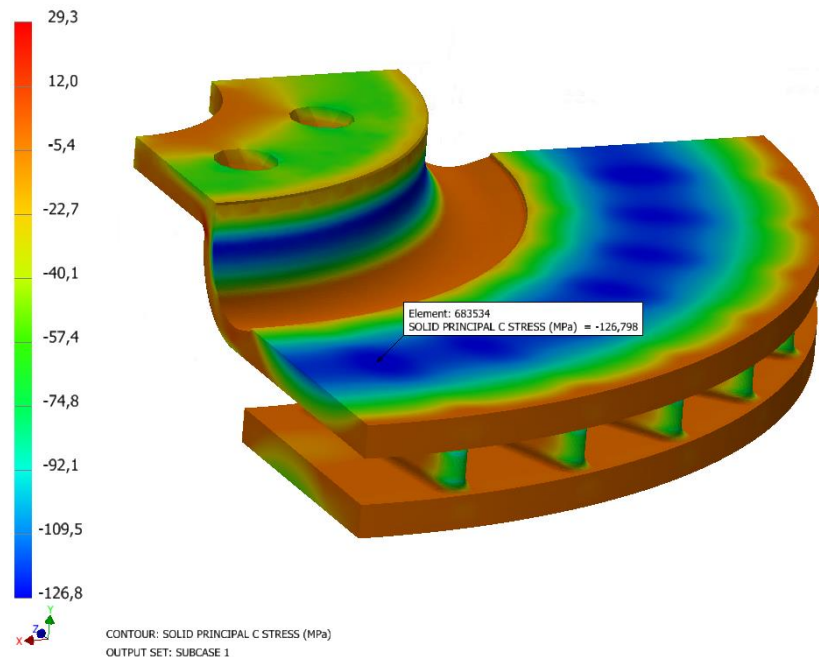
Napětí v posuzovaném místě na základě von Misesova napětí:

$$\sigma_1 = 173,2 \text{ MPa}; \sigma_2 = 0,5 \text{ MPa}; \sigma_3 = -23,7 \text{ MPa}$$



Napětí v posuzovaném místě na základě uzlu s maximální teplotou:

$$\sigma_1 = -0,1 \text{ MPa}; \sigma_2 = -25,4 \text{ MPa}; \sigma_3 = -126,8 \text{ MPa}$$



### E.3.3 Hodnocení napětí dle FKM

Hodnocení v posuzovaném místě podle ekvivalentního napětí.

3.1 Characteristic service stresses				
Principal stress 1	$\sigma_1$	173,2	MPa	FEM
Principal stress 2	$\sigma_2$	0,5	MPa	FEM
Principal stress 3	$\sigma_3$	-23,7	MPa	FEM
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_{GH}$	185,98	MPa	3.1.4
Weight factor semi-ductile	q	0,264	-	Table 3.1.1
Compression factor	f $\sigma$	1,3	-	Table 3.2.3
Tension factor	f $_{ten}$	1	-	Table 3.2.3
Stresses semi-ductile materials:				
Principal stress 1	\mathsigma_1	173,20	MPa	3.1.7
Principal stress 2	\mathsigma_2	0,50	MPa	3.1.7
Principal stress 3	\mathsigma_3	-18,23	MPa	3.1.7
Stress $\sigma_{NH,q}$	$\sigma_{NH,q}$	173,20	MPa	3.1.9
Stress $\sigma_{GH,q}$	$\sigma_{GH,q}$	182,79	MPa	3.1.9
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_V$	180,26	MPa	3.1.5
Hydrostatic stress	$\sigma_H$	50,00	MPa	3.1.11
Degree of multiaxiality	h	0,269	-	3.1.10
3.2 Material properties				
Normative material value $R_{m,N}$	$R_{m,N}$	500	MPa	Table 5.1.11
Normative material value $R_{p,N}$	$R_{p,N}$	320	MPa	Table 5.1.11
Normative material value $A_{,N}$	$A_{,N}$	7	%	Table 5.1.11
Young modulus	E	170000	MPa	Table 3.3.1
Technological size factor	$K_{d,m}$	1	-	3.2.7
Technological size factor	$K_{d,p}$	1	-	3.2.7
Technological size factor	$K_{d,A}$	1	-	3.2.7
Anisotropy factor	$K_A$	1	-	3.2.15
Constant	$a_{T,m}$	1	-	3.2.15
Temperature factor	$K_{T,m}$	1	-	3.2.29
Standard component value $R_m$	$R_m$	500,00	MPa	3.2.1
Standard component value $R_p$	$R_p$	320,00	MPa	3.2.1
Elongation at break	A	7,00	%	3.2.1
3.3 Design parameters				
Plastic notch factor	$K_p$	1	-	ESTIMATE
Hardening factor	f $R$	1,28	-	3.3.3
Reference value of critical strain	$\epsilon_{ref}$	0,028	-	3.3.6
Critical strain (function h)	$\epsilon_{ertr\_h}$	0,028	-	3.3.4
Section factor	n $_{pl}$	1,28	-	3.3.2
3.4 Component strenght				
Component strenght	$\sigma_{SK}$	410,00	MPa	3.4.1
3.5 Safety factors				
Load factor	$j_s$	1	-	Chapter 3.5.0
Fracture	$j_m$	1,7	-	Table 3.5.1
Flow	$j_p$	1,25	-	Table 3.5.1
Cast components	$j_G$	1,25	-	3.5.2
Total safety factor	$j_{GES}$	1,56	-	3.5.4
3.6 Assessment				
Degree of utilization	ask	0,69	<1	3.6.1, COMPLY
Control of multiaxiality ( $h > h_{max}=1,333$ )	NO			3.6.2

Hodnocení napětí v posuzovaném místě na základě uzlu s maximální teplotou pro konzervativní předpoklady (Střední teplota třecí plochy kotouče je 225 °C).

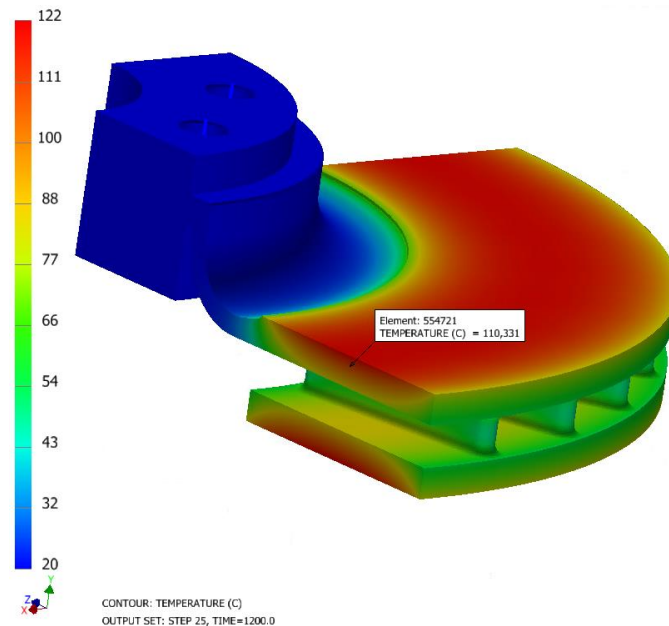
<b>3.1 Characteristic service stresses</b>				
Principal stress 1	$\sigma_1$	-0,1	MPa	FEM
Principal stress 2	$\sigma_2$	-25,4	MPa	FEM
Principal stress 3	$\sigma_3$	-126,8	MPa	FEM
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_{GH}$	116,14	MPa	3.1.4
Weight factor semi-ductile	q	0,264	-	Table 3.1.1
Compression factor	f $\sigma$	1,3	-	Table 3.2.3
Tension factor	f ten	1	-	Table 3.2.3
Stresses semi-ductile materials:				
Principal stress 1	\mathbf{\sigma}_1	-0,08	MPa	3.1.7
Principal stress 2	\mathbf{\sigma}_2	-19,54	MPa	3.1.7
Principal stress 3	\mathbf{\sigma}_3	-97,54	MPa	3.1.7
Stress $\sigma_{NH,q}$	$\sigma_{NH,q}$	97,54	MPa	3.1.9
Stress $\sigma_{GH,q}$	$\sigma_{GH,q}$	89,34	MPa	3.1.9
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_V$	91,50	MPa	3.1.5
Hydrostatic stress	$\sigma_H$	-50,77	MPa	3.1.11
Degree of multiaxiality	h	-0,437	-	3.1.10
<b>3.2 Material properties</b>				
Normative material value R <sub>m,N</sub>	R <sub>m,N</sub>	500	MPa	Table 5.1.11
Normative material value R <sub>p,N</sub>	R <sub>p,N</sub>	320	MPa	Table 5.1.11
Normative material value A <sub>N</sub>	A <sub>N</sub>	7	%	Table 5.1.11
Young modulus	E	170000	MPa	Table 3.3.1
Technological size factor	K <sub>d,m</sub>	1	-	3.2.7
Technological size factor	K <sub>d,p</sub>	1	-	3.2.7
Technological size factor	K <sub>d,A</sub>	1	-	3.2.7
Anisotropy factor	K <sub>A</sub>	1	-	3.2.15
Constant	a <sub>T,m</sub>	2,4	-	3.2.15
Temperature factor	K <sub>T,m</sub>	0,46	-	3.2.29
Standard component value R <sub>m</sub>	R <sub>m</sub>	202,06	MPa	3.2.1
Standard component value R <sub>p</sub>	R <sub>p</sub>	129,32	MPa	3.2.1
Elongation at break	A	7,00	%	3.2.1
<b>3.3 Design parameters</b>				
Plastic notch factor	K <sub>p</sub>	1	-	ESTIMATE
Hardening factor	f <sub>R</sub>	1,28	-	3.3.3
Reference value of critical strain	$\epsilon_{ref}$	0,028	-	3.3.6
Critical strain (function h)	$\epsilon_{ertr\_h}$	0,028	-	3.3.4
Section factor	n <sub>pl</sub>	1,28	-	3.3.2
<b>3.4 Component strenght</b>				
Component strenght	$\sigma_{SK}$	165,69	MPa	3.4.1
<b>3.5 Safety factors</b>				
Load factor	j <sub>s</sub>	1	-	Chapter 3.5.0
Fracture	j <sub>m</sub>	1,7	-	Table 3.5.1
Flow	j <sub>p</sub>	1,25	-	Table 3.5.1
Cast components	j <sub>G</sub>	1,25	-	3.5.2
Total safety factor	j <sub>GES</sub>	3,40	-	3.5.4
<b>3.6 Assessment</b>				
Degree of utilization	ask	1,88	<1	3.6.1, NOT COMPLY
Control of multiaxiality (h>h <sub>max</sub> =1,333)	<b>NO</b>			3.6.2

V tomto případě je stupeň využití statické pevnosti v uzlu s maximální teplotou **188 %**. Hodnocení statické pevnosti nevyhovuje. Jedná se o tentýž situaci v porovnání s předchozími jízdními režimy. Důvodem je opět vysoká teplota stěny kotouče, která má vliv na pevnost kotouče a celkový součinitel bezpečnosti. Níže je tedy provedena analýza s předpokladem, že brzdovým kotoučem je pohlceno 85 % zmařené energie.

$$\Phi = 0,85 \cdot F_N \cdot \mu \cdot \frac{r_b}{r_d} \cdot V_{130} = 0,85 \cdot 15490 \cdot 0,4 \cdot \frac{136}{318,4} \cdot \frac{130}{3,6} \doteq 81234 \text{ W} \quad (\text{E.3})$$

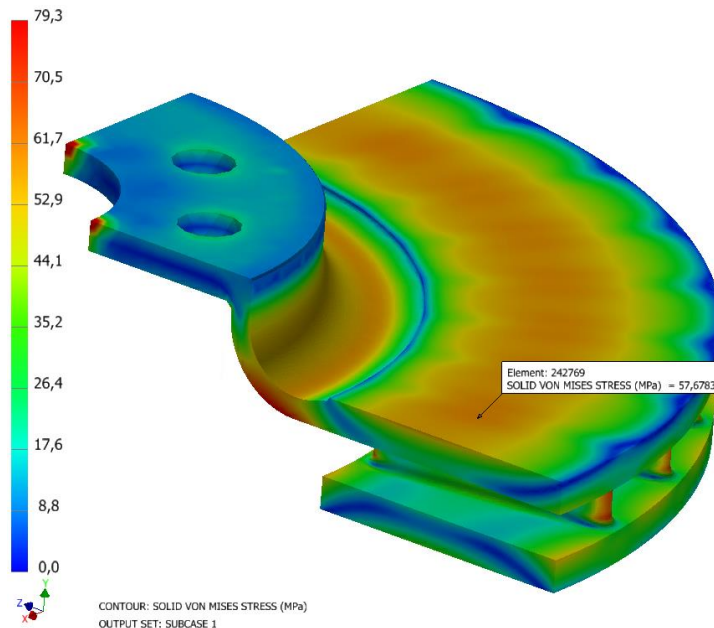
$$\dot{q}_4 = \frac{\Phi}{S_k} = \frac{81234}{0,058} \doteq 1400587 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \quad (\text{E.4})$$

Teplotní pole je uvedeno níže. V čase *1200 sec* je teplota uprostřed třecí plochy okolo *110 °C*.



Napětí v posuzovaném místě na základě uzlu s maximální teplotou po úpravě:

$$\sigma_1 = -0,1 \text{ MPa}; \sigma_2 = -28,4 \text{ MPa}; \sigma_3 = -66,3 \text{ MPa}$$



Hodnocení napětí v posuzovaném místě na základě uzlu s maximální teplotou s upravenými okrajovými podmínkami.

<b>3.1 Characteristic service stresses</b>				
Principal stress 1	$\sigma_1$	-0,1	MPa	FEM
Principal stress 2	$\sigma_2$	-28,4	MPa	FEM
Principal stress 3	$\sigma_3$	-66,3	MPa	FEM
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_{GH}$	57,53	MPa	3.1.4
Weight factor semi-ductile	q	0,264	-	Table 3.1.1
Compression factor	$f_\sigma$	1,3	-	Table 3.2.3
Tension factor	f ten	1	-	Table 3.2.3
Stresses semi-ductile materials:				
Principal stress 1	$ \sigma_1 $	-0,08	MPa	3.1.7
Principal stress 2	$ \sigma_2 $	-21,85	MPa	3.1.7
Principal stress 3	$ \sigma_3 $	-51,00	MPa	3.1.7
Stress $\sigma_{NH,q}$	$\sigma_{NH,q}$	51,00	MPa	3.1.9
Stress $\sigma_{GH,q}$	$\sigma_{GH,q}$	44,25	MPa	3.1.9
Triaxial stress - semi-ductile	$\sigma_V$	46,04	MPa	3.1.5
Hydrostatic stress	$\sigma_H$	-31,60	MPa	3.1.11
Degree of multiaxiality	h	-0,549	-	3.1.10
<b>3.2 Material properties</b>				
Normative material value $R_{m,N}$	$R_{m,N}$	500	MPa	Table 5.1.11
Normative material value $R_{p,N}$	$R_{p,N}$	320	MPa	Table 5.1.11
Normative material value $A_{,N}$	$A_{,N}$	7	%	Table 5.1.11
Young modulus	E	170000	MPa	Table 3.3.1
Technological size factor	$K_{d,m}$	1	-	3.2.7
Technological size factor	$K_{d,p}$	1	-	3.2.7
Technological size factor	$K_{d,A}$	1	-	3.2.7
Anisotropy factor	KA	1	-	3.2.15
Constant	$a_{T,m}$	2,4	-	3.2.15
Temperature factor	$K_{T,m}$	0,736	-	3.2.29
Standard component value $R_m$	$R_m$	357,31	MPa	3.2.1
Standard component value $R_p$	$R_p$	228,68	MPa	3.2.1
Elongation at break	A	7,00	%	3.2.1
<b>3.3 Design parameters</b>				
Plastic notch factor	$K_p$	1	-	ESTIMATE
Hardening factor	$f_R$	1,28	-	3.3.3
Reference value of critical strain	$\epsilon_{ref}$	0,028	-	3.3.6
Critical strain (function h)	$\epsilon_{ertr\_h}$	0,028	-	3.3.4
Section factor	npl	1,28	-	3.3.2
<b>3.4 Component strenght</b>				
Component strenght	$\sigma_{SK}$	293,00	MPa	3.4.1
<b>3.5 Safety factors</b>				
Load factor	$j_s$	1	-	Chapter 3.5.0
Fracture	$j_m$	1,7	-	Table 3.5.1
Flow	$j_p$	1,25	-	Table 3.5.1
Cast components	$j_G$	1,25	-	3.5.2
Total safety factor	$j_{GES}$	2,12	-	3.5.4
<b>3.6 Assessment</b>				
Degree of utilization	ask	0,33	<1	3.6.1, COMPLY
Control of multiaxiality ( $h > h_{max}=1,333$ )	NO			3.6.2

## PŘÍLOHA F Kontrola únavy

Hodnocení únavové pevnosti v posuzovaném místě na základě horního napětí:

4.1.3.1 Parameters of stress spectrum				
Stresses of highest amplitude:				
Max amplitude 1	$\sigma_{a,1}$	18,8	MPa	FEM
Mean stress 1	$\sigma_{m,1}$	18,8	MPa	FEM
Stress ratio	R	$-\infty$	-	4.1.1
4.2 Material properties				
Tensile strength Rm	Rm,N	500	MPa	3.2.1
Axial fatigue strength factor	$f_{w,\sigma}$	0,39	-	Table 4.2.1
Standard component value	$\sigma_{W,Zd}$	195	MPa	4.2.1
Constant	aT,D	1	-	Table 4.2.2
Temperature factor (normal. Temp. = 1)	KT,D	1	-	Chapter 4.2.3
4.3 Design parameters				
Constant	aR, $\sigma$	0,16	-	Table 4.3.5
Constant	Rm,N, min	400	MPa	Table 4.3.5
Shear fatigue strength factor	$f_{w,\tau}$	1	-	Table 4.2.1
Roughness factor	KR, $\sigma$	0,853	-	Chapter 4.3.1.4
Surface treatment factor	KV	1,00	-	Chapter 4.3.1.1
Coating factor	KS	1	-	Chapter 4.3.4
Residual stress factor	KE, $\sigma$	1	-	4.3.6
Notch radius	r	2	mm	4.3.4
Constant wall thickness	aG	0,05	-	Table 4.3.2
Constant wall thickness	bG	3200	mm	Table 4.3.2
Related stress gradient	G $\sigma$	1	mm <sup>-1</sup>	Chapter 4.3.1.3.3
Wall thickness	b	4	mm	4.3.5
Stress concen. factor for subst struc.	Kt, $\sigma$	1,49	-	4.3.3
Fatigue notch factor	Kf, $\sigma$	1	-	4.3.2
Kt-Kf Stieler ratio for normal stress	n $\sigma$	1,62	-	Chapter 4.3.1.3.1
Design factors	KWK, $\sigma$	0,72	-	4.3.1
4.4 Component strength				
Critical component value of fatigue limit	$\sigma_{wk}$	269,94	MPa	4.4.1
Constant	aM	0,00	-	Table 4.4.1
Constant	bM	0,40	-	Table 4.4.1
Mean stress sensitivity	M $\sigma$	0,40	-	4.4.6
Mean stress factor	KAK, $\sigma$	0,71	-	Chapter 4.4.2.5
Amplitude of the component fatigue limit	$\sigma_{AK}$	192,82	MPa	4.4.3
Slope S/N curve	k	5,00	-	Chapter 4.4.3.4
Variable amplitude fatigue strength factor	KBK, $\sigma$	1,00	-	4.4.49
Critical nominal value of the amplitude	$\sigma_{BK}$	192,82	MPa	4.4.31
Section factor (from static calculation)	npl	1,28	-	3.3.2
Yield strength (from static calculation)	Rp	320,00	-	Chapter 3.2.1.1
Restriction of the maximum amplitude	$\sigma_{BK \max}$	278,05	MPa	4.4.29
4.5 Safety factors				
Load factor	j <sub>s</sub>	1,4	-	4.5.1
Fatigue	j <sub>F</sub>	1,5	-	Table 4.5.1
Cast components	j <sub>G</sub>	1,4	-	Table 4.5.2
Total safety factor	j <sub>D</sub>	2,94	-	4.5.2
4.6 Assessment				
Degree of utilization	aBK	0,20	<1	4.6.5, COMPLY

Hodnocení únavové pevnosti v posuzovaném místě na základě dolního napětí na třetí ploše:

<b>4.1.3.1 Parameters of stress spectrum</b>				
Stresses of highest amplitude:				
Max amplitude 1	$\sigma_{a,1}$	34,65	MPa	FEM
Mean stress 1	$\sigma_{m,1}$	-34,65	MPa	FEM
Stress ratio	R	$-\infty$	-	4.1.1
<b>4.2 Material properties</b>				
Tensile strength $R_m$	$R_{m,N}$	500	MPa	3.2.1
Axial fatigue strength factor	$f_{w,\sigma}$	0,39	-	Table 4.2.1
Standard component value	$\sigma_{W,Zd}$	195	MPa	4.2.1
Constant	$a_{T,D}$	1	-	Table 4.2.2
Temperature factor (normal. Temp. = 1)	$K_{T,D}$	1	-	Chapter 4.2.3
<b>4.3 Design parameters</b>				
Constant	$a_{R,\sigma}$	0,16	-	Table 4.3.5
Constant	$R_{m,N, \min}$	400	MPa	Table 4.3.5
Shear fatigue strength factor	$f_{w,\tau}$	1	-	Table 4.2.1
Roughness factor	$K_{R,\sigma}$	0,853	-	Chapter 4.3.1.4
Surface treatment factor	KV	1,00	-	Chapter 4.3.1.1
Coating factor	KS	1	-	Chapter 4.3.4
Residual stress factor	$K_{E,\sigma}$	1	-	4.3.6
Notch radius	r	2	mm	4.3.4
Constant wall thickness	aG	0,05	-	Table 4.3.2
Constant wall thickness	bG	3200	mm	Table 4.3.2
Related stress gradient	$G_\sigma$	1	mm <sup>-1</sup>	Chapter 4.3.1.3.3
Wall thickness	b	4	mm	4.3.5
Stress concen. factor for subst struc.	$K_{t,\sigma}$	1,49	-	4.3.3
Fatigue notch factor	$K_{f,\sigma}$	1	-	4.3.2
Kt-Kf Stielor ratio for normal stress	$n_\sigma$	1,62	-	Chapter 4.3.1.3.1
Design factors	$K_{WK,\sigma}$	0,72	-	4.3.1
<b>4.4 Component strength</b>				
Critical component value of fatigue limit	$\sigma_{wk}$	269,94	MPa	4.4.1
Constant	aM	0,00	-	Table 4.4.1
Constant	bM	0,40	-	Table 4.4.1
Mean stress sensitivity	$M_\sigma$	0,40	-	4.4.6
Mean stress factor	$K_{AK,\sigma}$	1,67	-	Chapter 4.4.2.5
Amplitude of the component fatigue limit	$\sigma_{AK}$	449,90	MPa	4.4.3
Slope S/N curve	k	5,00	-	Chapter 4.4.3.4
Variable amplitude fatigue strength factor	$K_{BK,\sigma}$	1,00	-	4.4.49
Critical nominal value of the amplitude	$\sigma_{BK}$	449,90	MPa	4.4.31
Section factor (from static calculation)	$n_{pl}$	1,28	-	3.3.2
Yield strength (from static calculation)	$R_p$	320,00	-	Chapter 3.2.1.1
Restriction of the maximum amplitude	$\sigma_{BK \max}$	648,78	MPa	4.4.29
<b>4.5 Safety factors</b>				
Load factor	$j_s$	1,4	-	4.5.1
Fatigue	$j_F$	1,5	-	Table 4.5.1
Cast components	$j_G$	1,4	-	Table 4.5.2
Total safety factor	$j_D$	2,94	-	4.5.2
<b>4.6 Assessment</b>				
Degree of utilization	aBK	0,07	<1	4.6.5, COMPLY



## **PŘÍLOHA G** Výkresová dokumentace

**G.1 BRZDA KOTOUČOVÁ: 01-01**

**G.2 TŘMEN: 02-01**

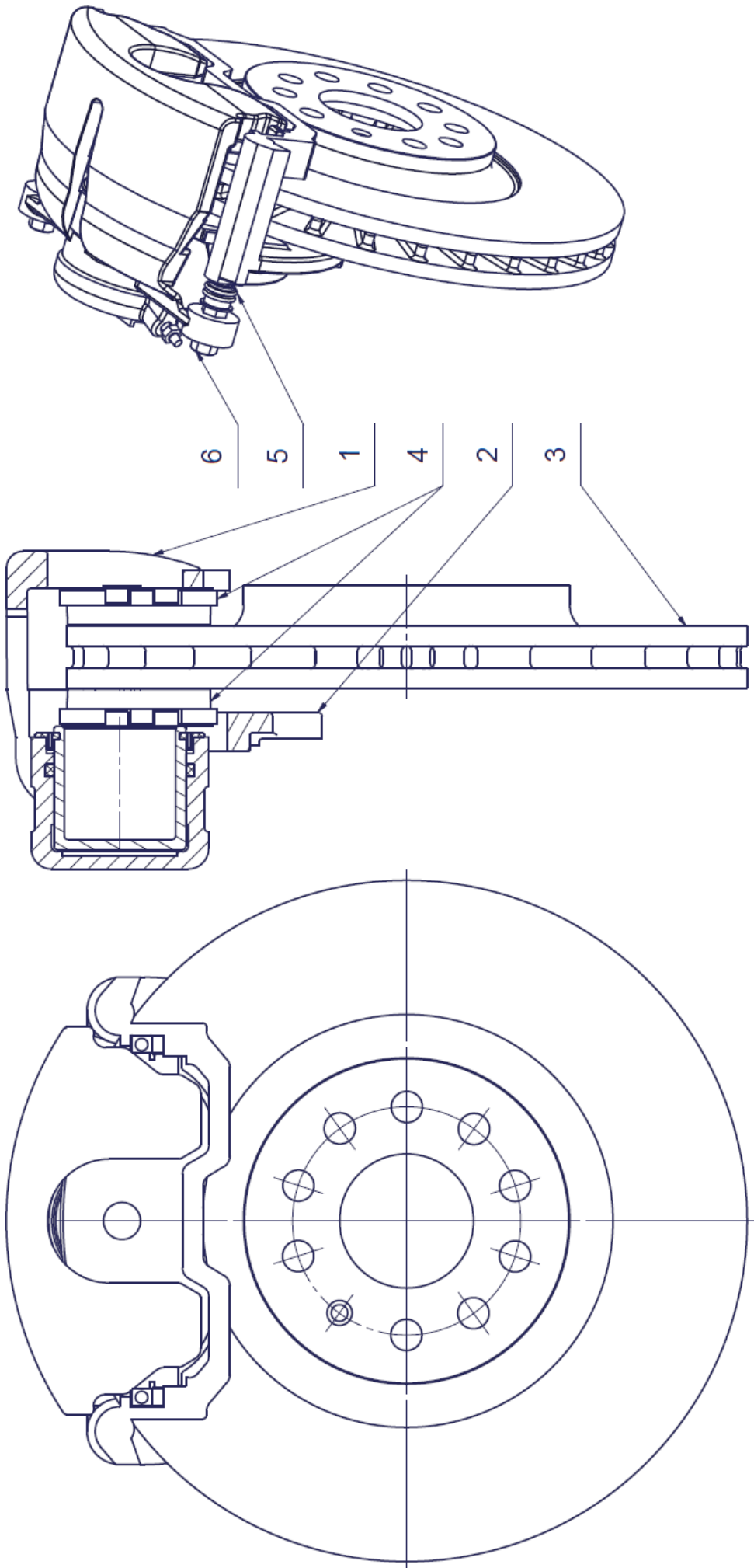
**G.3 TŘMEN: 03-01**

**G.4 DRŽÁK: 03-02**

**G.5 PÍST: 03-03**

**G.6 KOTOUČ: 03-04**

A-A (1:2)

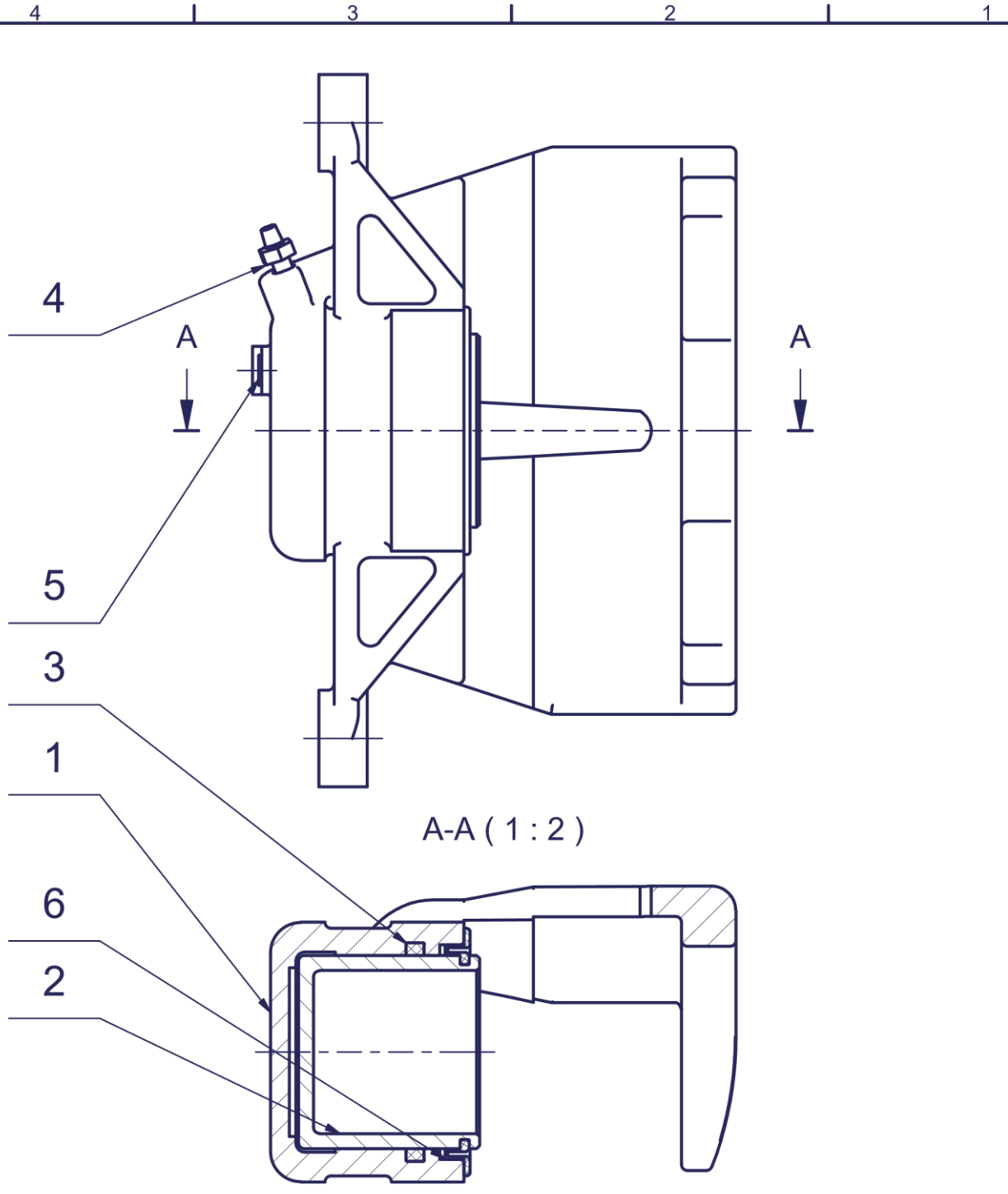


6	ŠROUB M10x25	DIN 933	A4	0,02 kg	2
5	MANŽETA PRACHOVÁ	03-05	PRYŽ	0,001 kg	4
4	DESTITČKA BRZDOVÁ	02-02		1,2 kg	2
3	KOTOUČ BRZDOVÝ PŘEDNÍ	03-04	EN GJS-500-7	10,8 kg	1
2	DRŽÁK	03-02	EN GJS-400-15	1,9 kg	1
1	TRMEN	02-01		5,1 kg	1
POZICE	POPIS	ČÍSLO SOUČÁSTI	NORMA	MATERIÁL	HMOTNOST KS

Měřítka  
1:2



Promítání	ISO E	Název	BRZDA KOTOUČOVÁ
Netol. roz.	ISO 2768-m-K	Číslo výkresu	01-01
Hmotnost	19,265 kg	listů	1 list 1
Použití			
Materiál			
Položovar			
R. norma			
Vypr.	Šindelář Petr	Datum	02.01.2024
Prez.		Schválil	

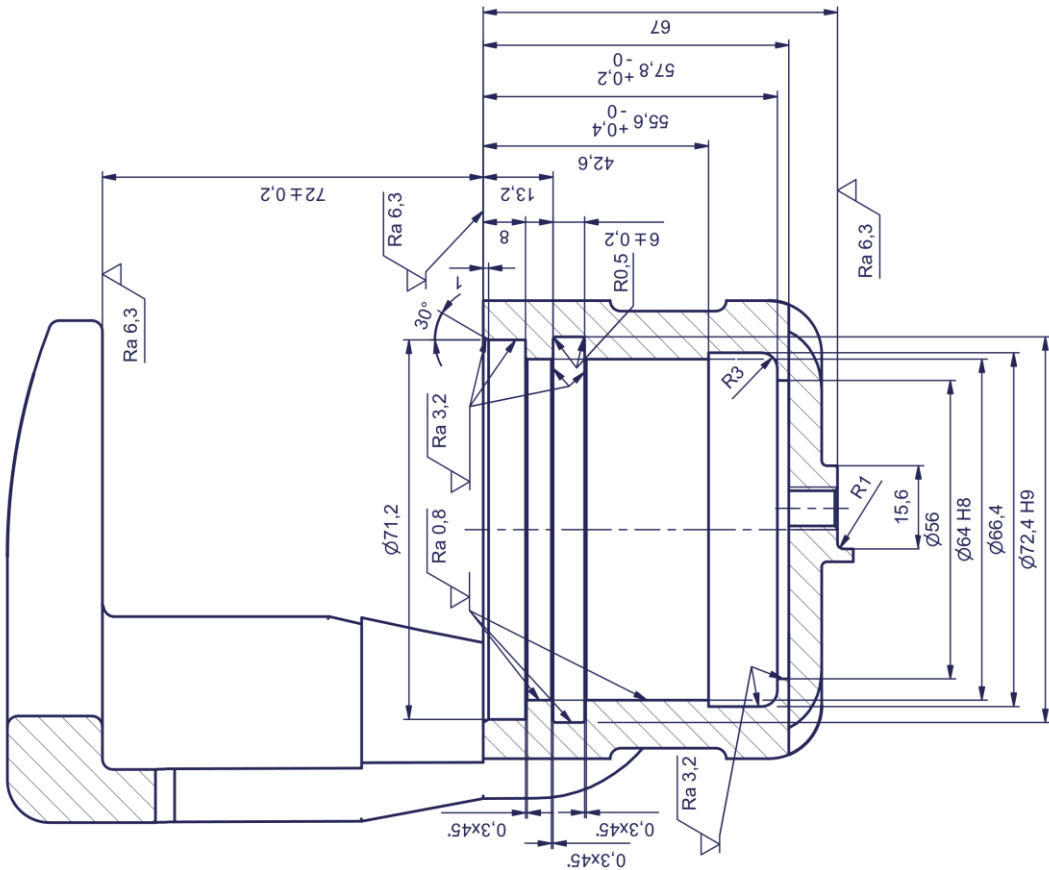


A-A ( 1 : 2 )

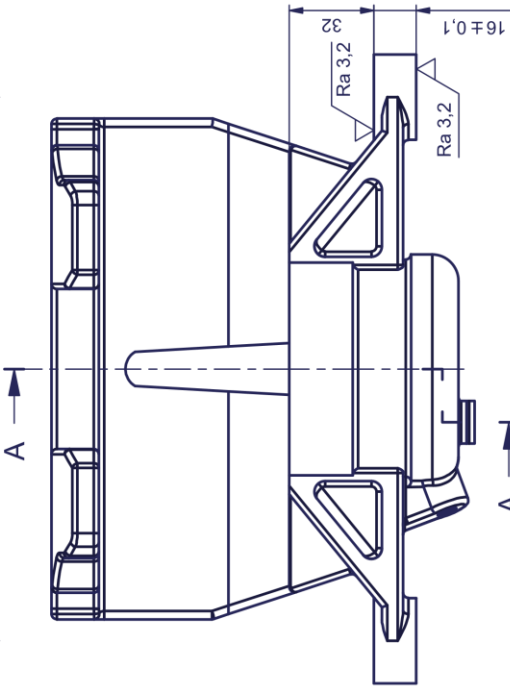
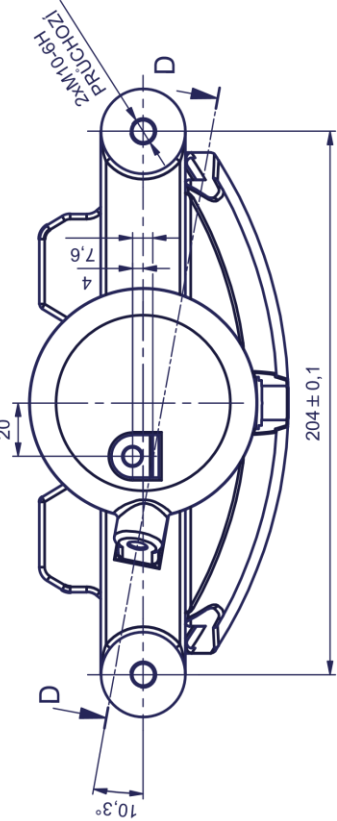
6	MANŽETA TŘMENU	03-05		PRYŽ	0,007 kg	1
5	ZÁTKA	03-07		PLAST	0,0003 kg	1
4	VENTIL ODVZDUŠŇOVACÍ	02-03			0,009 kg	1
3	KROUŽEK	03-06		PRYŽ	0,005 kg	1
2	PÍST	03-03	OBROBEK	42CrMo4	0,51 kg	1
1	TŘMEN	03-01	ODLITEK	EN GJS-400-15	4,5 kg	1
POZICE	POPIS	ČÍSLO SOUČÁSTI	NORMA	MATERIÁL	HMOTNOST	KS

Měřítka <b>1:2</b>	Promítání	ISO E	Název  <b>TŘMEN</b>		
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K			
	Hmotnost	5,034 kg			
	Použití				
 UNIVERZITA PARDUBICE	Materiál		Číslo výkresu	listů 1	list 1
	Polotovar			<b>02-01</b>	
	R. norma				
	Vypr. Šindelář Petr	Datum 02.01.2024			
	Přezk.	Schválil			

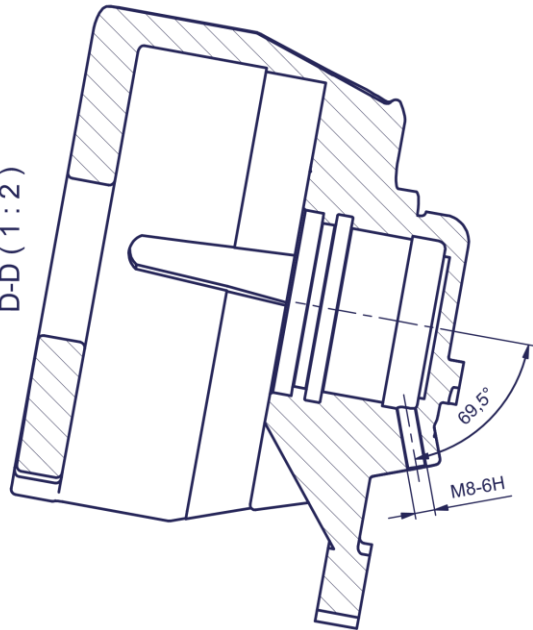
AA (1:1)



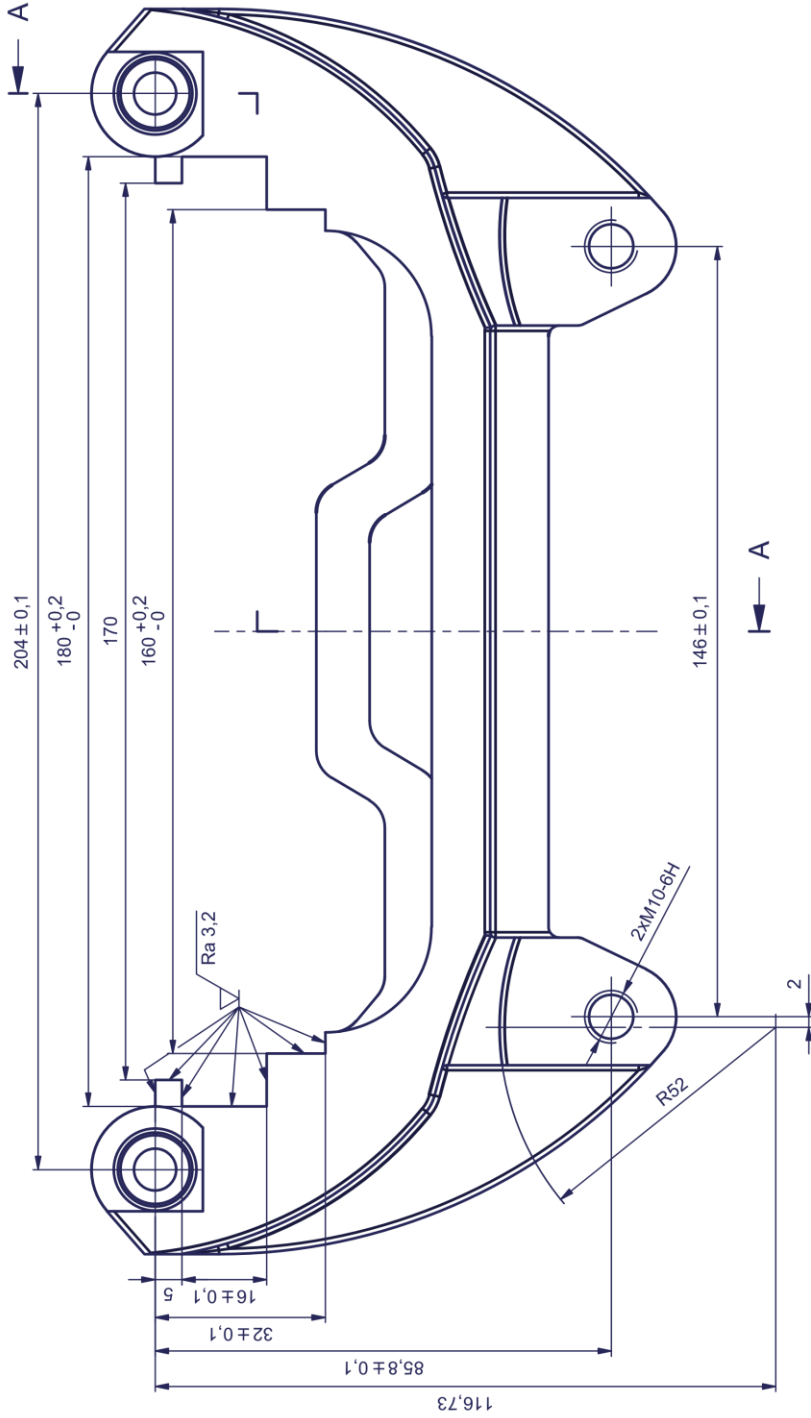
HRANY DLE ISO 13 715  
 $+0.2$   
 $-0.2$



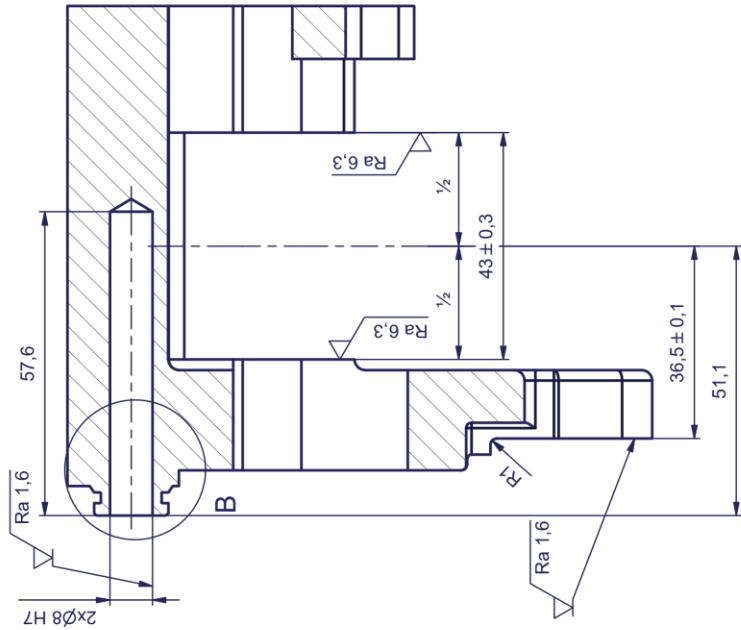
D-D (1:2)



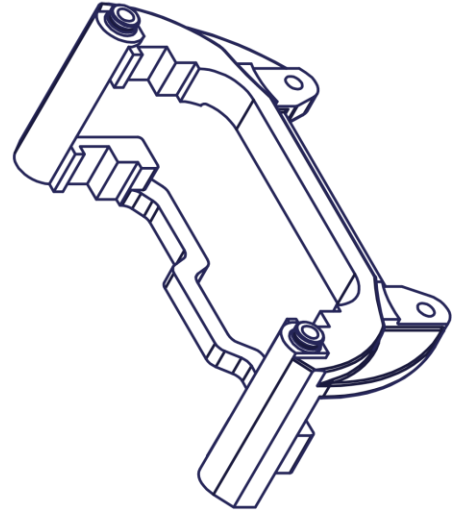
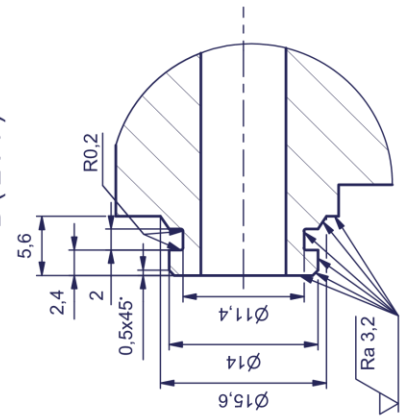
Měřítko	1:2 (1:1)	ISO E	ISO 2768-m-K	Název	TŘMEN
Netol. roz.	4,501 kg	ISO 2768-m-K	4,501 kg	Číslo výkresu	03-01
Použití	EN GJS-400-15	EN GJS-400-15	ODLITEK	listů	1 list 1
Materiál	Polotovar	Polotovar	ODLITEK		
R. norma	Vypr. Šindelář Petr	Datum	04.01.2024		
UNIVERZITA PARDUBICE	Přezk.	Schválil			



A-A (1:1)



B (2:1)



HRANY DLE ISO 13 715
   
 +0,2    -0,2

Měřítko	1:1	ISO E	Název	DRŽÁK	listů	1	list	1
Promítání	ISO E	ISO 2768-m-K	Číslo výkresu	03-02				
Netol. roz.	1,777 kg	EN GJS-400-15						
Hmotnost	ODLITEK							
Použití								
Materiál								
Polotovár								
R. norma								
Vypr.	Šindelář Petr	Datum	04.01.2024					
Prezck.	Schválil							



1 2 3 4 5 6

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

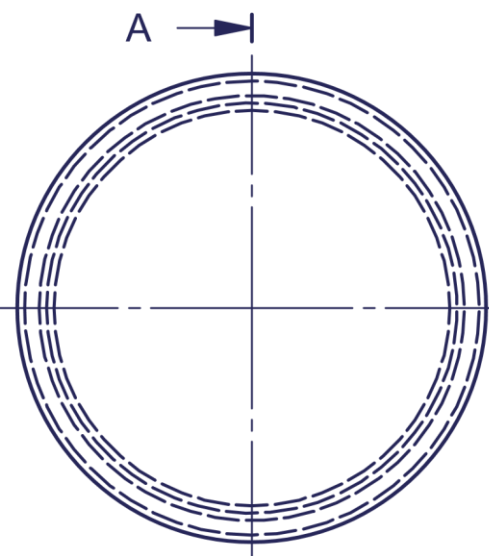
B

B

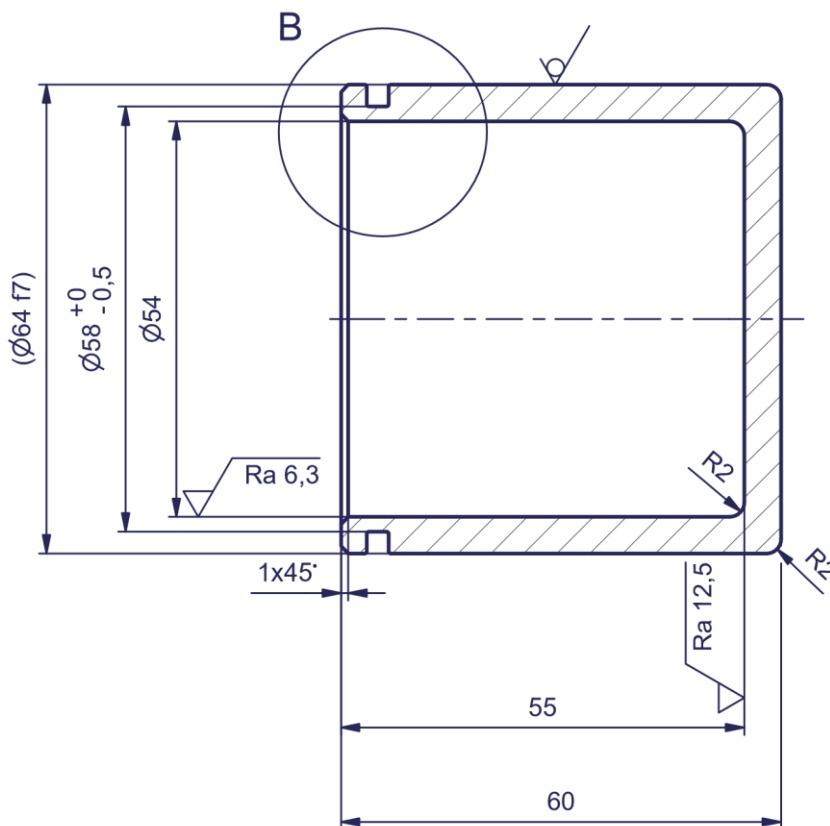
A

A

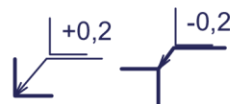
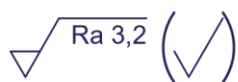
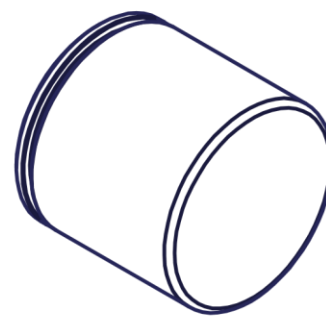
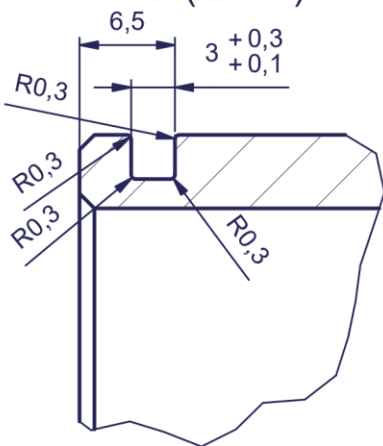
A-A (1:1)



A →



B (2:1)



HRANY DLE ISO 13 715

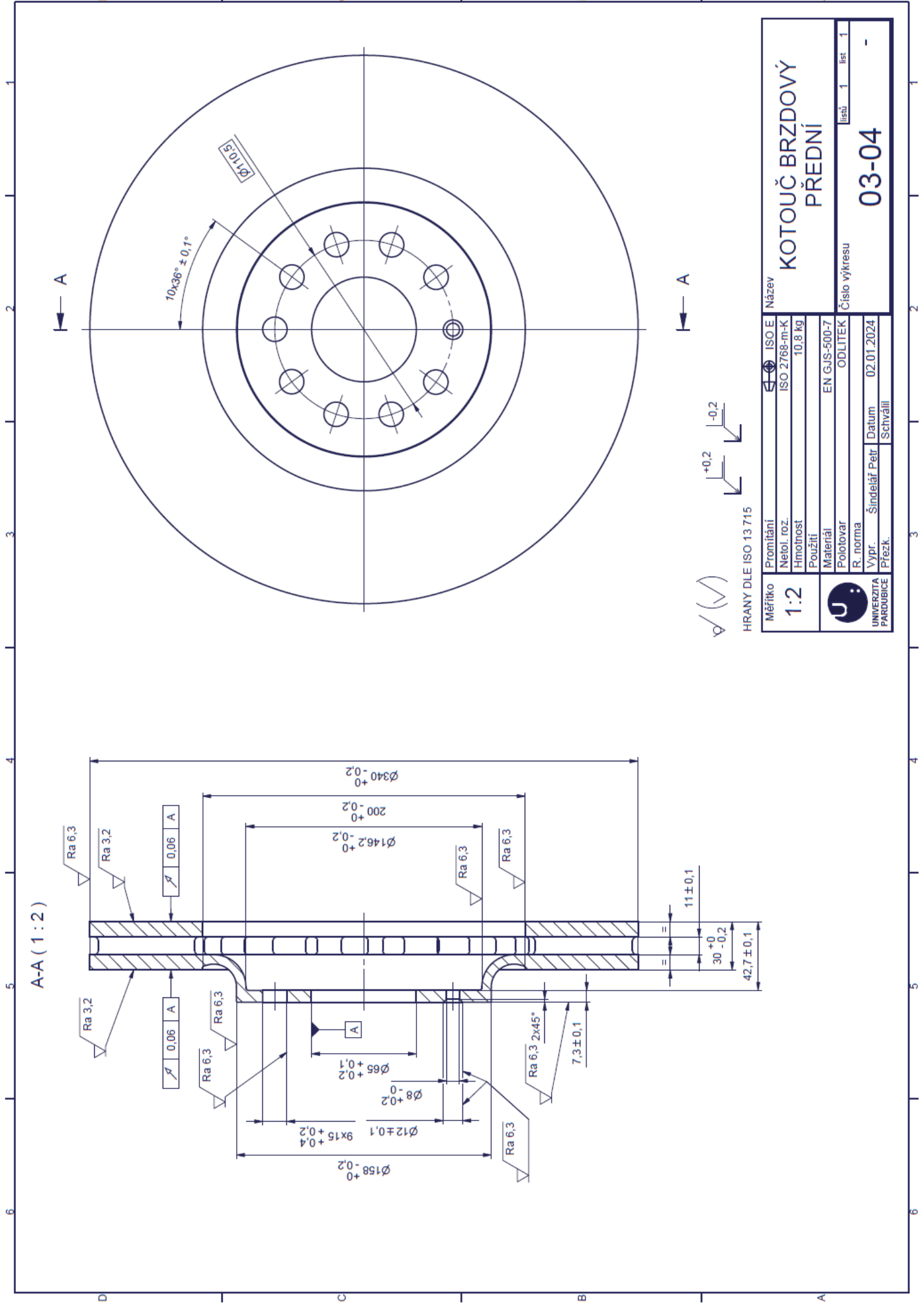
Měřítka <b>1:1</b> (2:1)	Promítání	ISO E	Název  <b>PÍST</b>
	Netol. roz.	ISO 2768-m-K	
	Hmotnost	0,511 kg	
	Použití		
 UNIVERZITA PARDUBICE	Materiál	42CrMo4	Číslo výkresu
	Polotovar	D64f7 x 60±0,1	
	R. norma		<b>03-03</b>
	Vypr. Šindelář Petr	Datum 05.01.2024	
	Přezk.	Schválil	

4

3

2

1



√ (M)

HRANY DLE ISO 13 715



Měřítko	1:2	ISO E	Název	<b>KOTOUČ BRZDOVÝ PŘEDNÍ</b>	
Prostředí		ISO 2768-m-K	Netol. roz.	10,8 kg	listů 1 list 1
Netol. roz.		EN GJS-500-7	Použití		
Hmotnost		ODLITEK	Materiál		
Použití			Polotovar		
Materiál			R. norma		
Polotovar			Vypr.	Šindelář Petr	Datum
R. norma			Přezk.	Schválil	02.01.2024
Vypr.			Číslo výkresu		03-04
Přezk.					-

