

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových
vozidel



DIPLOMOVÁ PRÁCA

NÁVRH BRZDOVÉHO KOTÚČA S OHĽADOM NA
PREVÁDZKOVÉ NAMÁHANIE
DESIGN OF A BRAKE DISC WITH RESPECT TO THE
LOADING CONDITIONS

AUTOR: Bc. Radko Boško

ŠTUDIJNÝ PROGRAM: Strojní inženýrství

VEDÚCI PRÁCE: Ing. Michal Vašíček Ph.D

PRAHA 2018



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Boško** Jméno: **Radko** Osobní číslo: **464969**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh brzdového kotouče s ohledem na provozní namáhání

Název diplomové práce anglicky:

Design of a brake disk with respect to the loading conditions

Pokyny pro vypracování:

Vytvořte simulační model brzdového disku pro pevnostní a tepelnou analýzu.
Analyzujte brzdový disk s ohledem na skutečné teplotní a silové zatížení.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Michal Vašíček, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání diplomové práce: **19.04.2018** Termín odevzdání diplomové práce: _____

Platnost zadání diplomové práce: _____


Ing. Michal Vašíček, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce



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


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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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


26.04.2018
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prehlásenie

Prehlasujem, že som túto diplomovú prácu vypracoval samostatne a to výhradne s použitím prameňov a literatúry uvedených v zozname citovaných zdrojov.

V Prahe dňa

.....

Podpis

PodĎakovanie

Je mi veľkým potešením touto cestou poĎakovať všetkým, ktorí mi v priebehu tvorby diplomovej práce pomáhali. V prvom rade by som chcel poĎakovať firme Porsche Engineering Services s.r.o. v Prahe, pre ktorú som prácu písal, a kde mi boli poskytnuté softvérové a hardvérové nástroje pre realizáciu mojej práce. Chcel by som poĎakovať môjmu vedúcemu práce v rámci akademickej pôdy Ing. Michalovi Vašíčkovi, Ph.D za odbornú pomoc, pomoc s formálnou stránkou a konzultácie pri písaní tejto práce. Takisto patrí moja vĎaka druhému vedúcemu v rámci firmy Porsche Engineering Services Ing. Janovi Oesterreicherovi za asistenciu v oblasti simulácií a technickej stránky práce. V neposlednom rade patrí moja vĎaka vedúcemu oddelenia podvozkov Ing. Ondrejovi Jakubskému Ph.D za umožnenie písania práce pre firmu Porsche Engineering Services v Prahe a podporu. Zároveň by som sa chcel poĎakovať svojej priateľke, rodine a blízkym, ktorí ma počas štúdia a písania práce podporovali. Nakoniec chcem poĎakovať všetkým akademickým členom či už v rámci ČVUT v Prahe alebo STU v Bratislave, s ktorými som mal česť prísť do kontaktu a načerpať tak informácie a znalosti potrebné pre doštudovanie a zavŕšenie študijnej časti vzdelávania v mojom živote.

Abstrakt

Kvalitne navrhnutý brzdový systém v dnešnej dobe pokročilých počítačových technológií musí byť navrhnutý tak, aby sa minimalizovalo namáhanie teplom, mechanicky alebo prevádzkou v oblasti rezonančných frekvencií a spĺňať podmienku pevnostnej stálosti, bezpečnosti a klúdovej prevádzky. Z takýchto dôvodov sú výrobcovia komponentov nútení podrobiť komponenty simuláciám s cieľom vyrobenia finančne efektívneho a kvalitného produktu. Za týmto účelom sa využíva metóda konečných prvkov. Popri výpočtoch vlastných frekvencií brzdových komponentov a pevnostného namáhania brzdového kotúča je dôležitý výpočet tepelného namáhania spôsobujúci najväčšie pevnostné namáhanie. V tomto smere je ako vedľajší cieľ tejto práce stanovené zhodnotiť „decoupled“ simulácie tepelného namáhania v programoch PERMAS a ABAQUS. Za hlavný cieľ je stanovené preskúmať „coupled“ ABAQUS simuláciu a jej tepelné výsledky porovnať a zhodnotiť s predchádzajúcou metódou. Bola zistená podobnosť výsledkov medzi dvomi programami s mierne líšiacimi sa redukovanými napätiami v priebehu ohrievania brzdového kotúča. Výsledky „coupled“ simulácie bez tepelnej rozťažnosti dobre reprezentovali tepelný tok. Avšak model s tepelnými rozťažnosťami materiálu sa správal nereálne a jeho využitie v praxi je otázne. „Coupled“ simulácia otvára dvere ďalším možnostiam vyhodnocovania kvalitatívnych parametrov brzd a mení pohľad na to, akým spôsobom možno simulovať namáhanie brzdového kotúča v prevádzke.

Kľúčové slová

brzdový kotúč, vlastné tvary, vlastné frekvencie, trecia sila, brzdný moment, metóda konečných prvkov, numerické metódy, brzdový systém, hluk brzd, zviazaná analýza, oddelená analýza, PERMAS, ABAQUS

Abstract

A well-designed brake system that is being stressed mechanically, by heat or by operating in a range of resonance must nowadays undergo number of computer numerical analyses in order to minimize these stresses and ensure safe and quiet lifespan usage. For such reasons manufacturers of automobile components must conduct simulations to produce high-quality and cost-effective product. For this purpose, the finite element method is used. In addition to the eigenfrequencies and stress calculation for the brake disc, the heat stress is the major load to be considered. In this respect, the secondary goal of this thesis is the evaluation and comparison between two simulation programs for the decoupled heat analysis ABAQUS & PERMAS. The main goal of this diploma thesis is to examine the coupled heat stress analysis and compare its results with the decoupled method. The similarity of the results for decoupled analysis between the two programs was found, with slightly varying stresses on the brake disc. The results of the coupled analysis with no material thermal expansion proved to better represent real time friction heat generation and loading. However, the model with thermal expansion seemed to generate false results not corresponding to the real-life observations and its use in practice is questionable. The coupled analysis proposes new possibilities of evaluating the quality parameters of the brakes and change the way the brake disc operation can be simulated.

Key words

brake disc, modal shapes, eigenfrequencies, frictional force, brake torque, finite element method, numerical methods, brake system, brake noise, coupled analysis, decoupled analysis, PERMAS, ABAQUS

Obsah

Zoznam skratiek a symbolov.....	i
Úvod.....	9
1. Brzdy	11
1.1 Typy trecích bŕzd	11
1.2 Parametre trecích bŕzd.....	15
1.3 Komponenty bŕzd a hnacieho ústrojenstva motorových vozidiel	16
2. Analýza vlastných tvarov brzdového kotúča.....	18
2.1 Hluk a vibrácie bŕzd	18
2.2 Teória vzniku pískania bŕzd	18
2.3 Zmena vlastných frekvencií ako odstránenie pískania bŕzd	20
2.4 Vlastné 3D modely brzdového kotúča	21
2.5 Okrajové podmienky a vstupné parametre.....	24
2.6 Výsledky vlastných tvarov a frekvencií.....	25
2.7 Zhodnotenie analýzy vlastných tvarov a frekvencií.....	29
3. Analýza pevnostného namáhania brzdového kotúča.....	31
3.1 Odstredivé sily	31
3.2 Brzdny moment	34
3.2.1 Vytvorenie simulačného modelu brzdneho momentu	34
3.2.2 Výsledky pevnostného namáhania od brzdneho momentu	40
3.2.3 Zhodnotenie pevnostného namáhania od brzdneho momentu	43
4. Oddelená tepelno-pevnostná analýza ABAQUS	44
4.1 Teória oddelenej tepelno-pevnostnej analýzy ABAQUS	44
4.2 Vytvorenie simulačného modelu tepelno-pevnostnej analýzy ABAQUS ..	45
4.3 Výsledky tepelnej simulácie ABAQUS	48
4.4 Výsledky pevnostného namáhania od tepelného poľa ABAQUS	51
4.5 Zhodnotenie oddelenej analýzy ABAQUS	54
5. Oddelená tepelno-pevnostná analýza PERMAS	56
5.1 Vytvorenie simulačného modelu tepelno-pevnostnej analýzy PERMAS..	56
5.2 Výsledky tepelnej simulácie PERMAS	58
5.3 Výsledky pevnostného namáhania od tepelného poľa PERMAS.....	60
5.4 Zhodnotenie a porovnanie oddelenej analýzy PERMAS.....	62

6.	Zviazaná tepelno-pevnostná analýza.....	63
6.1	Teória zviazanej analýzy.....	63
6.2	Vytvorenie simulačného modelu zviazanej analýzy.....	64
6.3	Výsledky zviazanej analýzy bez tepelnej rozťažnosti.....	68
6.4	Výsledky zviazanej analýzy s tepelnou rozťažnosťou.....	73
6.5	Zhodnotenie výsledkov zviazanej analýzy.....	75
	Záver.....	79
	Použitá literatúra a zdroje.....	82
	Zoznam obrázkov.....	84
	Zoznam grafov a tabuliek.....	87
	Prílohy.....	88

Zoznam skratiek a symbolov

r_{dyn}	dynamický polomer [m]
ω	uhlová rýchlosť otáčania kolies [rad/s]
Ω	uhlová frekvencia [rad/s]
k_p	tuhosť pružiny [N/m]
f	frekvencia otáčania kolies [Hz]
v_0	začiatočná rýchlosť vozidla [km/h]
v	koncová rýchlosť vozidla [km/h]
M	matica hmotnosti [kg]
K	matica tuhosti [N/m]
α''	vektor zrýchlenia [m/s ²]
α	vektor výchyliek [m]
m_b	hmotnosť bodu [kg]
$\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$	rotačné stupne voľnosti [1]
$a_{voz.}$	spomalenie vozidla [m/s ²]
e	pomer brzdnych síl k náprave [1]
E	Youngov modul [MPa]
E_0	Youngov modul pri teplote 0 Kelvin [MPa]
B	konštanta materiálu [1]
T_M	konštanta materiálu [1]
T	absolútna teplota [K]
$a_{od.el}$	odstredivé zrýchlenie [m/s ²]
R_{el}	polomer vzdialenosti elementu [m]
$F_{od.el}$	odstredivá sila pôsobiaca na hmotný element [N]
m_{el}	hmotnosť elementu [kg]
M_{PP}	Brzdny moment na prednom pravom kolese [Nm]
$F_{el.}$	elementárne sily [N]
$E_{kin.voz.}$	kinetická energia celého vozidla [J]
m	úžitková hmotnosť vozidla [kg]
d	brzdna dráha vozidla [m]

F_P	brzdňá sila pod prednou nápravou [N]
F_{PP}	brzdňá sila pod pravým predným kolesom [N]
r_n	náhradný polomer [m]
r_i	vnútorný polomer [m]
r_o	vonkajší polomer [m]
F_n	sila v uzle [N]
F_i	sila na vnútornej strane prstenca [N]
F_o	sila na vonkajšej strane prstenca [N]
N_i	počet kontaktných bodov na vnútornej strane prstenca [1]
N_o	počet kontaktných bodov na vnútornej strane prstenca [1]
m_k	hmotnosť brzdená predným pravým kolesom [kg]
$E_{kin.kolesa}$	kinetická energia marená predným pravým kolesom [J]
$E_{kin.rot.}$	kinetická energia rotačných hmôt pre pravú prednú nápravu [J]
Φ	tepelný tok [W]
I_c	moment zotrvačnosti [kgm ²]
m_n	náhradná hmotnosť [kg]
t_k	čas zabrzdzenia vozidla [s]
t	čas [s]
Q	teplo prijaté rozhraním [J]
$m_{roz.}$	hmotnosť rozhrania [kg]
$c_{roz.}$	hmotnostná tepelná kapacita rozhrania [kg]
ΔT	zmena teploty [K]
φ	uhol pootočenia kolesa [rad]
p	tlak [Pa]
p_1	tlak prvej skúšobnej simulácie [Pa]
p_2	tlak druhej skúšobnej simulácie [Pa]
M_1	brzdňý moment prvej skúšobnej simulácie [Nm]
M_2	brzdňý moment druhej skúšobnej simulácie [Nm]

Úvod

Numerické metódy riešenia v metóde konečných prvkov sú užitočným prostriedkom pre inžinierov, ako riešiť namáhanie navrhovaných komponentov pracovných strojov, mechanizmov a vozidiel. Oproti klasickým matematickým výpočtom jednoduchých úloh umožňujú numerické metódy riešiť komplexné úlohy zaťaženia inak prakticky neriešiteľné. So stále zvyšujúcim sa výpočtovým výkonom počítačových pracovných staníc je možné riešiť stále zložitejšie úlohy s výpočtovo akceptovateľným časom simulácie.

Táto diplomová práca bola vypracovaná v spolupráci s firmou Porsche Engineering Services s.r.o. v Prahe. V spoločnosti som strávil približne rok ako podpora virtuálnych simulácií podvozkových komponentov. Neskôr som sa rozhodol písať prácu pre firmu a využiť tak všetky, poznatky ktoré som vo firme za túto dobu nadobudol.

Ako hlavný cieľ práce je stanovené zistiť a vyhodnotiť možnosti využitia zviazanej „coupled“ analýzy programu ABAQUS, ktorá slúži k hodnoteniu pevnostného namáhania brzdových kotúčov. To je spojené s vytvorením simulačného modelu s rešpektovaním všetkých komponentov a princípu fungovania každého z týchto komponentov. Následne je vykoná simulácia namáhania podľa definovaného stavu. Cieľom je vyhodnotiť výsledky zo simulácie, kde je snaha analyzovať samotné namáhanie a príčinu jeho vzniku. V poslednom rade je cieľom zhodnotiť zviazanú analýzu ako celok a stanoviť možné praktické využitie analýzy vo firme Porsche Engineering Services s.r.o. v Prahe. Podružným cieľom tejto práce je porovnanie jednotlivých prístupov modelovania oddelenej analýzy a neskôr aj výsledkov teplotného namáhania brzdových kotúčov pomocou programov ABAQUS a PERMAS.

V priebehu práce je postupne vysvetlená problematika brzdových kotúčov, ktorá sa v praxi pomocou numerických metód rieši. Pre pochopenie problematiky sú na začiatku práce uvedené jednotlivé metodiky hodnotenia namáhania brzdového kotúča zaužívaných firmou Porsche Engineering Services s.r.o. v Prahe – t. j. analýza vlastných tvarov a frekvencií, analýza namáhania od brzdného momentu a oddelená „decoupled“ analýza ABAQUS.

V prvej kapitole sú podrobne vymenované typy bŕzd automobilov a princípy, na akých tieto systémy fungujú. Sú tu uvedené jednotlivé konštrukčné prevedenia trecích bŕzd s upriamením pozornosti na brzdy kotúčové. Pre dané varianty sú taktiež uvedené výhody a dôvody použitia. Zároveň sú uvedené jednotlivé parametre, ktoré by mal správne navrhnutý brzdový systém spĺňať.

V kapitole číslo dva práca pojednáva o problematike pískania bŕzd spadajúcej do časti riešenia jazdného komfortu vozidla. Vysvetlená je samotná problematika vzniku efektu pískania bŕzd a pre názorné riešenie problému sú vytvorené štyri modely brzdového kotúča v prostredí CATIA, pre ktoré je vykonaná analýza vlastných tvarov v programe PERMAS. Pomocou zmeny geometrie by sa mala zmena vlastných tvarov a frekvencií preukázať ako efektívny spôsob eliminovania pískania bŕzd.

Tretia kapitola je venovaná analýze mechanického namáhania brzdového kotúča. Ako dva hlavné typy namáhania sú uvedené namáhanie od brzdného momentu a namáhanie od odstredivých síl. V oboch prípadoch je vykonaná náležitá simulácia v programe ABAQUS a výsledky tohto namáhania sú zhodnotené pre správne fungovanie brzdového kotúča. Zhodnotený je aj samotný vplyv interpretácie v simulačnom modeli.

Štvrtá kapitola rieši pomocou oddelenej analýzy tepelné namáhanie brzdového kotúča, ktoré má najpodstatnejší vplyv na pevnostné namáhanie. Uvedený problém je počítaný v programe ABAQUS. V kapitole je uvedená príčina vzniku namáhania a postup, akým sú vytvorené simulačné modely. Následne je vykonaná simulácia pre výpočet priebehu tepla v štruktúre brzdového kotúča v čase. Potom je tento priebeh načítaný do ďalšej simulácie a vykonaný výpočet pevnostného namáhania teplom v čase. Dané výsledky sú na konci kapitoly zhodnotené a neskôr porovnané s výsledkami v druhom simulačnom programe.

V piatej kapitole je vykonaná opäť simulácia pre tepelné namáhanie pomocou oddelenej analýzy ale tentokrát v programe PERMAS, čo umožní vykonať porovnanie programov a ich simulačných výsledkov. Je vysvetlený rozdiel v simulačných modeloch a sú vykonané dve za sebou idúce simulácie. Výsledky z tepelnej simulácie a následnej pevnostnej simulácie sú vyhodnotené a porovnané s výsledkami z kapitoly štvrtej.

Posledná kapitola tejto diplomovej práce je venovaná zviazanej „coupled“ analýze v programe ABAQUS, ktorej vyhodnotenie tvorí hlavný cieľ tejto práce. Vysvetlená je teória za týmto prístupom a dôvody, aké robia túto analýzu zaujímavou. Následne je vysvetlený proces, akým sa postupovalo pri vytváraní simulačného modelu so všetkými predpokladmi. Postupne je vykonaná simulácia na základe predchádzajúcich skúšobných modeloch. Výsledok simulácie je zhodnotený a výsledky sú porovnané s výsledkami oddelenej analýzy v rovnakom programe. Je zvažovaný výsledok a možné využitie samotnou firmou.

Pri vytváraní simulácií práca vychádza prevažne z elektronických zdrojov a literatúry na témy zviazanej analýzy vlastných frekvencií, mechanické správanie brzdového ústrojenstva a mechanizmy opotrebenia. Ako zdroj pre prácu so simulačnými programami poslúžili dané manuály dostupné od samotných dodávateľov softvéru ABAQUS a PERMAS.

1. Brzdy

Jedným z dôležitých komponentov, ktorý v dnešnej dobe nájdeme v každom automobile sú brzdy. Ich primárnou úlohou je umožniť vodičovi bezpečne a v každej situácii spomaliť rýchlosť vozidla, poprípade ho uviesť do úplného zastavenia. Existuje niekoľko druhov bŕzd na princípoch premeny kinetickej energie vozidla (treće, rekuperačné, systém KERS alebo hydrodynamický retardér). Táto práca sa v celom obsahu zaoberá brzdami trecími, ktoré sú najrozšírenejším typom bŕzd u motorových vozidiel.

Konštrukčný návrh brzd v automobiloch vychádza z prvého zákona termodynamiky, ktorý hovorí, že energia sa nestráca, len mení svoju formu. Po aplikovaní tohto konštatovania na mechanizmus trecej brzdy je vidieť, že kinetická energia vozidla sa v priebehu brzdenia marí prácou bŕzd. Tie ju počas manévru brzdenia pri odvalovaní kolesa za účasti trecích síl menia na tepelnú energiu. Práve preto je zahrievanie trecích bŕzd neodlúčiteľným efektom pri brzdení vozidla.

1.1 Typy trecích bŕzd

Historicky možno brzdy fungujúce na princípe trenia rozdeliť na niekoľko hlavných typov a to na brzdy:

I. Pásové



Obrázok 1.1-1 Zhotovenie pásovej brzdy H168 pre motocykel značky Harley Davidson [1]

Pásové brzdy sú typom bŕzd, kde energia je marená trením pásu napríklad z kože o bubon. Brzdny moment je pritom menený veľkosťou stiahnutia remeňa pomocou pákového mechanizmu. Jedná sa o radiálny typ brzd, ktorý bol v minulosti umiestňovaný na motocykle, bicykle a koče, poprípade aj na pracovné stroje, ktoré bolo potrebné po vypnutí zabrzdiť. Išlo tak o málo poruchový a prakticky bez údržbový mechanizmus, kde trecia sila bola kolmá na os rotácie bubna. Medzi hlavné nevýhody pasových bŕzd patrí nízky brzdny výkon, a náchylnosť na znečistenie trecieho povrchu.

II. Špalíkové



Obrázok 1.1-2 Vyobrazenie typu špalíkovej brzdy na parnej lokomotive 70000 Britannia [2]

Špalíkové brzdy fungujú na princípe, kde pritlačením špalíka na oválnu časť obvodu kolesa je vyvinutý brzdný účinok. Ovládacia sila je prenášaná pákovým mechanizmom pre znásobenie silového efektu a vytvára brzdný moment trením špalíka na ramene trecej plochy. Taktiež sa jedná o radiálny typ brzdy, ktorý možno nájsť ako brzdú u kočov, vlakových súprav a niektorých električiek starších typov.

III. Bubnové



Obrázok 1.1-3 Zadná bubnová brzda vozidla Holden HB [3]

V tomto prípade ide rovnako o radiálny typ brzdy. Bubnové brzdy môžeme nájsť aj dnes na lacnejších osobných automobiloch na zadnej vlečnej náprave. Sila je vyvinutá zvýšením tlaku v sústave pomocou pedálov vodiča tlačiacich na piest. Piest následne vyvoláva zvýšený tlak v brzdovej sústave a na druhej strane obvodu začne pôsobiť piestik silou na čeľuste cez mechanizmus. Tie sú pritláčané o obvod bubna, ktorý ich uzatvára. Tento typ brzdy je bez údržbový a počas prevádzky je krytý v puzdre, ktoré chráni trecie

plochy pred znečistením. Historicky sa tento typ používal vo veľkom a to ako na zadných tak aj predných nápravách automobilov a svoje využitie si našiel aj u motocyklov. Negatívom toho typu brzd je nízky brzdný výkon.

IV. Kotúčové



Obrázok 1.1-4 Skrutkovaný keramický brzdový kotúč vozidla Porsche Carrera S [4]

Prvé tri spomenuté typy sú skôr záležitosťou minulosti pričom v dnešnej dobe sa pozornosť automobilového priemyslu upriamuje práve na brzdy kotúčové. Výhodou tejto brzdy je primárne veľký výkon, lineárny pomer medzi brzdným momentom a koeficientom trenia, možnosť chladenia a relatívne nízka údržba. Jedná sa o typ axiálnej brzdy, ktorá má iné charakteristiky než brzdy radiálneho typu. Pritlačanie trecieho obloženia je vyvedené v smere axiálnom, čo znamená, že pritlačná sila piestikov pôsobí rovnobežne s osou hriadeľa. S použitím takejto brzdy spojené nevýhody ako hluk a väčšie náklady [5]. V tomto smere do problematiky vstupujú numerické výpočty, ktorých cieľom je eliminovať niektoré z týchto nežiadúcich vlastností. U kotúčových brzd existuje niekoľko konštrukčných riešení, ktoré možno definovať nasledovne:

1. jednoliaty (monolitický) brzdový kotúč (Obrázok 2.4-43 vpravo),
2. skrutkovaný brzdový kotúč (obrázok 1.1-4),
3. čapový brzdový kotúč (obrázok 1.1-5).

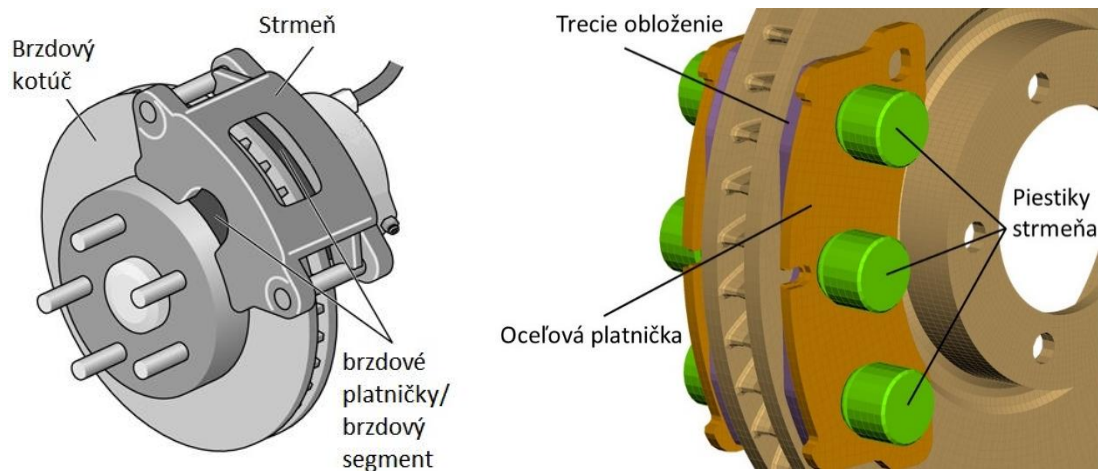


Obrázok 1.1-5 Čapová predná brzda pre Porsche 997 [6]

Najjednoduchším typom kotúčových brzd je jednoliaty typ brzdového kotúča. Je to najlacnejšie možné riešenie, no pri požiadavke väčších brzdných výkonov sa typ brzdy prehrieva a rozdielne teplotné pole v disku vytvára nežiadúce deformácie, v dôsledku ktorých sa znižuje brzdná účinnosť. Ďalšou nevýhodou takéhoto kotúča je vyššia hmotnosť. Riešením týchto problémov je práve niektoré z ďalších dvoch konštrukčných riešení. V oboch prípadoch ide o typ kotúčovej brzdy, ktorý sa z dôvodu vyššej ceny a lepších vlastností umiestňuje skôr do vozidiel, kde je ich použitie opodstatnené. Čo do materiálu, prstenec aktívnej časti je spravidla tvorený z keramiky, pri výkonnejších vozidlách konkrétne z karbónovo-keramického kompozitu alebo zo šedej liatiny pri menej výkonných vozoch. Z estetického a funkčného hľadiska možno podotknúť zaujímavosť, že keramické brzdy na rozdiel od liatiny nepodliehajú nadmernej oxidácii, t. j. korózii. Čo sa týka konštrukcie skrutkovaného disku, ten disponuje možnosťou disk rozobrať a vymeniť len opotrebovanú treciu časť prstenca. To je výhodné pri vozidlách, pri ktorých sú brzdy často opotrebovávané (športové vozidlá alebo závodné špeciály).

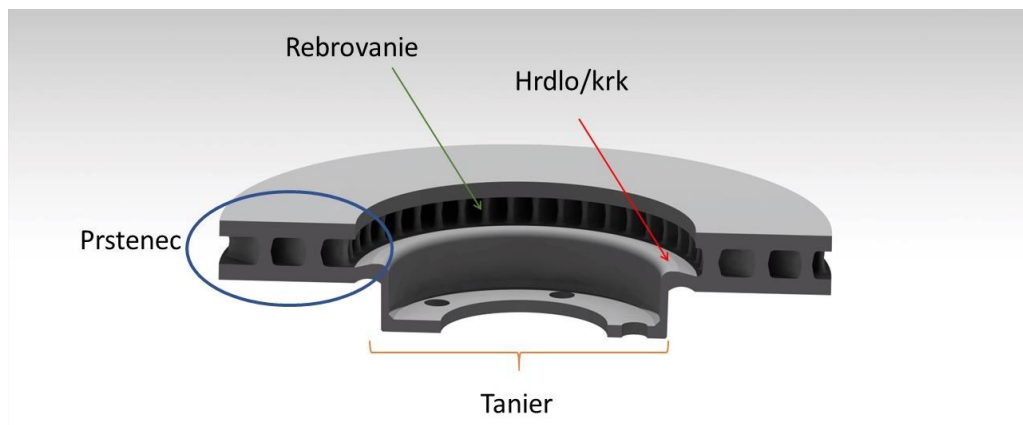
Typ čapového disku nachádza svoje využitie u najnovších výkonnejších modelov, napríklad aj u značky Porsche. Práve unikátne konštrukčné riešenie je ideálnym kompromisom medzi výkonom a komfortom, ktoré majitelia takýchto vozov očakávajú. Materiál prstenca býva tvorený zo šedej liatiny. Do odliatku prstenca sa vyvrtávajú po vnútornom obvode diery a do nich sa zastrčia čapy. Takto nachystané čapy sa následne zalejú do hliníkového taniera. Takýto typ však už nie je rozoberateľný. Výber materiálu je teda daný výrobným postupom, ktorým sa disk vyrába. Aj keď čapy nie sú v časti prstenca nijak chytené, tak je ich akémukoľvek pohybu zabránené zamedzením ich osového pohybu pomocou taniera. V prevádzke sa zahrievanie disku odráža aj na zahrievaní čapov. Pri ich zahriatí dochádza hlavne k osovému predĺženiu. Takto vyvolané deformácie teda nespôsobuje zmeny axiálneho tvaru disku ako pri monolite, čo sa dá hodnotiť pozitívne. V rámci výpočtových možností a autorových znalostí sa táto práca snaží zhodnotiť a názorne preukázať tieto vplyvy pomocou modelov MKP (metódy konečných prvkov).

Pre prípadné neskoršie nejasnosti pri odvolávaní sa na pojmy brzdového kotúča je uvedený obrázok 1.1-6 s popisom jednotlivých komponentov. Oceľová platnička a trecie obloženie sú dve časti, z ktorých sa skladá brzdová platnička.



Obrázok 1.1-6 Popis komponentov kotúčových brzd [7]

Dôležité je si zároveň všimnúť, že aktívna plocha podieľajúca sa na trení je menšia než medzikružie prstenca. To je vidieť na obrázku 1.1-6 vpravo. Terminológii zaužívanej k popisu oblastí, z ktorých sa skladá brzdový kotúč, zodpovedá obrázok nižšie.



Obrázok 1.1-7 Popis častí brzdového kotúča

1.2 Parametre trecích brzd

Brzdy ako komponent spadajúci do aktívnej bezpečnosti vozidla musia byť predovšetkým spoľahlivé. Spoľahlivosť trecích brzd je docielená jednoduchosťou mechanizmu ich fungovania. Zároveň býva nevyhnutné, aby boli brzdy podrobené analýzam, ktoré skúmajú, či dosahujú špecifikované kvalitatívne parametre.

Nevyhnutné parametre, ktoré by mal spĺňať správne navrhnutý brzdový systém automobilu sú:

- stanovený čas/dráhu zabrzdzenia vozidla z danej rýchlosti
- dostatočná tepelná kapacita brzdových komponentov,
- sila potrebná na vyvodenie dostatočného brzdneho momentu k osi kola,
- optimálne rozloženie brzdnych síl medzi prednou a zadnou nápravou,
- dostatočné chladenie pre odvod tepla do ovzdušia,
- zamedzená prevádzka komponentov v ich rezonančnom pásme,
- minimálne kmitanie brzdového ústrojenstva a zamedzenie vznikaníu zvýšených hlukových emisií.

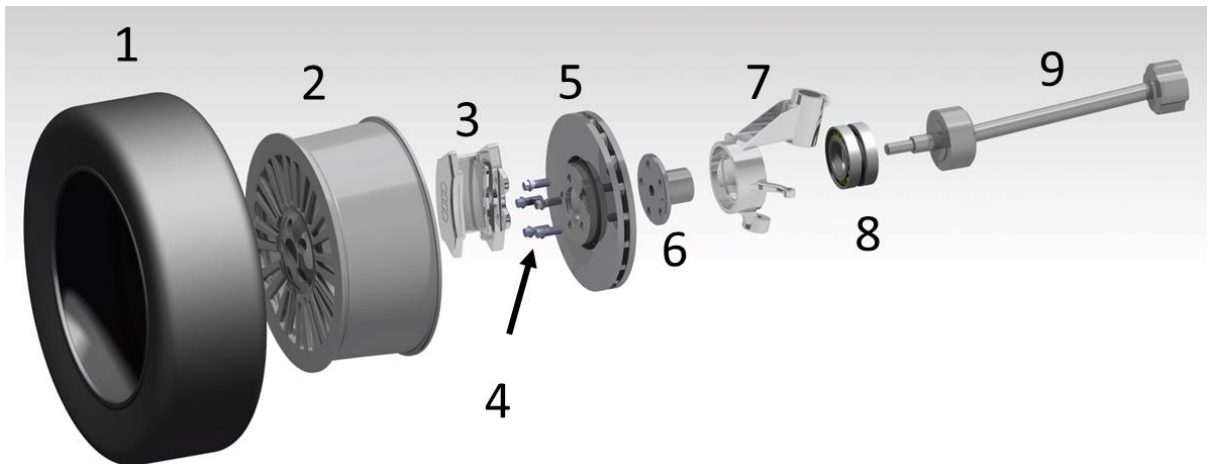
Vyššie spomenuté parametre sa snažia popísať komplexnosť návrhu brzdovej sústavy. Nie je nevyhnutné, aby každý parameter vstupoval do procesu návrhu brzd. Brzdy podliehajú počas prevádzky viacerým typom namáhania, ktoré sa dajú rozdeliť nasledovne:

- namáhanie od odstredivých síl pôsobiacich na elementy hmoty,
- hmoty budené zdrojom kmitania v oblasti vlastných frekvencií brzdového komponentu,
- brzdny moment vyvodený trecou silou v kontaktnom mieste platničky a kotúča,
- tepelno-pevnostné namáhanie lokálnymi rozdielmi v teplotách uzlov v brzdovom kotúči a zmenou vlastností materiálu.

Jednotlivé brzdové sústavy na rôznych dopravných prostriedkoch a zariadeniach vyžadujú rozličný prístup a sú na nich kladené iné požiadavky. Ako príklad možno uviesť, že brzda na veternej elektrárni nebude musieť byť podrobená analýze na vlastné frekvencie. Brzdíť bude minimálne a nie opakovane niekoľkokrát za krátku dobu. Naopak, monopost F1 má výkon brzd navrhnutý presne na okruh, brzdí často a analýzy sú nevyhnuté. V každom prípade do procesu vstupujú finančné náklady a každá dodatočná analýza alebo úprava sa prejavuje ich zvýšením. V záujme každého výrobcu je držať tieto náklady na nevyhnutnom minime, aby sa konečná cena produktu nepredražovala.

1.3 Komponenty brzd a hnacieho ústrojenstva motorových vozidiel

Brzdová sústava sa skladá z rotujúcich ako aj stacionárnych častí, pričom hlavné časti, na ktoré je uprená pozornosť, sú zobrazené na obrázku nižšie.



Obrázok 1.3-1 Popis komponentov hnacieho ústrojenstva polovice prednej nápravy osobného vozidla:
 1 - pneumatika, 2 – disk kola, 3 - brzdový strmeň s brzdovými platničkami a piestikmi, 4 - skrutky kola, 5 - brzdový kotúč, 6 - náboj, 7 - nosič kola, 8 - ložiská, 9 - zostava poloosi

Brzdový kotúč rotuje otáčkami kola (1 a 2), spolu s ktorým býva upevnený na náboj kola (6). Náboj kola je skrz ložiská (8) upevnený v nosiči kola (7) a umožňuje jeho rotáciu. Teda možno povedať, že pri pohybujúcom sa automobile je nosič kola so strmeňom (3) voči rotujúcemu náboju stacionárny. Samotný nosič kola rotuje okolo čapov uchytenia, ale táto rotácia sa odohráva na nosiči kola aj náboji zároveň. Ak teda aplikujeme silu na brzdovú doštičku v strmeni pomocou brzdových piestikov, vyvodíme treciu silu na rozhraní brzdovej platničky (3) dosadajúcej na brzdový kotúč. Táto trecia sila pôsobí v protismere rotácie náboja a snaží sa ho uviesť do stacionárneho stavu, ktorému zodpovedá stav nosiča kola.

Vyššie opísaný stav zodpovedá okamihu zabrzdzenia vozidla, poprípade len zablokovaniu rotácie kola. Je dobré dodať, že dnešné automobily sú vybavené aktívnou bezpečnosťou, do ktorej spadá aj systém ABS. Teda ak príde k zablokovaniu rotácie kola a vozidlo sa napriek tomu stále pohybuje, je v priebehu desiatín až stotín sekúnd opakovane odblokovaná a následne zablokovaná rotácia kola, až do zastavenia vozidla alebo prerušenia brzdenia. To je žiadúce z dôvodu pohybu brzdnych síl pod pneumatikou na medzi adhézie, kde je ich silové pôsobenie najväčšie. To má za následok dosiahnutie menšej brzdnej dráhy vozidla a lepšej kontroly smeru vozidla pri brzdení.

2. Analýza vlastných tvarov brzdového kotúča

Pri marení kinetickej energie v trení brzdovej platničky o kotúč sa okrem odvodu energie do tepla môže časť energie mariť hlučkom a vibráciami. Efekt je popísaný tromi spôsobmi pričom sa rozdeľuje na dve hlavné oblasti – vibrácie a hluč. Za účelom riešenia problémov vznikajúcich týmito efektmi sa vykonáva tzv. analýza vlastných tvarov.

2.1 Hluč a vibrácie brzd

Hluč delíme na dve časti a to na vřzganie a pískanie. Vřzganie nastáva pri nízkych frekvenciách spravidla pod 1 kHz. Ako pískanie sú popísané všetky ostatné hlučy s frekvenciou nad 1 kHz. Vibrácie vznikajú pri frekvencii menšej ako 100 Hz [8].

Dôvodom upriamena pozornosti na vlastné tvary brzdového kotúča je vznik dynamickej nestability v kontaktnej ploche medzi brzdovým kotúčom a platničkou pri brzdení. Takáto nestabilita brzdenia sa na vozidle prejavuje práve vysokým pískľavým tónom tzv. „pískaním brzd“, s ktorým sa možno stretnúť v bežnej prevádzke. Tento efekt nevhodného marenia energie do vibrácií komponentov a ich následného šírenia prostredím ako zvukom je nežiadúci.

Tendenciou moderného vývoja motorových vozidiel je redukovať takéto hlučové emisie vozidla. Veľmi nežiadúci môže byť hluč od brzdových kotúčov najmä v miestach frekventovanej prevádzky a častého brzdenia. Ideálnym príkladom je zvýšený hluč v mieste autobusovej zastávky, kde vozidlá mestskej hromadnej dopravy pravidelne zastavujú. Ako možno z predchádzajúcej úvahy odvodiť, pískanie brzd je predovšetkým problémom zapadajúcim do problematiky komfortu cestujúcich a chodcov, a nie problémom jazdnej dynamiky vozidla. Aj z takéhoto dôvodu je neprípustné, aby sa tento efekt objavoval u vozidiel luxusných tried. Prestíž a konkurencieschopnosť je daná práve schopnosťou výrobcu automobilu zabrániť, alebo čo najviac znížiť nežiadúce vplyvy, ktoré by mohli primárne ovplyvniť jazdný komfort pasažierov vozidla.

2.2 Teória vzniku pískania brzd

Je finančne neefektívne zaoberať sa problémom pískania brzd na sériovom vozidle. Z toho dôvodu sa kladie vysoká dôvera a úsilie do metód numerických, a to do výpočtov slúžiacich k riešeniu problémov už v štádiu návrhu. Numerické výpočty slúžia ako preventívny nástroj proti výrobe chybných súčiastok tohto alebo iného typu. V prípade výskytu vady na prototypu je nákladné a niekedy prakticky nemožné riešiť problém inak ako numerickými metódami. Z pohľadu výrobcu automobilu je to viac efektívne a jednalo by sa len o krok späť v návrhu správne funkčného prototypu.

V rámci názornosti je uvedený výpočet budiacej frekvencie od rotácie kolies a hnacieho hriadeľa podľa vzorca (2). Budiaca frekvencia od kolies ako zdroju kmitania je pri rýchlosti 225 km/h vypočítaná nasledovne. Ak sa vezmú otáčky kolies Porsche Cayenne

s dynamickým polomerom $r_{dyn} = 0,371$ m dostaneme podľa vzorca (1) uhlovú rýchlosť otáčania kolies.

$$\omega = \frac{v_0}{r_{dyn}} \quad (1)$$

$$\omega = \frac{225}{3,6 * 0,371}$$

$$\omega = 168,46 \text{ rad/s}$$

Frekvenciu otáčania kolies vypočítame podľa vzorca:

$$f = \frac{\omega}{2 * \pi} \quad (2)$$

$$f = \frac{168,46}{2 * 3,14}$$

$$f = 26,83 \text{ Hz}$$

Z daného výsledku vyplýva, že hluk nevzniká ako priamy dôsledok budenia od odvaľovania kolies. Frekvencia, pri ktorej budenie vzniká je totiž niekoľkonásobne vyššia než frekvencia odvaľovania kolies. Možno predpokladať, že sa jedná o efekt, ktorý vzniká niekoľkokrát behom jednej otáčky kolesa.

Dosiaľ existujú dve teórie vysvetľujúce fenomén pískania brzd – teória párovania vlastných tvarov (A) a tzv. mechanizmus „zakusovania a preklzavania“ (B):

A. Teória párovania vlastných tvarov

V prípade, že sa dva vlastné tvary vo frekvenčnom pásme nachádzajú príliš blízko vedľa seba a sú si tvarovo a frekvenčne podobné, môže dôjsť k ich spárovaniu a to s tendenciou, že koeficient trenia sa v oblasti kontaktu takýmto spôsobom zvyšuje. Dva takto spárované vlastné tvary sa spoja a jeden z vlastných tvarov sa stáva nestabilným, čoho výsledkom je vznik pískania. Zdrojom pískania sa stávajú meniace sa tangenciálne (trezie) a normálové sily (od piestika) v kontaktnej ploche.

B. Mechanizmus „zakusovania a preklzavania“ (angl. *stick-slip mechanism*)

Mechanizmus zakusovania a preklzavania je samo-budiaci oscilujúci mechanizmus vyvolaný vplyvom suchého trenia. V prípade odporu medzi brzdovým kotúčom a platničkou voči vyvodeniu vzájomného pohybu možno hovoriť o režime zakusovania, kdežto pri existujúcom vzájomnom pohybe a odpore voči nemu možno hovoriť ako o režime preklzavania. Mechanizmus zakusovania a preklzavania môže byť teda vybudovaný rozdielnymi koeficientami trenia pri statickom a dynamickom trení. Rozdielna vzájomná rýchlosť medzi brzdovou platničkou a brzdovým kotúčom vytvára rôzne energetické hladiny a je tak zdrojom energie pre vznik pískania brzd [9].

Ako bolo spomenuté v teórii párovania vlastných tvarov, veľmi blízke spoločné frekvencie vlastných tvarov komponentov (napr. brzdového kotúča a brzdovej platničky)

majú za dôsledok spôsobenie nestability pri brzdení. Možno však povedať, že vlastné tvary ďalších brzdových komponentov ako sú nosič kolesa a strmeň sa tiež podieľajú svojimi vlastnými frekvenciami na frekvencii a tvare brzdovej platničky. Tým pádom majú aj oni vplyv na vznik nestability. „Rozbitie“ takejto nestability možno doceliť oddelením týchto vlastných tvarov posunutím frekvencie tvaru aspoň jedného komponentu, ktorý svojím tvarom k tejto nestabilite prispieva.

Aj napriek dobe pokročilých výpočtových možností zlepšujúcich sa z roka na rok sa nepodarilo uspokojujúco matematicky popísať fenomén spôsobujúci pískanie bŕzd. Vznik nestability nie je možné spoľahlivo zistiť len prostredníctvom simulácie. To, že pri brzdení dochádza k nestabilite sa dá primárne zistiť meraním na aute v prevádzke alebo stacionárnym testovaním zostavy brzdovej sústavy na testovacej stoličici. Následne so znalosťou frekvencie, pri ktorej dochádza k nestabilite brzdenia, je možné pomocou simulácie zistiť, ktorý komponent a akou mierou sa na tejto nestabilite podieľa. Väčšinou je postačujúca simulácia vlastných frekvencií v pásme od 0 do 3000 Hz a v tomto pásme sú následne, v prípade potrieb, vyvodzované optimalizácie.

2.3 Zmena vlastných frekvencií ako odstránenie pískania bŕzd

Pri skúmaní vlastných frekvencií a tvarov jedného komponentu je možno zmenu doceliť viacerými spôsobmi. Brzdový kotúč ako tuhé teleso môžeme diskretizovať na konečný počet prvkov z materiálu o určitej tuhosti. To prakticky vedie k metóde konečných prvkov.

Vlastné frekvencie sú odvodené z rovníc rovnováhy v maticovom tvare komponentu. V tej sú zahrnuté vlastnosti tuhosti a hmotnosti diskretizovaného komponentu. Zmenu vlastnej frekvencie možno empiricky dosiahnuť napr.:

- zmenou geometrie komponentu,
- zmenou mechanických vlastností materiálu.

Ak sa pozrieme na príklad hmotného bodu na pružinke s jedným stupňom voľnosti, platí pre neho vzťah pre vlastnú uhlovú frekvenciu omega:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k_p}{m_b}} \quad (3)$$

kde m_b je hmotnosť hmotného bodu a k_p je tuhosť pružiny, na ktorej bod osciluje. Pre analýzu kmitania v šiestich stupňoch voľnosti trojrozmerného telesa však platí vzťah:

$$M\alpha'' + K\alpha = 0 \quad (4)$$

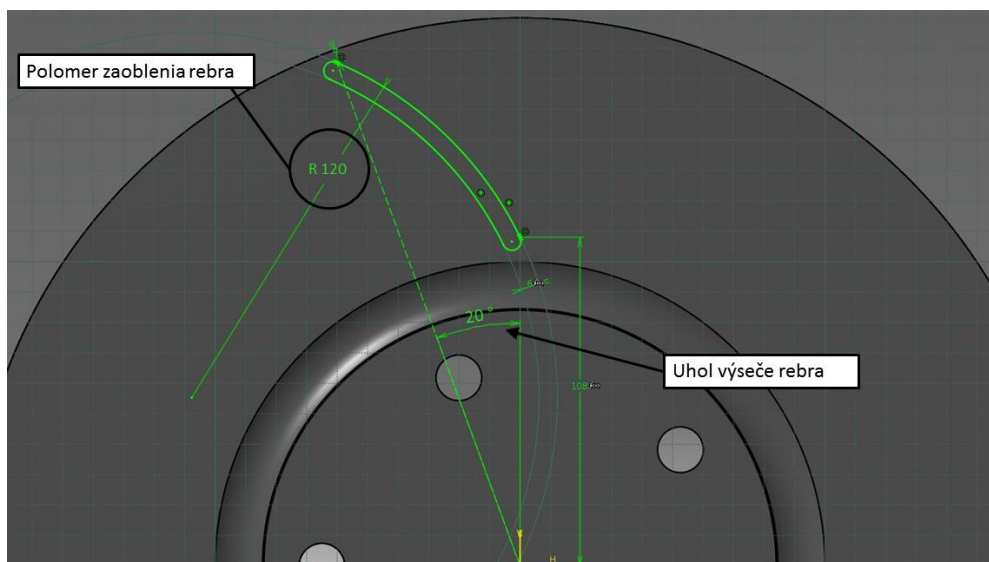
Tento vzťah je odvodený od pohybovej rovnice. Na rozdiel od rovnice (3), v rovnici (4) sa už jedná o maticu hmotnosti M a maticu tuhosti K popisujúce sústavu. Ako teleso trojrozmerné môže brzdový kotúč kmitať v každom smere osi u_x , u_y , u_z a aj v rotačných stupňoch voľnosti φ_x , φ_y , φ_z , okolo týchto osí. Tomu zodpovedajú aj dané tvary vypočítané simuláciou.

Zmeny v hodnote vlastnej frekvencie pre hmotný bod možno vyvodit' zmenou tuhosti pružiny alebo hmotnosti oscilujúcej hmoty. Brzdový kotúč si možno predstaviť ako veľké množstvo bodov kmitajúcich v šiestich stupňoch voľnosti. Zmeny v hodnotách vlastných frekvencií možno vyvodit' analogicky zmenou hmotnosti, čo znamená zmenou hustoty materiálu alebo zmenou jeho geometrie. Zmena materiálu spôsobuje zmenu len tuhosti sústavy a to zmenou Youngovho modulu pružnosti. Pod zmenou geometrie komponentu si v danom prípade možno predstaviť zmenu hrúbky rebier, zmenu počtu rebier na jednom brzdovom disku alebo zmenu zakrivenia, pod ktorým sa rebro tiahne v radiálnom smere brzdového kotúča. Zmeny neskôr uvádzané sú takého charakteru, ktorý predpokladá malú variáciu v celkovej hmotnosti komponentu. Ďalšie zmeny, ktoré by boli v rámci sledovania hmotnosti zložitejšie, sú napríklad zmeny hrúbok trecích plôch brzdového kotúča.

V neposlednom rade je možno premýšľať nad kombináciou jednotlivých zmien s cieľom zachovať hmotnosť a pevnostné vlastnosti kotúča a zároveň korigovať nevyhovujúci vlastný tvar. Treba však podotknúť, že predpovedať posun tvaru v rámci brzdových kotúčov iných rozmerov vyvodený rovnakými zmenami je ťažko realizovateľné. Z tohto pohľadu by bolo zaujímavé vykonať citlivostnú analýzu a zostaviť predikciu posuvov vlastných tvarov spôsobených jednotlivými zmenami geometrie brzdového kotúča. Táto práca sa na komplexnú citlivostnú analýzu nezameriava, keďže tá nie je cieľom tejto diplomovej práce.

2.4 Vlastné 3D modely brzdového kotúča

Pre znázornenie vplyvov zmeny geometrie bol vytvorený parametrický model monolitického brzdového kotúča a model čapového brzdového kotúča. Tieto brzdové kotúče majú rovnaké geometrické parametre, avšak zahŕňajú rozdielne riešenia konštrukcie s použitím zodpovedajúcich reálnych materiálov. Snahou bolo vytvoriť čo najpodobnejšie modely pre preukázanie vyššie spomenutých vplyvov na vlastné frekvencie komponentu. Výhodou parametrických modelov je schopnosť produkovať veľa zmien na kotúči za krátky čas, aj keď za cenu časovo náročnejšieho modelovania. Možnou nevýhodou týchto modelov je neschopnosť vniesť do modelov nové geometrické prvky ako rebrá polovičných dĺžok v radiálnom smere, poprípade nespojité rebrá na protiahlých stenách medzi-rebrovej výplne. Možno povedať, že zmeny v medzi-rebrovej výplni sú možné len v zmysle zmeny počtu rebier, ich uhlovej výseče, radiálnej polohy a polomeru zaoblenia.



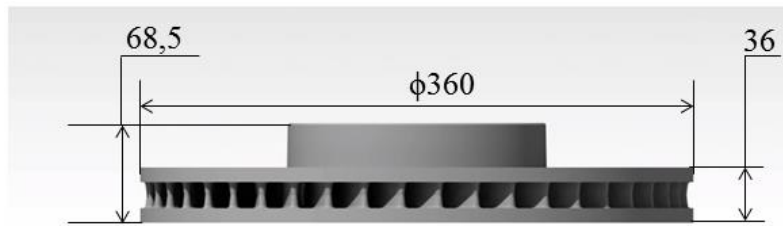
Obrázok 2.4-1 Model monolitického brzdového kotúča v softvériu CATIA

Na obrázku možno vidieť zakótovaný polomer zaoblenia rebra a uhol uhlovej výseče, na ktorej sa rebro zakrivuje. Pomocou takýchto parametrických modelov pre monolit aj čapový disk je možno efektívne generovať brzdové kotúče iných typov s geometricky podobnými prvkami. Následne po vytvorení MKP modelov pre analýzu vlastných tvarov možno porovnať vplyv rovnakých zmien v rámci rôznych typov brzdových kotúčov. Ako referenčné vozidlo, ku ktorému boli vzťahované všetky výpočty bolo zvolené Porsche Cayenne 2011-2014, parametre vid' tabuľka 1., z ktorej boli získané všetky potrebné parametre.

Tabuľka 1. Súhrnné parametre vozidla Porsche Cayenne 2011-2017 [10]

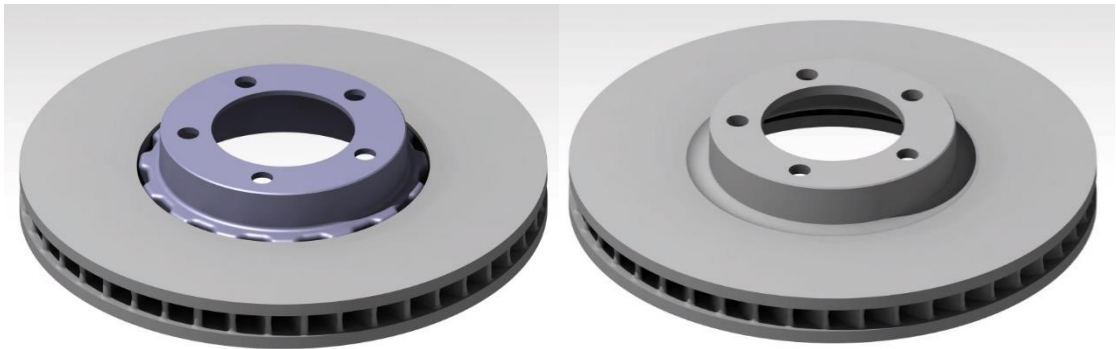
Porsche Cayenne 2011-2017	
Parameter	Hodnota
Začiatková rýchlosť vozidla (v_0)	225 km/h
Kon. rýchlosť vozidla (v)	0 km/h
Spomalenie vozidla ($a_{voz.}$)	7.8 m/s ²
Užitková hmotnosť vozidla (m)	2700 kg
Pomer brzdnych síl k pred. náprave (e)	0.682 (68,2%)
Dynamický polomer kolesa ($r_{dyn.}$)	0,371 m
Rozmer predných brzdových kotúčov vozidla	360mm x 36mm

Ak sa pri komplexnej analýze vlastných tvarov brzdového ústrojenstva vyskytne nestabilita, je potrebné podľa prvej teórie pískania bŕzd (teória A, viď podkapitola 2.2) oddeliť spojené módy. Na účely názorného príkladu zistenia vlastných tvarov a im náležitých frekvencií boli vytvorené 4 modely brzdových diskov rozmerov 360 x 36 s počtom 45 rebier, pričom prvý rozmer udáva priemer disku a druhý hrúbku prstenca trecej časti v milimetroch.



Obrázok 2.4-2 Zakótované hlavné rozmery brzdového kotúča použitého pre výpočet

Modely boli vytvorené pomocou modelovacieho prostredia programu CATIA. Pomocou analýzy vlastných tvarov sa práca snaží ukázať akým spôsobom sa tieto vlastné frekvencie dajú posúvať. Boli vymodelované dva typy brzdových kotúčov v dvoch variantách. Jedná sa o typy monolitu a čapového disku, pričom z oboch boli vytvorené 2 varianty, ktoré mali totožnú geometriu v rebrovanej časti brzdového kotúča. Tým spôsobom bola dosiahnutá podobnosť a poskytla dobrý základ pre adekvátne porovnanie vplyvu geometrie na vlastné frekvencie kotúča.



Obrázok 2.4-3 Vlastné modely čapového disku (vľavo) a monolitu (vpravo) o rovnakých rozmeroch 360x30



Obrázok 2.4-4 Zobrazenie monolitov M1 M2 v hornej časti a čapových diskov C1 C2 v dolnej časti s polomerom rebra 120mm a uhlovými výsekmí 5 stupňov M1, C1 a 20 stupňov M2, C2 sprava doľava

Z 3D modelov vyššie boli následne vytvorené MKP modely. Na to bolo využité prostredie ANSA poskytnuté pobočkou Porsche Engineering Services Services v Prahe. Model monolitu bol z dôvodu úspory času vytvorený z kvadratických štvorstenov, ktoré dokážu diskretizovať model na menší počet elementov. Ešte podstatnejšia je úspora pri vytváraní modelu z pohľadu užívateľa, kde v krátkom čase je možné model vysieťovať v prvkoch kvadratického štvorstena. Čo sa týka brzdového kotúča čapového typu, ten bol hlavne kvôli zložitosti miesta prepojenia čapov s prstencom a tanierom diskretizovaný kvadratickými štvorstenmi.

2.5 Okrajové podmienky a vstupné parametre

Mechanické parametre potrebné pre simuláciu vlastných frekvencií sú:

- Youngov modul,
- Poissonova konštanta,
- hustota.

Príčinou uvažovania Youngovho modulu pri určitej teplote je, že pri simuláciách vlastných tvarov je vykonávaná korekcia teploty práve na tomto module. S teplotou sa teda menia aj vlastné frekvencie.

Všetky materiálové a kontaktné parametre v tejto aj ďalších kapitolách sú uvedené na konci práce ako prílohy.

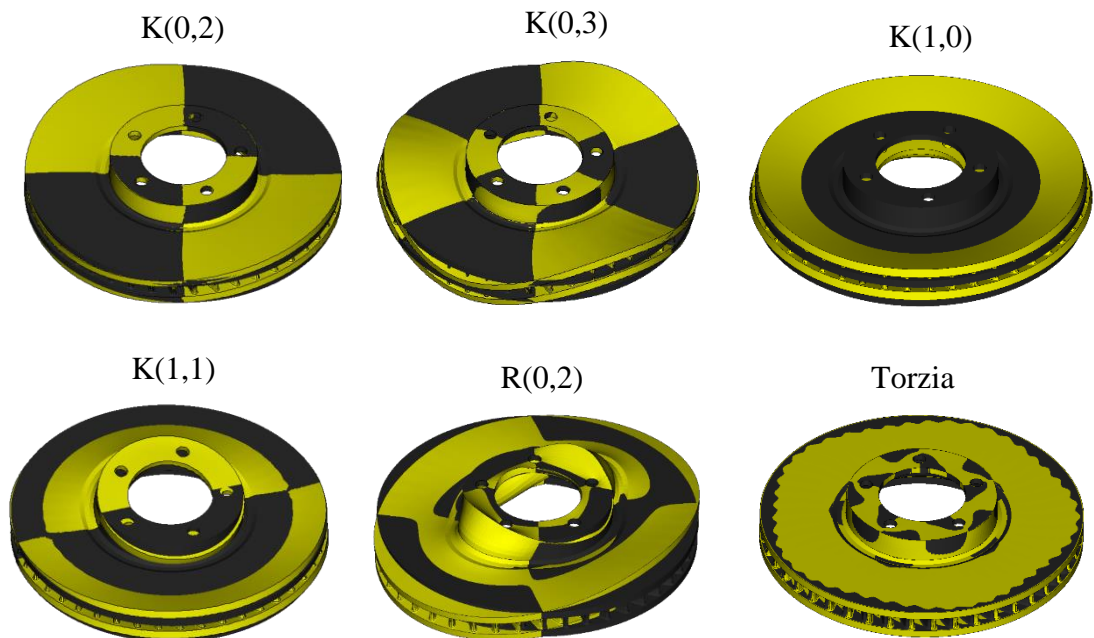
Vlastné tvary boli počítané v programe PERMAS. Pre každú variantu brzdového kotúča sú uvažované dva prípady okrajových podmienok, z ktorých sú počítané vlastné tvary a frekvencie brzdových kotúčov:

- stav voľného uloženia kotúča bez okrajových podmienok silového a posuvného typu,
- stav votknutého uloženia s okrajovou podmienkou posuvného typu vo valcovej oblasti upevnenia brzdového kotúča skrutkami na náboj kola.

Dôvod vykonávania simulácií pri dvoch okrajových podmienkach je taký, že brzdový kotúč býva vybudovaný na vlastné frekvencie zodpovedajúce hodnotám vlastných frekvencií práve medzi týmito dvoma extrémnymi stavmi.

2.6 Výsledky vlastných tvarov a frekvencií

Pre rotačné symetrické súčiastky existuje určitá zaužívaná terminológia pomenovania vlastných tvarov. Výnimkou nie je ani firma Porsche Engineering Services s.r.o. Pre lepšie pochopenie a menej komplikovaný popis bude v práci ďalej používaná táto terminológia.



Obrázok 2.6-1 Popis terminológie vlastných tvarov brzdového kotúča

Obrázok vyššie zobrazuje jednotlivé tvary vlastných frekvencií, pričom v žltej farbe je kotúč v deformovanom stave a vo farbe čiernej tvar nedeformovaného kotúča. Jednotlivým tvarom sú pridelené terminologické skratky.

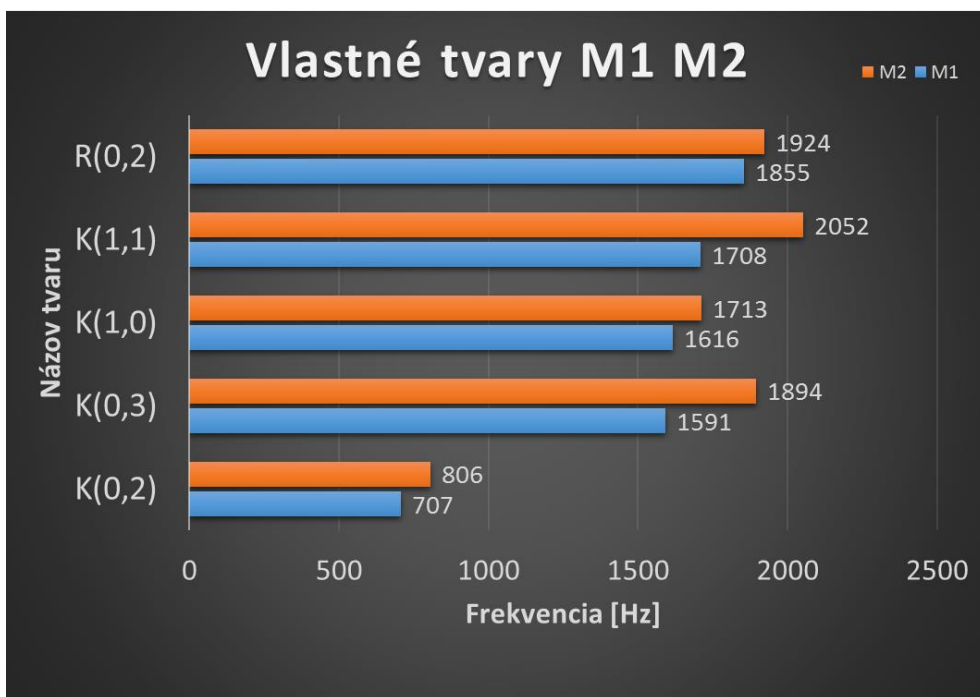
Simulácia je vyhodnotená do veľkosti frekvencie 3000 Hz. Je tak z toho dôvodu, že väčšina párovaných tvarov vzniká práve do takejto hodnoty frekvencie. Aj v rámci názornosti bude jednoduchšie voliť rozsah v rozmedzí takýchto hodnôt. Po výpočte simulácií boli obdržané nasledovné dáta.

V tabuľkách je označených niekoľko vlastných tvarov kódovito. Skratka RBM je od anglického výrazu „*rigid body mode*“ čo je v podstate tvar zodpovedajúci stavu, kedy sa všetky hmoty vychýľujú voči votknutiu spolu ako celok až na miesta s okrajovou podmienkou posuvného typu. Tvary s označením „K“ nesú na prvom mieste číslo zodpovedajúce počtu výchýliek pri kmitaní v axiálnom smere a druhé číslo označuje počet výchýliek pri kmitaní okolo jednej z radiálnych osí. U označenia „R“ sa jedná len o druhé miesto označujúce počet výchýliek po obvode kotúča. Pri tvare R(0,2) ide o tvar tvoriaci elipsu. Tvary „R“ sú oproti tvarom „K“ osovo nesymetrické a vyskytnú sa v analýze vlastných tvarov len raz. Tvar „torzia“ zodpovedá rotačnému kmitaniu okolo axiálnej osi, kedy sa v radiálnom smere brzdový kotúč roztáhuje. Tvar je čiastočne podobný namáhaniu od zotrvačných účinkov pri rotácii kotúča (obrázok 3.1-3).

Tabuľka 2. Výsledné vlastné tvary a frekvencie štyroch variant brzdového kotúča

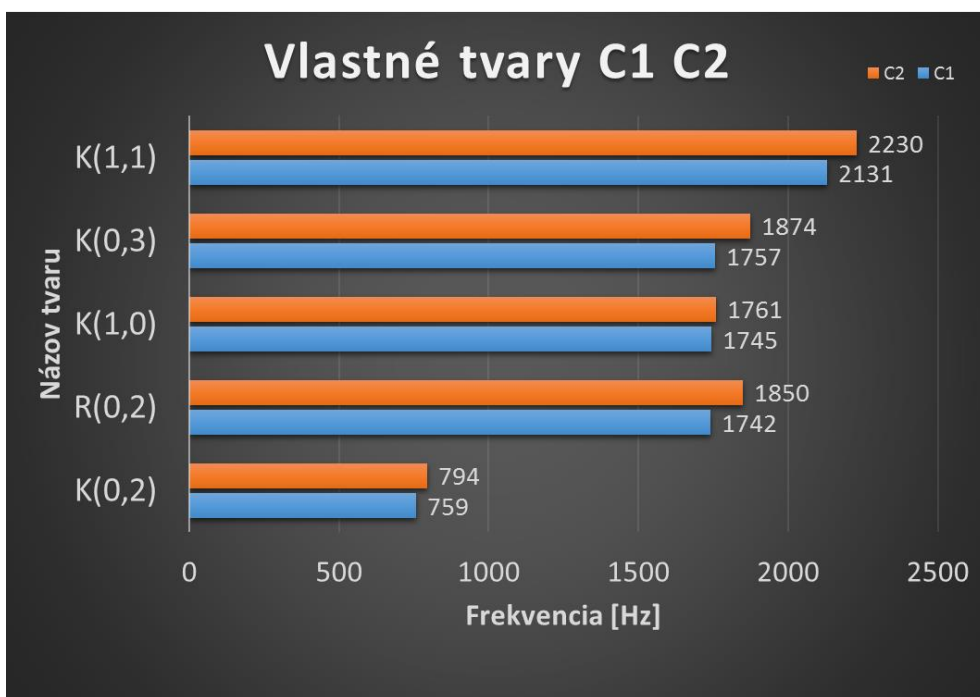
M1				M2				C1				C2			
VOLNÝ		KOTVENÝ		VOLNÝ		KOTVENÝ		VOLNÝ		KOTVENÝ		VOLNÝ		KOTVENÝ	
frek.	tvar	frek.	tvar	frek.	tvar	frek.	tvar	frek.	tvar	frek.	tvar	frek.	tvar	frek.	tvar
707	K(0,2)	393	RBM	806	K(0,2)	474	RBM	759	K(0,2)	420	RBM	794	K(0,2)	431	RBM
707	K(0,2)	393	RBM	806	K(0,2)	474	RBM	759	K(0,2)	422	RBM	794	K(0,2)	431	RBM
1591	K(0,3)	690	RBM	1713	K(1,0)	794	RBM	1742	R(0,2)	714	RBM	1761	K(1,0)	727	RBM
1591	K(0,3)	736	K(0,2)	1894	K(0,3)	862	K(0,2)	1745	K(1,0)	732	Torzia	1850	R(0,2)	770	Torzia
1616	K(1,0)	736	K(0,2)	1894	K(0,3)	862	K(0,2)	1755	R(0,2)	805	K(0,2)	1850	R(0,2)	851	K(0,2)
1708	K(1,1)	996	Torzia	1924	R(0,2)	1014	Torzia	1757	K(0,3)	807	K(0,2)	1874	K(0,3)	851	K(0,2)
1708	K(1,1)	1288	RBM	1924	R(0,2)	1420	RBM	1759	K(0,3)	1046	RBM	1874	K(0,3)	1089	RBM
1855	R(0,2)	1288	RBM	2052	K(1,1)	1420	RBM	2131	K(1,1)	1048	RBM	2230	K(1,1)	1089	RBM
1855	R(0,2)	1596	K(0,3)	2052	K(1,1)	1902	K(0,3)	2138	K(1,1)	1762	K(0,3)	2230	K(1,1)	1881	K(0,3)
2487	K(0,4)	1596	K(0,3)			1902	K(0,3)	2835	K(0,4)	1764	K(0,3)			1881	K(0,3)
2487	K(0,4)	2116	R(0,2)			2284	R(0,2)	2837	K(0,4)	1903	R(0,2)			2037	R(0,2)
2744	K(1,2)	2116	R(0,2)			2284	R(0,2)			1915	R(0,2)			2037	R(0,2)
2744	K(1,2)	2489	K(0,4)			2893	K(1,0)			2568	K(1,0)			2565	K(1,0)
2881	Tanier	2489	K(0,4)							2836	K(0,4)			2955	K(1,1)
		2628	K(1,0)							2837	K(0,4)			2955	K(1,1)
		2698	K(1,1)							2901	K(1,1)				
		2698	K(1,1)							2902	K(1,1)				
m(M1) = 13.68				m(M2) = 14.11				m(C1) = 13.24				m(C2) = 13.48			

Z tabuľky 2. popisujúcej vlastné tvary a frekvencie je badateľné, že varianta typu čapového disku je viditeľne ľahšia než varianta monolitu a v skutočnosti sú pri lepšom prevedení geometrie dosiahnuté ešte nižšie parametre hmotnosti. V prípade porovnania zmeny geometrie v rámci jedného typu brzdového kotúča dostávame nasledovný graf pre monolitu a ich voľné uloženie.



Graf 1. Porovnanie vlastných frekvencií monolitu M1 a M2 pre voľné uloženie

Pre porovnanie posuvu vlastných tvarov v hodnotách frekvencie pre typ čapového disku vo voľnom uložení dostávame graf 2. nižšie. V ňom možno na rovnakých vlastných tvaroch ako u monolitov pozorovať tie isté posuvy.

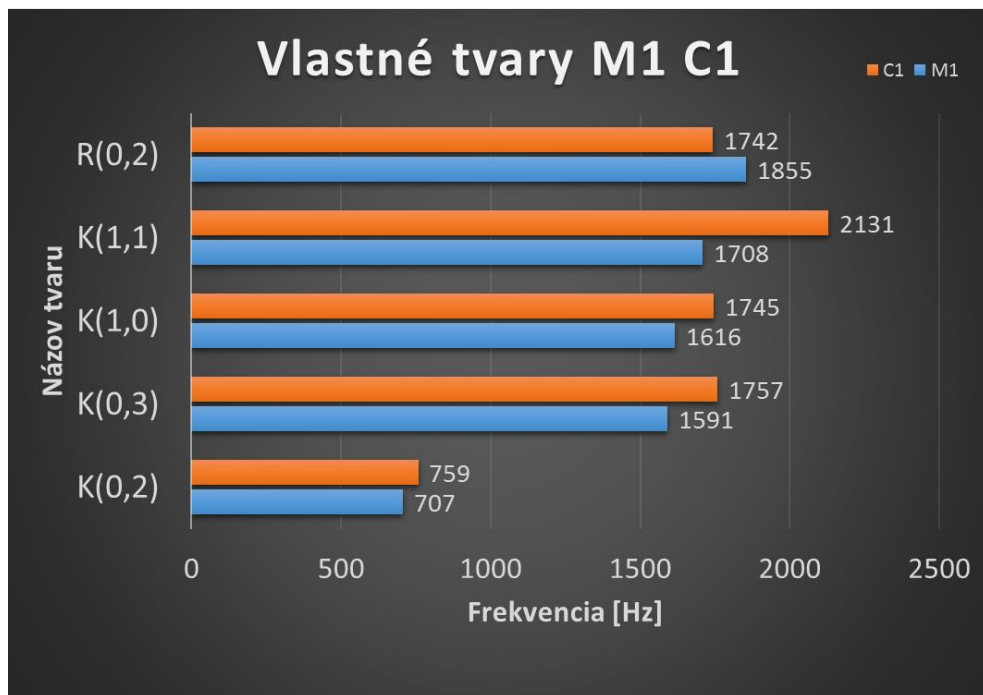


Graf 2. Porovnanie vlastných frekvencií čapového disku C1 a C2 pre voľné uloženie

Možno si všimnúť, že rovnaká zmena v rebrovaní vyvodila na oboch variantách porovnateľné zmeny v hodnotách niekoľko desiatok hertz vlastných frekvencií. Aj napriek

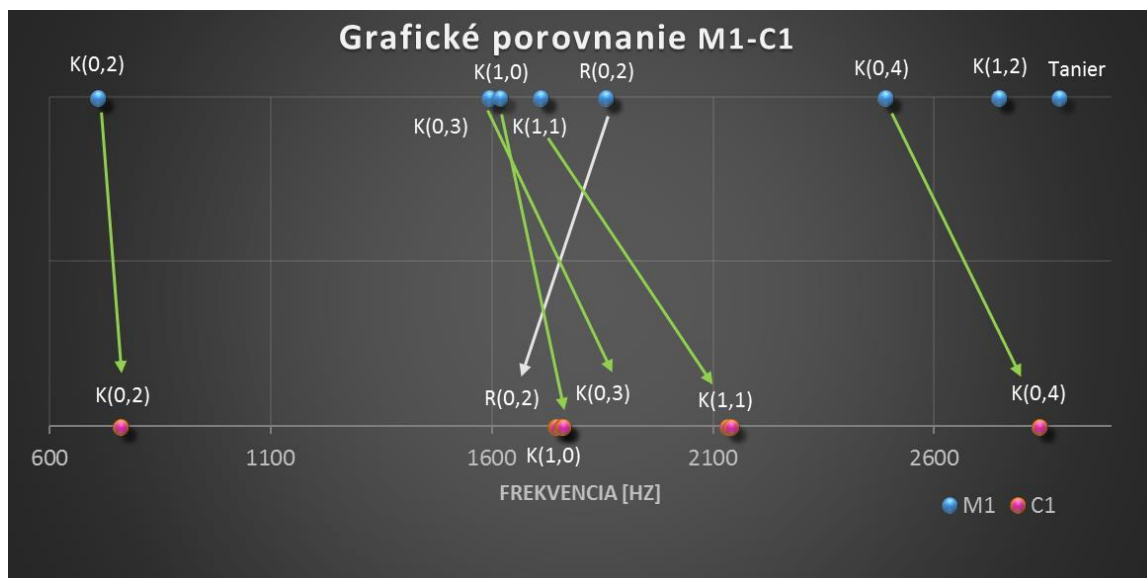
rozdielnej geometrii v oblasti prechodu, bolo dosiahnuté rovnakého posuvu hodnôt vlastných frekvencií, čo je pozitívne.

Práca znázorňuje, že cestou cielenej zmeny v topológii brzdového kotúča možno prediktívne dosiahnuť požadovaných zmien v oblasti vlastných frekvencií tvarov a efektívne tak posunúť a potlačiť daný tvar podieľajúci sa na nestabilite v kontaktnej ploche trenia. Pri porovnaní dvoch rozdielnych typov kotúčov s rovnakou geometriou zahnutia rebier dostávame porovnanie.



Graf 3. Porovnanie vlastných frekvencií monolitu M1 a čapového disku C1 pre voľné uloženie

V takomto prípade dostávame úplne odlišné hodnoty frekvencií vlastných tvarov ovplyvnené hlavne topológiou napájania sa čapov na prstenec a absenciu prechodového hrdla prstenca na tanier, ako tomu je u monolitu.



Graf 4. Posuv vlastných tvarov v rámci monolitu M1 a čapového disku C1 pre voľné uloženie

Ako je možné si všimnúť z grafického porovnania, zmena disku z monolitu na čapový disk by sa prejavila posuvom vlastných tvarov do vyšších frekvencií u voľného uloženia. Taktiež je možné si všimnúť, že tvary R(0,2); K(0,3) a K(1,0) sú pri verzii čapového disku bližšie k sebe. Takéto blízke zoskupenie tvarov však nemá vplyv na pískanie brzd, ak by sa samozrejme nepárovali s vlastným tvarom iného komponentu ako napríklad brzdovej platničky.

2.7 Zhodnotenie analýzy vlastných tvarov a frekvencií

Z pohľadu vlastných tvarov nemožno odôvodniť použitie čapového disku inak ako z dôvodu nižšej hmotnosti. V praxi sa totiž problém nerieši výberom iného typu brzdového kotúča a tak je lepšie uviesť, že toto porovnanie medzi dvomi typmi brzdového kotúča bolo vykonané skôr z dôvodu názornosti vplyvu geometrie a konštrukcie, než účelovosti odstránenia pískania.

Pre úplnosť problematiky vlastných tvarov je potrebné uvedomiť si, že mechanické vlastnosti kotúča nie sú nikdy ideálne konštantné. Možný vplyv na veľkosť vlastných frekvencií môže byť z dôsledkov technologických, kedy sa môže jeden brzdový kotúč od druhého máličko líšiť. Taktiež treba počítať so zmenou mechanických vlastností opotrebením v priebehu životného cyklu komponentu. Nie menej podstatný vplyv na vlastné frekvencie má teplota. Tá priamo ovplyvňuje Youngov modul. Ten je vyjadrený ako napätie k pomernému predĺženiu vyvolanému týmto napätím z pôvodnej dĺžky telesa. Z toho dôvodu sa pri znalosti pracovných teplôt brzdového kotúča vykonávajú výpočty vlastných frekvencií v zásade pri niekoľkých variáciách Youngovho modulu. Youngov modul s teplotou klesá a je popísaný vzťahom:

$$E = E_0 - BT^{(-\frac{Tm}{T})} \quad (5)$$

Kde E_0 je Youngov modul pri teplote 0 Kelvin, B T_M sú parametre závisiace na materiáli a T je absolútna teplota. Vo všeobecnosti sa však namiesto prepočítavania podľa vzťahu používa rovno závislosť nameraná. Dostupnosť je možná v zdrojoch knižných alebo elektronických a s jej znalosťou je možno hodnoty vnieť do modelu tabuľkovo [11].

Preto je pri zisťovaní pískania rovnako potrebné uvažovať tieto vplyvy a výpočty vlastných tvarov a frekvencií vykonávať v spektre možných variovaných parametrov, aby bol zdroj problému podchytený správne.

Pre rozsiahlosť problému analýzy vlastných tvarov sa ďalej riešia všetky komponenty podvozkovej zostavy v jednej komplexnej analýze. A až z výsledkov takejto simulácie je možno zhodnotiť postup pre riešenie prítomného pískania bŕzd.

Ukázalo sa, že zmenou geometrie boli dosiahnuté zmeny vo vlastných frekvenciách daných tvarov a tým pádom by boli dané spárované módy spôsobujúce pískanie rozladené. Jedná sa teda o efektívny spôsob vysporiadania sa s pískaním bŕzd u automobilov.

3. Analýza pevnostného namáhania brzdového kotúča

Analýza pevnostného namáhania spôsobeného lokálne pôsobiacimi silami na komponent je ďalšou z možných analýz, ktoré možno vykonať. Namáhanie týchto síl má tendenciu spôsobovať napätia nad medzou klzu materiálu, čo sa môže odraziť na poškodení materiálu brzdového kotúča. Táto časť práce má objasniť, ako sa modeluje takýto typ namáhania a aké výsledky namáhania možno očakávať.

V brzdovom kotúči možno nájsť niekoľko druhov silového namáhania a to od brzdnych trecích síl ako aj od zotrvačných účinkov telesa a v neposlednom rade aj dynamického silového namáhania v prevádzke. Pre názornosť budú vyšetrené prvé dva prípady namáhania s využitím numerického programu ABAQUS.

3.1 Odstredivé sily

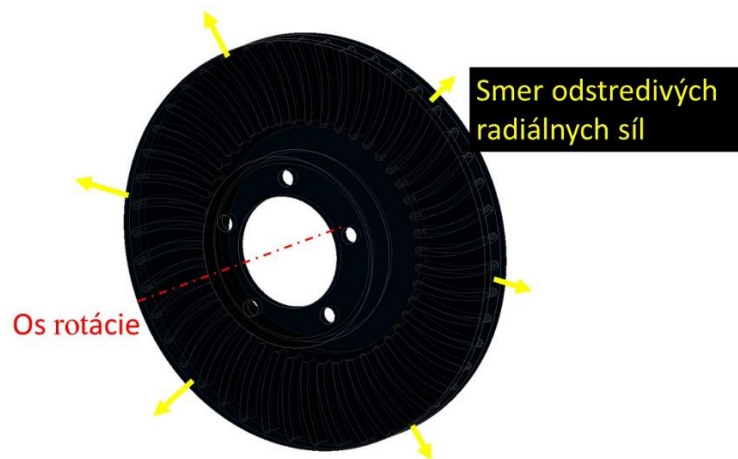
Už samotná rotácia brzdového kotúča spôsobuje, že na jednotlivé hmotnostné elementy brzdového kotúča pôsobia sily, ktorých veľkosť je úmerná uhlovej rýchlosti otáčania brzdového kotúča. Odstredivé zrýchlenie je dané vzťahom:

$$a_{od.el} = \omega^2 * R_{el} \quad (6)$$

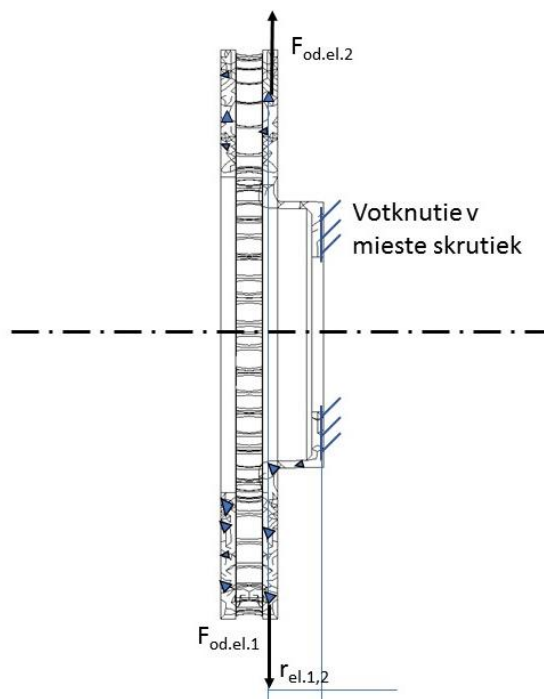
kde ω je uhlová rýchlosť a R_{el} polomer vzdialenosti ťažiska elementu od osi rotácie. Potom pre odstredivú silu pôsobiacu na hmotný element $F_{od.el}$ platí:

$$F_{od.el} = a_{od.el} * m_{el} \quad (7)$$

Smer pôsobenia týchto síl je radiálny kolmo na os rotácie smerom von zo stredu. Z bočného prierezu brzdového kotúča je zrejmé, že radiálne sily pôsobiace na ramene o veľkosti výšky taniera spôsobujú ohyb brzdového kotúča vzhľadom k votknutiu v mieste uchytenia skrutkami. Z toho dôvodu existuje obava o zvýšené namáhanie v hrdle disku pre spojené namáhanie od ťahu a šmyku spôsobených odstredivými silami, pôsobiacich na brzdový kotúč.

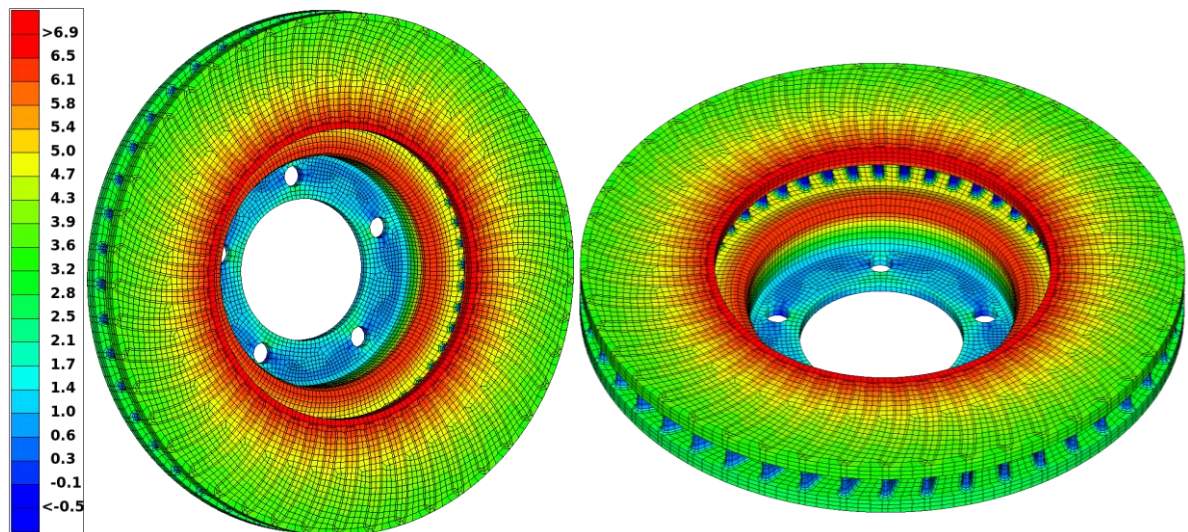


Obrázok 3.1-1 Zobrazenie pôsobenia odstredivých síl v radiálnom smere od osi rotácie

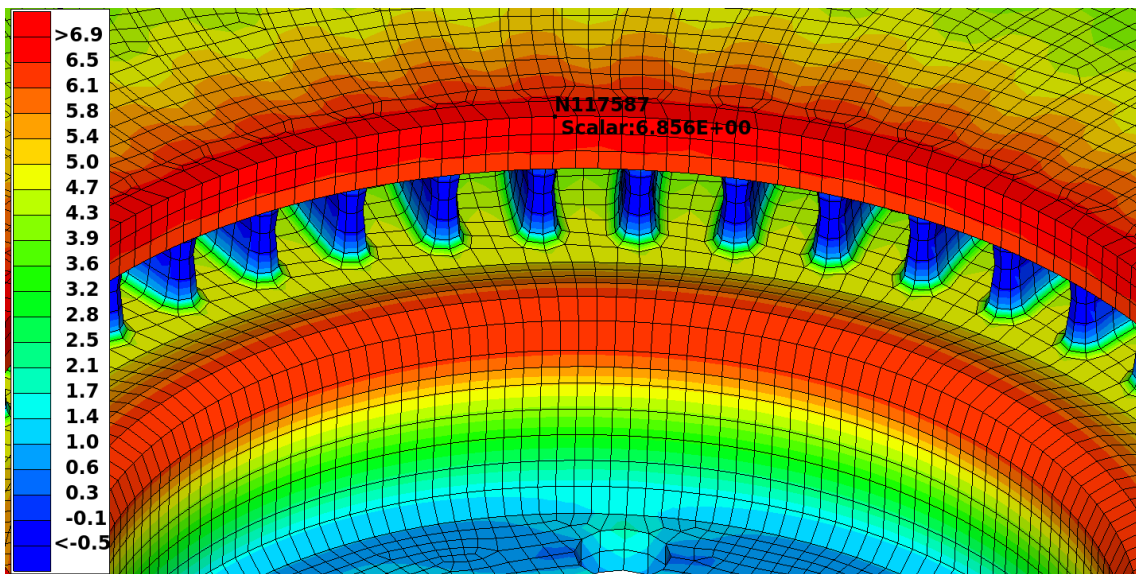


Obrázok 3.1-2 Znázornenie odstredivých síl na myslené elementy 1 a 2 v axiálnom pohľade

Všetky výsledky v tejto kapitole aj všetkých ďalších venujúcim sa napätiam sú vyhodnocované ako napätia redukované podľa teorému HMM (Huber, Mises, Henckey).



Obrázok 3.1-3 Výsledky redukovaného napätia od odstredivého zrýchlenia na elementy brzdového kotúča



Obrázok 3.1-4 Zobrazenie maximálneho redukovaného napätia na prstenci monolitu od odstredivého zrýchlenia

Ako je vidieť z obrázka pre maximálne napätie od odstredivého zrýchlenia, maximum je na vnútornej časti prstenca brzdového kotúča na vnútornom polomere. Zároveň je vidieť, že predpoklad druhých najväčších hodnôt napätia na krku brzdového kotúča sa potvrdil. Najväčšie napätie 6,86 MPa vzniká ako redukované napätie v mieste so zvýšeným namáhaním na ťah vplyvom veľkej tuhosti prstenca a vydutím vnútornej časti hrdla vplyvom jeho ohybu.

Odstredivá sila je zanedbateľne malá v porovnaní s namáhaním od brzdneho momentu vyvedeného trením platničky o kotúč (viď kapitola 3.2). Tento rozdiel je tak veľký, že sa v praxi namáhanie od odstredivých síl na brzdovom kotúči neuvažuje. Je však pozitívne, že bol tento vplyv v práci zhodnotený a namáhanie bolo uvedené na praktickom prípade.

Analýza tak doplňuje komplexný rozsah práce v oblasti výpočtov v metóde konečných prvkoch.

3.2 Brzdny moment

Ako bolo spomenuté, pri brzdení pohybujúceho sa vozidla, sa snaží strmeň pevne upevnený o rám vozidla uviesť do statického stavu aj brzdový disk kola. Je vhodné uviesť, že brzdový kotúč je namáhaný momentom od trecích síl z oboch strán brzdového kotúča a z toho dôvodu je potrebné zaviesť brzdny moment z oboch strán zodpovedajúci trecím silám na týchto plochách. Ďalej je potrebné uvedomiť si, akým spôsobom bude namáhanie vnášané do brzdového kotúča. Pri pôsobení trecích síl na elementoch kontaktných plôch medzi brzdovou doštičkou a brzdovým diskom vznikajú elementárne krútiace momenty na daných polomeroch. Taktiež je známe, že elementy trenia nachádzajúce sa na kružnici s väčším polomerom rotujú rýchlejšie pri danej kruhovej rýchlosti.

Trecia sila na jednom elemente je daná tlakom, ktorý pôsobí na plochu elementu, ďalej samotnou veľkosťou tejto plochy a v neposlednom rade koeficientom trenia medzi kontaktnou dvojicou. Je však známe, že tlak pod platničkou nie je konštantný, ale je daný hlavne tuhosťou trecieho materiálu, oceľovej platničky, tlakom v brzdovej sústave, plochou piestikov, ich počtom a geometriou. Z toho vyplýva, že tlak pod brzdovou platničkou má vo všeobecnosti nekonštantný priebeh a je možné očakávať najväčšie hodnoty práve v miestach trecieho obloženia pod kontaktom piestika s oceľovou platničkou.

Z vyššie uvedeného možno povedať, že lokálne zvýšené tlaky by vyvolali na prstenci kotúča zvýšené trecie sily. Bolo zistené, že aj v prípade zvýšených tlakov sú však tieto sily príliš malé, aby v kontaktnej ploche vyvodili napätie blízke kritickému napätiu namáhania komponentu. Zvýšené napätie bude pozorovateľné opäť v miestach zúženia brzdového kotúča, kde bude lokálne zvýšená „hustota toku“ namáhania od krútiaceho momentu pričom sa opäť jedná o oblasť krku brzdového kotúča. Obzvlášť väčšie namáhanie môže byť pozorované u typu čapového disku, kde je hrdlo tvorené čapmi vchádzajúcimi do prstena tvoreného zo šedej liatiny.

3.2.1 Vytvorenie simulačného modelu brzdneho momentu

Miesto pôsobenia momentu od brzdovej trecej sily je závislé na čase a so zmenou polohy odvalovaného kola mení svoju polohu pôsobenia na brzdový kotúč. Je uvažovaný extrémny prípad namáhania a to pri maximálnom spomalení vozidla na medzi adhézie. Namáhanie sa odohráva vo veľmi malom časovom okamihu a preto je možné predpokladať stav, kedy sa brzdová doštička „zakusne“ do kotúča a začne ho v danom mieste namáhať silou zodpovedajúcou momentu pod kolesom. Ak je zamedzené rotácii kola, odpadá namáhanie od odstredivého zrýchlenia, lebo okamžitá uhlová rýchlosť je v momente zastavenia kotúča rovná nule.

V prípade veľmi rýchleho zastavenia kola je však vyvodený stav, kedy je brzdový kotúč extrémne rýchlo spomalený. To znamená pôsobenie veľmi veľkého spomalenia na nielen ústrojenstvo brzdového kotúča ale aj všetkých rotujúcich hmôt, ktoré sú s kotúčom

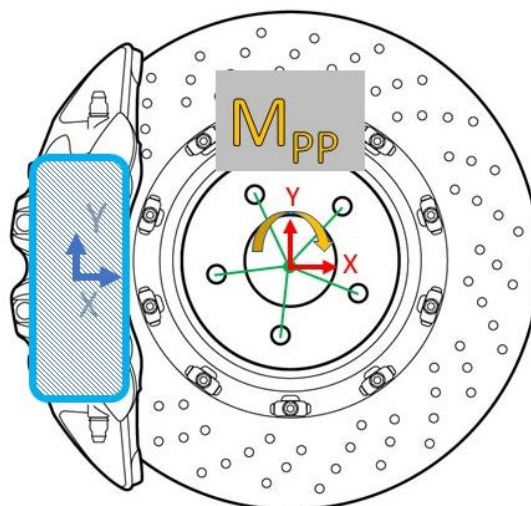
spojené. Jedná sa napríklad o pneumatiku, ráfik kolesa, skrutky kolesa, náboj, vnútorné časti ložísk a časti valivých elementov. Pri nápravách hnacích aj hnacích (kardanový) hriadeľ a ozubené kolesá s ich rotujúcimi hmotami. Pre simuláciu takéhoto dodatočného namáhania od spomalenia rotačných hmôt by bolo nutné vytvoriť zvlášť simuláciu s modelom kotúča, pre ktorý je požiadavka zistiť napätia. Následne by bola potrebná znalosť momentov zotrvačností rotačných komponentov a priebeh spomalenia v závislosti na čase. Zo znalosti týchto parametrov by následne mohli byť z maximálnej hodnoty uhlového spomalenia vypočítané sily pôsobiace v krátkom časovom okamihu na brzdový kotúč a k nim dodatočne zavedené namáhanie od momentu vznikajúceho pod pneumatikou.

V dnešnej dobe k takémuto stavu nedochádza vďaka asistenčnému systému ABS, ktorým dnes musí disponovať každé osobné vozidlo predávané na európskom trhu a preto sa jedná o prípad, ktorý by v skutočnosti nikdy nenastal. Systém ABS kontroluje proces brzdenia tak, aby sa kolesá automobilu nezablokovali. Z toho vyplýva, že rotačné hmoty sú síce spomaľované zodpovedajúcim uhlovým spomalením avšak vo väčšej časovej oblasti zodpovedajúcej rádovo skôr sekundám než desiatkam sekúnd.

Uvažovaním extrémneho prípadu namáhania „zakusnutím“ sú potrebné zjednodušenia, ktoré majú sklon pridávať alebo odoberať na namáhaní brzdového kotúča s cieľom zjednodušiť simuláciu a znížiť drahý výpočtový čas. Zatiaľ čo extrémny prípad zablokovania počíta s vyšším namáhaním, nezohľadňuje sa vplyv spomalenia rotačných hmôt ani odstredivého zrýchlenia. Aj takéto úvahy naznačujú akým spôsobom by mal výpočtár uvažovať a vo veľa prípadoch sa snažiť modelovať realitu zjednodušene a dostatočne vystihujúco, aby zachytil hlavné silové vplyvy, ktoré súčiastku namáhajú.

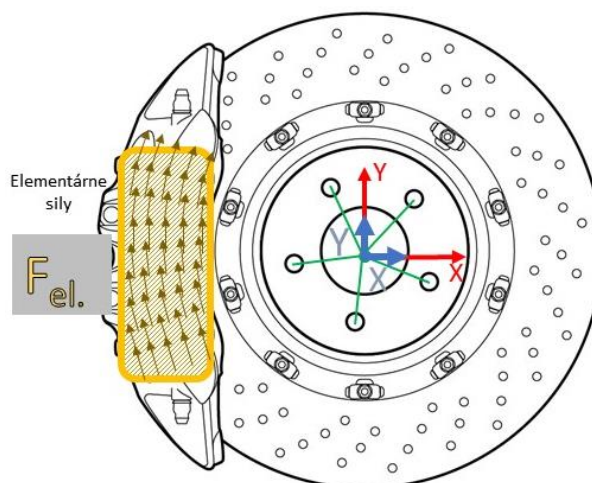
Existujú dva prístupy ako uvažovať namáhanie od tohoto momentu:

- Odobraním stupňov voľnosti miestam kontaktu, pričom tieto valcové plochy dier skrutiek sú naviazané cez dokonale tuhé väzby na bod ležiaci na osi rotácie. Tomuto bodu sú následne odobrané všetky stupne voľnosti okrem rotácie a je do neho vnesené namáhanie práve vypočítaným krútiacim momentom M_{FL} . Tento bod je ale možné taktiež naviazať na nosník tuhosti, ktorému budú odobrané vyššie spomínané stupne voľnosti. Tuhosť by mala byť buď výrazne vyššia oproti tuhosti materiálu, alebo najlepšie keby bola modelovaná o tuhosti uloženia náboja v nosiči kolesa. Výhodou tohoto prístupu je možnosť modelovať tuhosť uloženia, čo má vplyv na veľkosť vyosenia osi rotácie z pôvodnej polohy pri namáhaní. To ovplyvňuje samotné namáhanie kotúča krútiacim momentom.



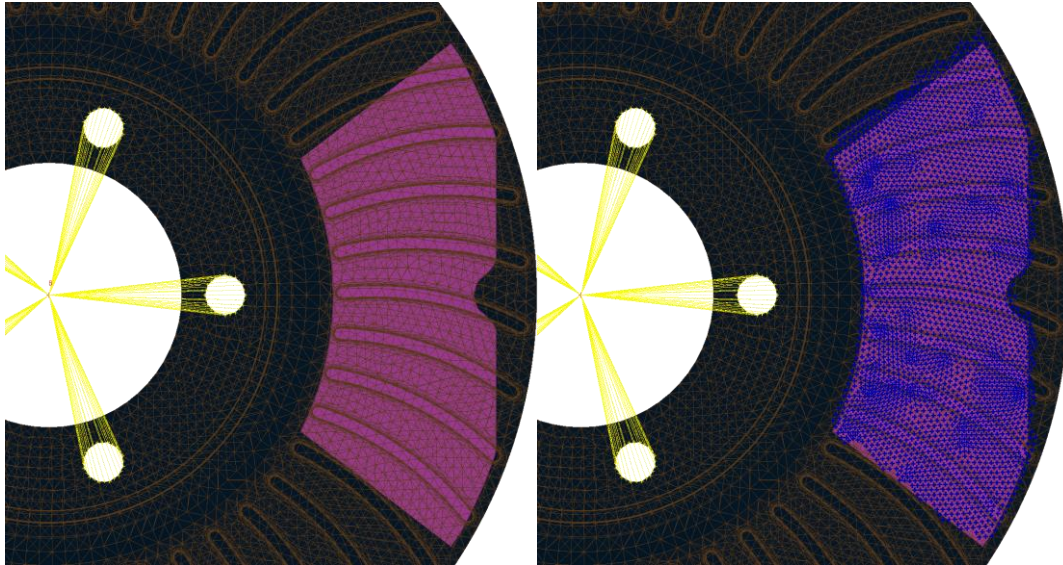
Obrázok 3.2-1 Namáhanie brzdového kotúča krútiacim momentom v 2D zobrazení - varianta A [12]

- Druhým prístupom je možnosť odobrania stupňov voľnosti bodu, na ktorý sú naviazané valcové plochy vo všetkých stupňoch voľnosti. Kotúč tak bude namáhaný elementárnymi trecími silami v bodoch elementov účastniacich sa na trení. Pre takýto model je potrebné vypočítať náhradnú veľkosť sily, ktorá pôsobí na náhradnom polomere. Následne je možné silu podeliť počtom uzlov na vybraných plochách elementov a takto vydelenú silu zaviesť na všetky elementy. Dôležité je taktiež, aby sieť elementov v kontaktnej ploche bola možno čo najrovnomernejšia, inak by mohlo dochádzať k lokálne väčšiemu namáhaniu v miestach s jemnejšou sieťou.



Obrázok 3.2-2 Namáhanie brzdového kotúča krútiacim momentom v 2D zobrazení - varianta B [12]

Pre vytvorenie simulačného modelu podľa druhej možnosti sa postupuje nasledovne. V mieste skrutiek doliehajúcich na valcové dotykové plochy kotúča sú odoberané stupne voľnosti cez nadviazanie týchto bodov na stred otáčania cez dokonalo tuhú väzbu. V strede ležiacom ľubovoľne na osi rotácie kotúča sa následne odoberú všetky stupne voľnosti pre zamedzenie pohybu.



Obrázok 3.2-3 Znáznornenie postupu výberu bodov s okrajovou podmienkou pomocou polohy trecieho obloženia a s väzbou valcových plôch v strede kotúča

Pri znalosti geometrických rozmerov brzdovej platničky a jej stálej polohy voči kotúču je možné a postačujúce, odhadom vybrať povrchové plochy elementov kotúča, ktoré sa zúčastnia kontaktu. Totiž nie vždy je možné sieť komponentov sieťovať tak, aby sa vonkajší obrys kontaktu jednej súčiastky prejavil ako hranica na elementoch druhej plochy.

V prípade ale, že by bola možnosť a čas modelovať MKP model komponentov týmto spôsobom, jednalo by sa o ideálny spôsob, ako si uľahčiť výber tejto kontaktnej plochy a jej elementov. Tento proces je potrebné zopakovať pre obe strany brzdneho kotúču. Ak následne bude vypočítaný brzdový moment, je možné vypočítať celkovú silu pôsobiacu na určitom polomere od osi rotácie.

Najprv je potrebné si z kinetickej energie vozidla vypočítať brzdnu dráhu. Požadované vstupy sú uvedené v tabuľke 1.

$$E_{kin.voz.} = \frac{1}{2} * m * (v_0 - v)^2 \quad (8)$$

$$E_{kin.voz.} = \frac{1}{2} * 2700 * \left(\frac{225}{3.6} - 0\right)^2$$

$$E_{kin.voz.} = 5273437,5 \text{ J}$$

Následne možno vypočítať dráhu, ktorú prejde brzdiace vozidlo, kým nedosiahne rýchlosť $v=0$. Vieme, že výsledná sila pôsobiaca na teleso je rovná podľa Newtonovho druhého zákona hmotnosti telesa a súčinu jeho zrýchlenia. Po prenásobení sily dráhou je obdržaná práca, ktorú sila koná. Tá musí byť rovná kinetickej energii telesa.

$$m * a_{voz.} * d = E_{kin.voz.} \quad (9)$$

$$d * F_{celk.} = E_{kin.voz.}$$

$$d = \frac{E_{kin.voz.}}{F_{celk.}} \quad (10)$$

$$d = \frac{5273437,5}{21060}$$

$$d = \frac{5273437,5}{2700 * 7,8}$$

$$d = 250 \text{ m}$$

Ak poznáme aj hodnotu celkovej sily 21 060 N vieme vypočítať brzdňú silu pod prednou nápravou F_P ako:

$$F_P = F_{celk.} * e \quad (11)$$

$$F_P = 21\ 060 * 0,682$$

$$F_P = 14363 \text{ N}$$

kde e je pomer celkovej brzdnej sily k brzdnej sile pod prednou nápravou.

Pre silu pod predným pravým kolesom F_{PP} platí vzťah:

$$F_{PP} = \frac{F_P}{2} \quad (12)$$

$$F_{PP} = 7181 \text{ N}$$

A konečne je získaný krútiaci moment pôsobiaci na kolese o dynamickom polomere r_{dyn} :

$$M_{PP} = F_{PP} * r_{dyn} \quad (13)$$

$$M_{PP} = 7181 * 0,371$$

$$M_{PP} = 2664 \text{ Nm}$$

Následne je ešte potrebné vypočítať sily vkladané do jednotlivých bodov. Náhradný polomer r_n vypočítame podľa vzťahu:

$$r_n = \frac{2}{3} \left(\frac{r_i^3 - r_o^2}{r_i^2 - r_o^2} \right) \quad (14)$$

Z toho r_i a r_o sú menovite vnútorný a vonkajší polomer s hodnotami $r_i = 0,104 \text{ m}$ $r_o = 0,176 \text{ m}$, medzi ktorými dochádza k treniu. Náhradný polomer sa teda po dosadení hodnôt rovná:

$$r_n = 0,14309 \text{ m}$$

Pri znalosti momentu a náhradného polomeru je možné dopočítať veľkosti síl v uzloch, ktoré vytvárajú elementárne sily v trecom kontakte:

$$F_n = \frac{M_{PP}}{r_n} \quad (15)$$

$$F_n = 18618 \text{ N}$$

Vypočítaná sila je následne rozdelená dvomi a to kvôli každej strane prstenca, na ktorej trenie prebieha. Následne je táto sila rozdelená prislúchajúcim počtom bodov, ktoré sú na trecej kontaktnej ploche. Pre vybraný počet bodov na vnútornej strane $N_i = 3575$ a vonkajšej $N_o = 3596$ sú vypočítané veľkosti síl v uzloch pre obe strany ako:

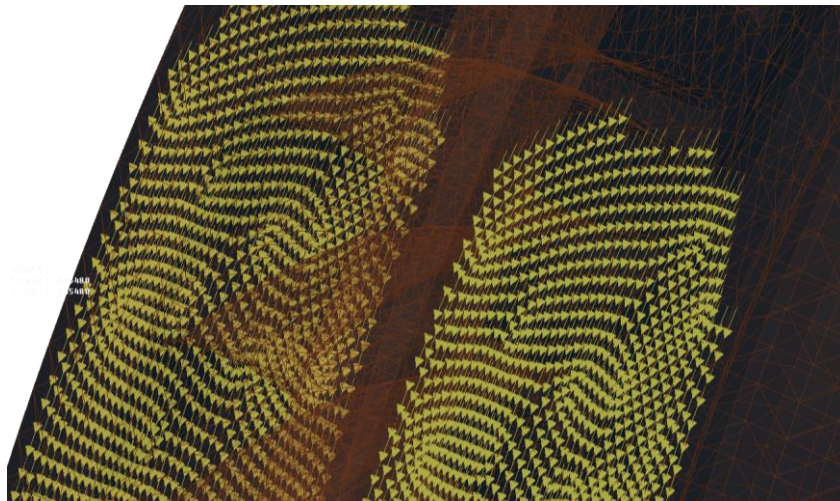
$$F_i = \frac{F_n}{2 * N_i} \quad (16)$$

$$F_i = 2,6039456 \text{ N}$$

A analogicky pre vonkajšiu stranu:

$$F_o = \frac{F_n}{2 * N_o} \quad (17)$$

$$F_o = 2,588739 \text{ N}$$



Obrázok 3.2-4 Zobrazenie pôsobenia elementárnych síl pôsobiacich tangenciálne k polomeru vzdialenosti od osi rotácie

Pred zaťažením týmito silami je potrebné zadefinovať do simulačného modelu cylindrický súradný systém s počiatkom na osi rotácie a osou z rovnobežne s osou rotácie. Následne je potrebné priradiť tento súradný systém a to minimálne uzlom trecích elementov, na ktorých je zavedené silové namáhanie. Ak by bol tento krok vynechaný, neboli by body zaťažované tangenciálne, ale všetky by mali rovnaký smer osi karteziánskeho súradného systému. To by samozrejme neodrážalo realitu, lebo pri brzdení sú všetky body v kontaktnej

ploche zaťažované tangenciálne z dôvodu, že trenie prebieha na kontaktných plochách odvaľovaných po kružniciach.

Po vyriešení okrajových podmienok je nutné dodať do systému všetky parametre materiálov v modeli a ich vlastností. V našom prípade sa stále jedná o šedú liatinu.

Materiálové parametre vstupujúce do pevnostného namáhania sú:

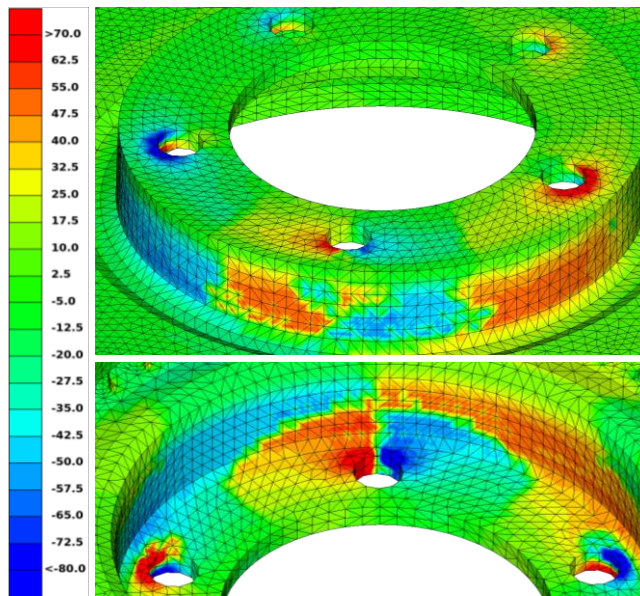
- Youngov modul,
- Poissonova konštanta.

Následne je po vnesení všetkých parametrov do simulačného modelu vykonaná pevnostná simulácia vo výpočtovom programe ABAQUS.

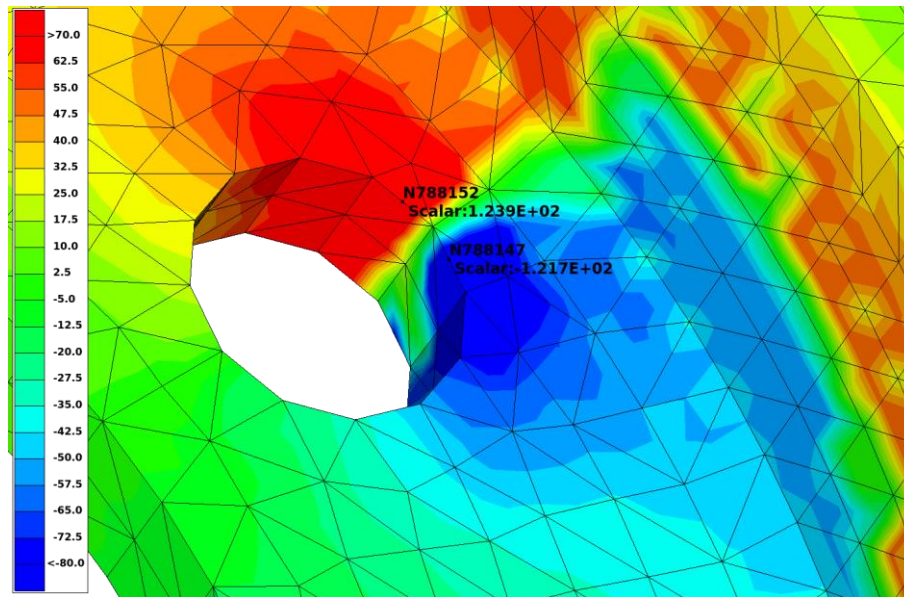
3.2.2 Výsledky pevnostného namáhania od brzdného momentu

Po vykonaní simulácie dostávame priamo výsledky s výsledným maximálnym silovým namáhaním v oblasti skrutiek. Z redukovaného napätia podľa hypotézy HMH so znamienkom sú pozorované maximálne hodnoty do 124 MPa.

Z výsledkov simulácie si je možno všimnúť miesto dier pre skrutky, kde dochádza k väčším redukovaným napätiam. Taktiež možno pozorovať zvýšené namáhanie na krku kotúča v blízkosti zaťaženia brzdným momentom. Miesto maximálneho redukovaného napätia je na votknutej valcovej ploche najbližšie k tangenciálnym silám na prstenci.



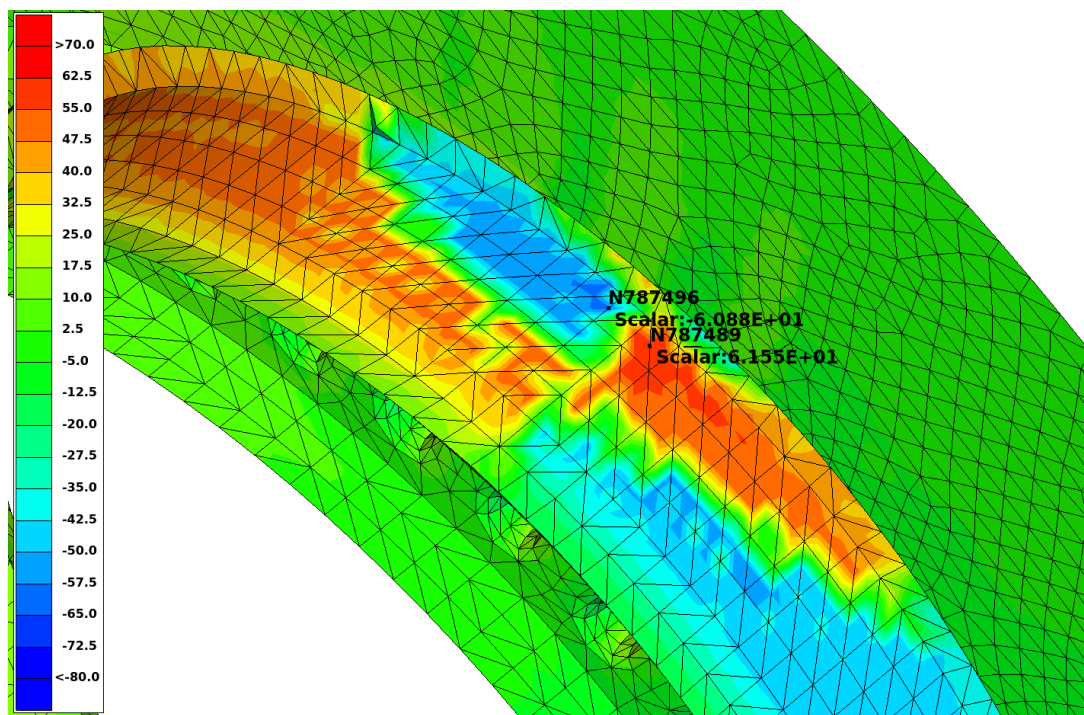
Obrázok 3.2-5 Zobrazenie napätí vznikajúcich na brzdnom kotúči od brzdného krútiaceho momentu



Obrázok 3.2-6 Valcová plocha s maximálnym redukovaným napätím vplyvom krútiaceho momentu 123,9 MPa v ťahu a 121,7 MPa v tlaku

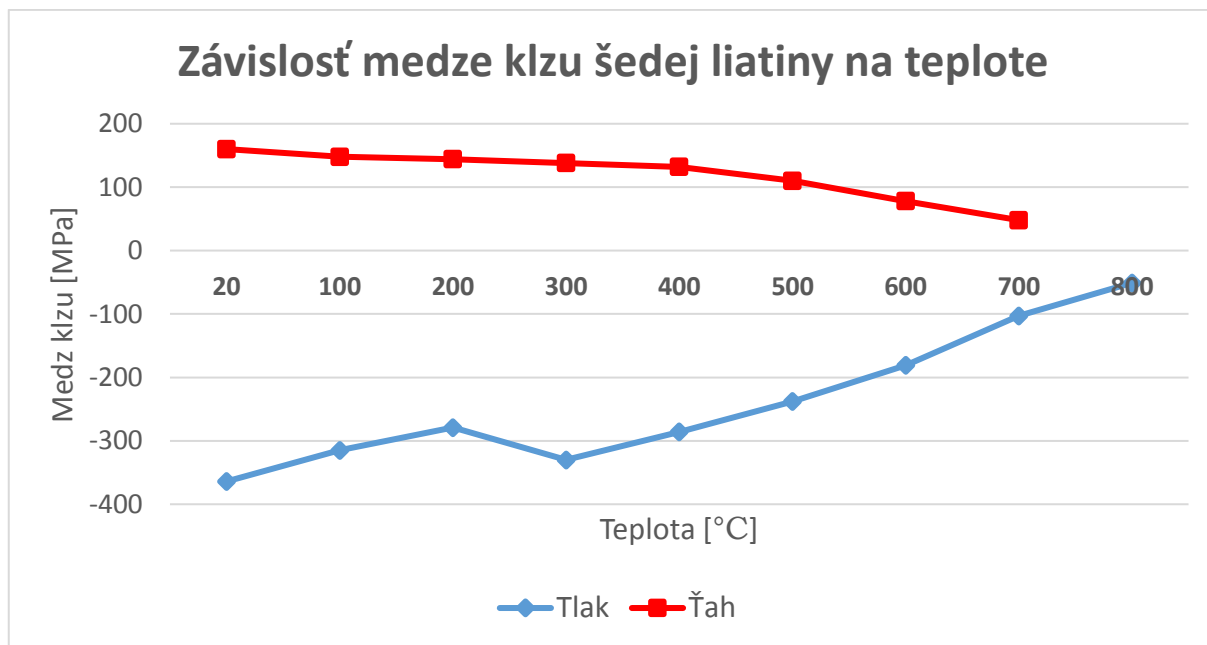
Redukované napätie má hodnotu 123,9 MPa a namáha uzol elementu na tlak, čo sa dá následne pri znalosti medze pevnosti liatiny vyhodnotiť. Toto napätie však vzniká dôsledkom nesprávneho interpretovania okrajovej podmienky posuvného typu. Skrutky totiž vytvárajú predpätie a spájajú disk kola a brzdový kotúč trecou väzbou. V praxi existujú dve varianty, kde pri jednej sú náboj a disk predpäté skutkami a pri druhej variante maticami. V oboch prípadoch však hlava matice alebo skrutky tlačí na disk, ktorý následne tlačí na brzdový kotúč opierajúci sa o náboj. Tlakom medzi plochou náboja a vnútornou plochou taniera brzdového kotúča sa vytvorí medzi komponentami trecia väzba. Táto trecia väzba nakoniec prenáša všetko momentové namáhanie na brzdovom kotúči a to je prenášané cez podstatne väčšie plochy a inú časť brzdového kotúča, než by to bolo u lícovaných skrutiek ako to prezentuje simulačný model. Z daného vyplýva, že napätia na valcových plochách skrutiek sú nesmerodajné a netreba ich uvažovať pri vyhodnotení pevnostného namáhania na brzdovom kotúči od brzdneho momentu.

V prípade zanedbania namáhania v mieste okrajovej podmienky je možné pozorovať namáhanie na zvyšnej časti komponentu.



Obrázok 3.2-7 Napätie na hrdle monolitického brzdného kotúča od brzdného momentu o hodnote redukovaného napätia 61,6 MPa v ťahu a 60,9 MPa v tlaku

Ako vidieť z obrázku 3.2-7, redukované napätie vznikajúce v tanieri brzdného kotúča je o hodnote 61,6 MPa a namáha štruktúru na ťah. Namáhanie na tlak je porovnateľne veľké ale všeobecne pre šedú liatinu je namáhanie v ťahu kritickejšie. Pri kontrole napätí vznikajúcich na monolite podľa grafu 5. uvedeného nižšie je vidieť, že takéto namáhanie nespôsobí na štruktúre plastické deformácie.



Graf 5. Medza klzu šedej liatiny v závislosti na teplote [10]

Aj keď v našom prípade uvažujeme zablokovanie kolies, čo by znamenalo že sa teplota kotúča nemení, je možné povedať, že namáhanie na tlak nevyvolá na brzdovom disku plastickú deformáciu. To dokonca ani v prípade, ak by bol takýto typ namáhania aplikovaný na kotúč o celkovej teplote 600 °C, pri ktorej materiál šedej liatiny vykazuje iné pevnostné vlastnosti.

3.2.3 Zhodnotenie pevnostného namáhania od brzdného momentu

Extrémne namáhanie od brzdného momentu vzniká v mieste skrutiek monolitu. Jeho hodnota 123,9 MPa ale vzniká vplyvom nevhodnej interpretácie väzby uchytenia brzdového kotúča. Pre vyhodnotenie skutočného namáhania je dôležitejšie napätie na zvyšku taniera, kde je pozorované namáhanie o hodnote 62,4 MPa. S pomocou znalosti medze klzu šedej liatiny je možné povedať, že toto namáhanie nebude mať vplyv na bezpečnosť prevádzky komponentu. Namáhanie je kritické až v teplotách okolo 600°C. Takáto teplota je však nepravdepodobná v oblasti taniera, ktorý je dostatočne ďaleko od miesta trenia kde sa generuje teplo trecou prácou.

Možnosti výpočtov pomocou metódy konečných prvkov ponúkajú priestor pre simuláciu trecej väzby medzi brzdovým kotúčom a nábojom pri známom koeficiente trenia. Nie vždy totiž takáto väzba zabezpečí dokonalé spojenie zamedzujúce vzájomnému pohybu medzi komponentami. Pri malých uhlových výchylkách medzi brzdovým kotúčom a nábojom môže dochádzať k občasnému ustrihnutiu skrutky. Tá slúži k prvotnému zarovnaní pozície brzdového kotúča na náboj pred upevnením disku kolesa o komponenty pomocou skrutiek kolesa.

Z výsledkov bolo potvrdené, že mechanické namáhanie vplyvom odstredivých síl má veľmi malý vplyv na vznikajúce redukované napätia v porovnaní s namáhaním od brzdného momentu. Väčší vplyv namáhania od brzdného momentu je pozorovaný na brzdových kotúčoch čapového typu. V tomto prípade je krútiaci moment prenášaný prierezmi čapov, ktoré sú namáhané na ohyb.

4. Oddelená tepelno-pevnostná analýza ABAQUS

Pre zistenie pevnostného namáhania spôsobeného nehomogénnym teplotným poľom ako dôsledkom marenia tepla v brzdách je potrebné vykonávať simulácie. V prípadoch kedy chceme oddeliť tepelný a pevnostný výpočet a zmenšiť výpočtovú náročnosť možno predpokladať, že vplyv zmeny tvaru brzdového kotúča vplyvom nehomogénneho teplotného poľa nemá vplyv na generované teplo v kontaktnej trecej ploche. Týmto namáhaním sa zaoberá oddelená tepelno-pevnostná analýza.

4.1 Teória oddelenej tepelno-pevnostnej analýzy ABAQUS

Oddelená tepelno-pevnostná analýza sa používa na analýzu zaťaženia komponentov teplom a následnú analýzu pevnostného namáhania od priebehu teplotného poľa vzniknutého v súčastke a vypočítaného v tepelnej analýze. V prvej simulácii sa jedná o prechodný výpočet, pri ktorom sa behom výpočtu nemení kontaktná geometria ale v dôsledku nelineárnej úlohy výpočet prebieha v časovej oblasti. Ďalej je uvažovaný konštantný súčiniteľ trenia na rozhraní kotúč - brzdová platnička s tým, že simulácia je vykonávaná pre jedno zabrzdzenie. Simulácia je rozdelená na dve separátne simulácie. Je vhodné podotknúť, že tento súčiniteľ trenia pri meraní nie je konštantný, avšak vo výpočte tepelného toku z kinetickej energie je spomalenie brzdovým účinkom považované za konštantné. To môže byť určené z fyzického merania spomalenia vozidla ako spomalenie priemerné. Pre zmenšenie výpočtovej náročnosti je nutné vysporiadať sa s výzvou ako do simulácie vniesť generované energetické toky.

V priebehu trenia a marenia pohybovej energie vozidla vo výkone brzd dochádza k ich ohriatiu a zvyšuje sa teplota kotúča a ostatných brzdových komponentov. Generovať brzdový výkon odvalovaním kotúča za účasti trecích síl je však pochopiteľne výpočtovo náročné. Jednalo by sa o veľké množstvo rovníc potrebných riešiť v každom kroku so stále meniacou sa vzájomnou geometriou komponentov. Preto je dobré zaviesť tzv. náhradný model. Tento model je zavedený za predpokladu, že tepelný tok po obvode brzdového kotúča v priebehu rotácie prebieha tak rýchlo, že ho možno nahradiť tepelným tokom po obvode konštantným a tým pádom nezávislým od aktuálnej polohy brzdovej platničky k brzdovému disku.

Následne je vytvorený náhradný model brzdovej platničky a ocelevej opornej platničky, pričom sú modelované vytiahnutím membránových prvkov medzikružia kontaktnej plochy do prvkov objemových. Rovnakým spôsobom je možné vytvoriť aj náhradný model strmeňa avšak pre túto prácu nebol vytvorený model zodpovedajúci skutočnému strmeňu, ktorého parametre by mohli byť použité pre výpočet náhradného modelu. Model strmeňa je v tejto simulácii opomenutý vzhľadom k umožneniu porovnania zviazanej a oddelenej analýzy. Dôvod oddeľovania rotačných náhradných modelov pre všetky tieto inak nesymetrické komponenty je ten, že je potrebné na základe rovnakého tepelného toku zohľadniť tepelnú kapacitu komponentov, vďaka ktorej sa energia idúca do brzdového kotúča rozdelí do sústavy proporčne k tepelnej kapacite. Tepelná vodivosť

materiálov trecieho obloženia je však veľmi nízka a spôsobuje zlý odvod tepla smerom k oceľovej platničke a strmeňu.

Toto sú primárne podmienky, na základe ktorých je nutné zaviesť modifikáciu mechanických parametrov náhradných modelov. Symetrickým rozrotovaním komponentov sme zväčšili aj kontaktnú plochu a to 5-násobne. Hustota tepelného toku je naopak zadefinovaná odhadom ako päťkrát menšia než pri skutočnom trení medzi komponentami. To znamená, že do sústavy príde rovnaké množstvo tepla, ale na začiatku simulácie nie je v prípade oddelenej analýzy možné zohľadniť lokálne zohrievanie brzdového kotúča.

Najväčší vplyv možno predpovedať na začiatku práve preto, lebo teplota kotúča je rovnaká ako teplota okolia a intenzita tepelného toku je najväčšia vplyvom najväčšej uhlovej rýchlosti kolesa na začiatku manévra. Dodatočne možno uviesť, že v simulácii nie je uvažovaný prestup tepla do okolia, čo robí výpočet viac konzervatívny. Zmena energie prebieha tak rýchlo, že komponent má málo času pre odvod väčšieho množstva tepla do okolia. Následne je potrebné upraviť parametre hustoty náhradných komponentov z dôvodu zachovania totožnej tepelnej kapacity, aby výsledný popis modelu spĺňal reálne správanie sústavy a nevňášal do simulačného modelu zvýšený odvod tepla do náhradných modelov komponentov.

Do simulácie sa vnáša jeden umelý model, ktorý nezodpovedá v skutočnosti žiadnemu komponentu, ale je nevyhnutný pre správny chod tepelnej simulácie. Jedná sa o prstenec o veľmi malej hrúbke. V simulácii išlo o rozmer hrúbky prstenca 0,2 mm umiestneného do priestoru medzi brzdovým kotúčom a platničkou. Do tohoto prstenca bol zadefinovaný objemový tepelný tok v celom objeme prstenca.

Jedná sa o limitáciu na strane simulačného programu pri potrebe modelovania prerozdeľovania tepla. V prípadoch ak by bol zavedený len do jednej plochy, napríklad platničky, teplo by sa do sústavy nerozdeľovalo adekvátne v proporcii pre kotúč a platničku. Naopak jednalo by sa o tok do brzdovej platničky a následne kondukciou by sa teplo viedlo do brzdového kotúča alebo naopak.

4.2 Vytvorenie simulačného modelu tepelno-pevnostnej analýzy ABAQUS

Pri výpočte tepelného toku sa vychádza priamo z prvého zákona termodynamiky. Po zistení parametrov vozidla ako sú hmotnosť, priemerné spomalenie, počiatočná rýchlosť vozidla, rozdelenie brzdných síl medzi nápravami a dynamického polomeru kolies je možné spraviť výpočet tepelného toku. Zavedením m_k ako hmotnosti brzdeného jedným predným kolesom danej vzťahom môžeme dopočítať:

$$m_k = \frac{m * e}{2} \quad (18)$$

$$m_k = 920,7 \text{ kg}$$

Následne je dopočítaná kinetická energia pomocou vzorca:

$$E_{kin.kolesa} = \frac{1}{2} * m_k * (v_0 - a_{voz.} * t_k)^2 \quad (19)$$

A tepelný tok:

$$\Phi = \frac{dE_{kin.kolesa}}{dt} = m_k * (-v_0 * a + a^2 * t_k) \quad (20)$$

$$\Phi = \frac{dE_{kin.kolesa}}{dt} = 920,7 * (-225/3,6 * 7,8 + 7,8^2 * t_k)$$

Opäť stojí za uváženie, či by nebolo vhodné vypočítať redukovanú hmotnosť na koleso s uvažovaním rotačných hmôt. Na to by bolo však potrebné opäť poznať momenty zotrvačnosti všetkých rotačných komponentov, čo je možné určiť pomocou 3D modelov. Najväčšiu hodnotu prírážky od rotujúcich hmôt však predovšetkým budú mať hmoty rotujúce najďalej od osi rotácie a to budú pneumatika, brzdový disk a disky kolies.

Pre Porsche Cayenne možno zistiť hmotnosti pneumatiky a disku kolies [13;14]. Pre 20-palcové disky o hmotnosti 17 kg bol vypočítaný moment zotrvačnosti 1,11 kgm². Pre pneumatiky o rozmeroch 275/45 R20 bola zistená hmotnosť 15,9 kg a následne vypočítaný moment zotrvačnosti okolo osi rotácie 2,10 kgm². Moment zotrvačnosti brzdového disku bol vygenerovaný priamo z 3D modelu monolitu M1 so správne nadefinovanými materiálovými vlastnosťami. Ten bol vyhodnotený o veľkosti 0,26 kgm². Keďže všetky komponenty rotujú rovnakou uhlovou rýchlosťou, je možné jednotlivé momenty zotrvačnosti sčítať. Celkový moment zotrvačnosti je I_c=3,47 kgm². Pre výpočet kinetickej energie rotujúcich hmôt platí vzťah:

$$E_{kin.rot.} = \frac{1}{2} * I_c * \omega^2 \quad (21)$$

Po dosadení parametrov vozidla dostávame:

$$E_{kin.rot.} = \frac{1}{2} * 3,47 * 168,46^2$$

$$E_{kin.rot.} = 49239,28 J$$

Výsledky sú položené do rovnosti s kineticou energiou translačnej hmoty:

$$E_{k_{rot.hmot.}} = \frac{1}{2} * m_n * v_0^2$$

$$49239,28 = \frac{1}{2} * m_n * 62,5^2$$

$$m_n = 25,21 kg$$

Vidíme, že náhradná hmotnosť pre rotujúce hmoty je pomerne malá, aj po pričítaní ostatných rotujúcich hmôt, ktoré už nespravujú tak veľký prírastok na tejto hmotnosti.

Je vidieť, že sa oproti celkovej hmotnosti 920,7 kg brzdenej na kolese dostávame k prírastku okolo 3 %. Takto nevýznamné navýšenie hmotnosti je zanedbateľné a preto sa v praxi v simuláciách neuvažuje.

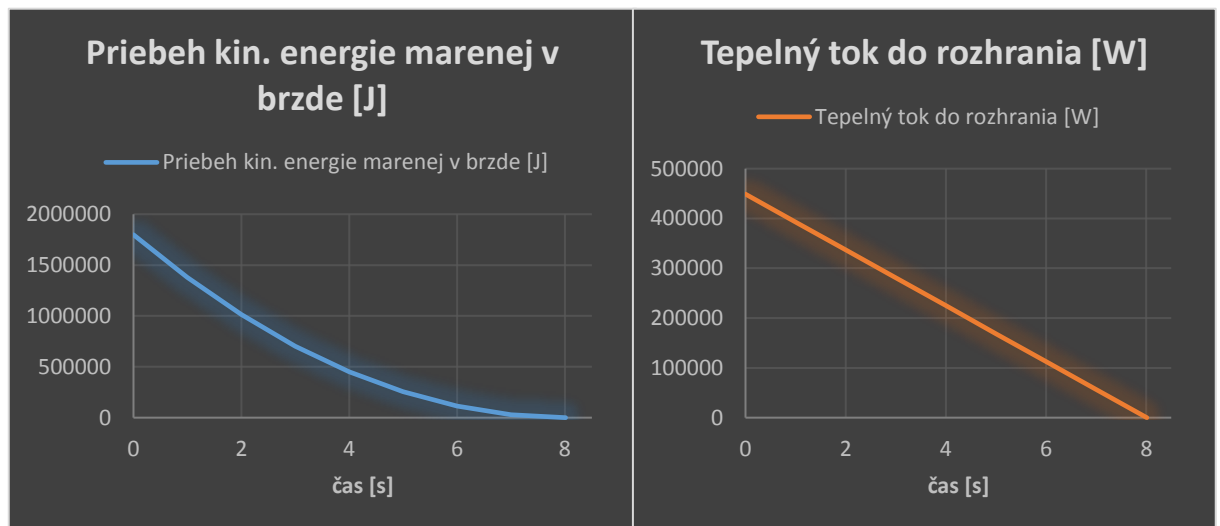
Po dosadení časov t namiesto t_k do rovníc (19;20) sú obdržané hodnoty tepelného toku v čase a hodnoty zmarenej kinetickej energie vozidla v čase. Platí vzťah:

$$(-62,5 * 7,8 + 7,8^2 * t_k) = 0$$

Po vyjadrení t_k zo vzťahu je obdržaný čas zastavenia vozidla $t_k=8,0128$ s.

Tabuľka 3. Hodnoty priebehu kinetickej energie vozidla a tepelného toku do rozhrania v priebehu času brzdenia

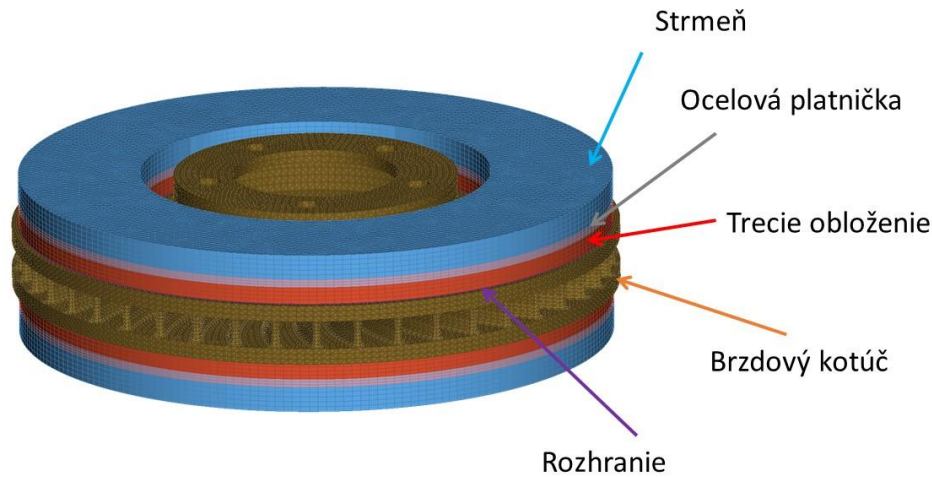
čas [s]	Priebeh kinetickej energie vozidla v čase [J]	Tepelný tok do rozhrania [W]
0	1798242	448841
1	1377409	392826
2	1012590	336810
3	703788	280795
4	451000	224780
5	254228	168764
6	113472	112749
7	28730	56734
8,0128	0	0



Graf 6. Grafické priebehy hodnôt kinetickej energie vozidla a tepelného toku do rozhrania za čas brzdenia

Možno si všimnúť, že kinetická energia parabolicky klesá z maximálnej hodnoty na hodnotu nulovú kedy vozidlo zastaví. Avšak hustota teplého toku do kotúča ako derivácia času z kinetickej energie má priebeh lineárny. Hustota tepelného toku je spomenutá z dôvodu, že tepelný tok je zadaný do už spomínanej tenkej tretej medzivrstvy. Tá je

daná objemom určeným polomerami trenia a hrúbkou. Z nej teplo proporcionálne prešľupuje kondukciou do bočných kontaktných stien komponentov.



Obrázok 4.2-1 Zobrazenie modelu oddelenej analýzy na teplo s modelom strmeňa neskôr opomenutým pre možnosť porovnania zo zviazanou simuláciou

Materiálové parametre šedej liatiny a ostatných komponentov potrebných pre oddelenú tepelnú simuláciu sú:

- Youngov modul,
- Poissonova konštanta,
- hustota,
- tepelná rozťažnosť,
- tepelná vodivosť,
- hmotnostná tepelná kapacita.

Ďalej je nutné zaviesť okrajové podmienky teploty, kde všetkým uzlom je nadefinovaná počiatková teplota 20 °C. Je tak možno vykonať simuláciu v programe ABAQUS. V modeli brzdového kotúča nie je zadenovaná konvekcia tepla do okolia, ktorá by mohla mať tiež podobný vplyv na priebehy teplôt na uzloch brzdového kotúča. To znamená, že všetko teplo generované v kontaktnej ploche zostáva v sústave.

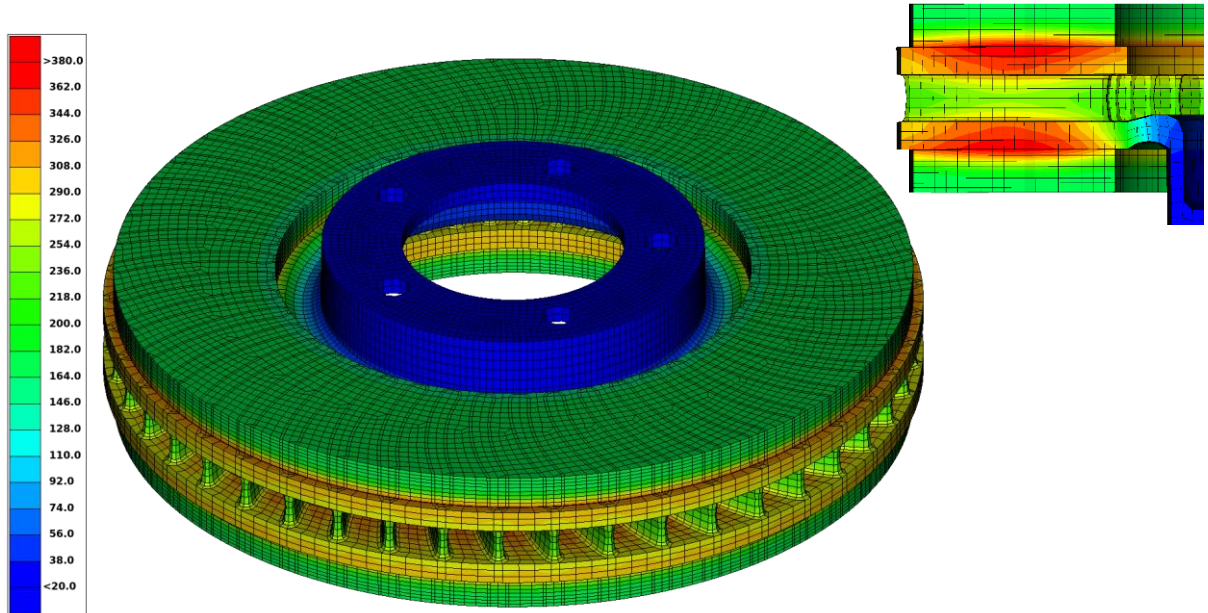
Simulačné parametre numerickej časti sú zadenované pomocou parametra času simulácie zvoleného ako 8 s a krokom 0,5 s. Pre prípady, kde možno zaviesť danú veličinu ako funkciu teploty, sú uvedené dané závislosti v grafoch a ostatné parametre tabuľkovo vid' prílohy.

4.3 Výsledky tepelnej simulácie ABAQUS

Z výsledkov znalosti tepelného výpočtu dostávame priebeh teplotného poľa v elementoch výpočtového modelu v určitej obmedzenej časovej oblasti rozdelenej na

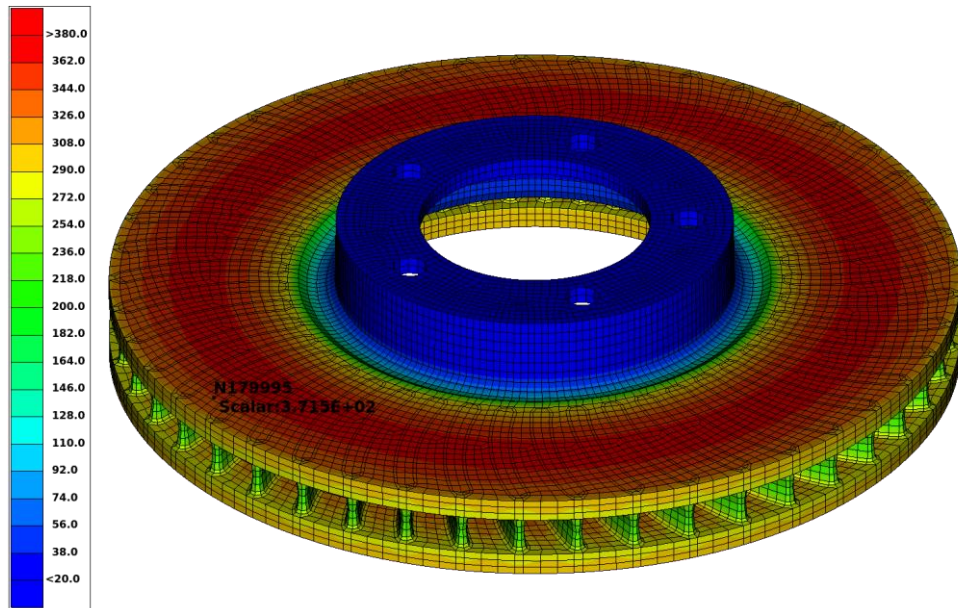
n stavov v závislosti na zvolenom kroku výpočtu. V takomto prípade sa jedná o 16 stavov. Najväčšia intenzita tepelného toku sa odohráva práve na začiatku simulácie, kde je rýchlosť vozidla najväčšia a tomu odpovedá veľká obvodová rýchlosť kolesa.

V koncovom stave simulácie sú pozorovateľné teploty na celom kotúči, kde je vidieť, že teplo sa stihlo dostať aj k oceľovej platničke, ale časť taniera zostala stále v oblasti okolo 20 °C.



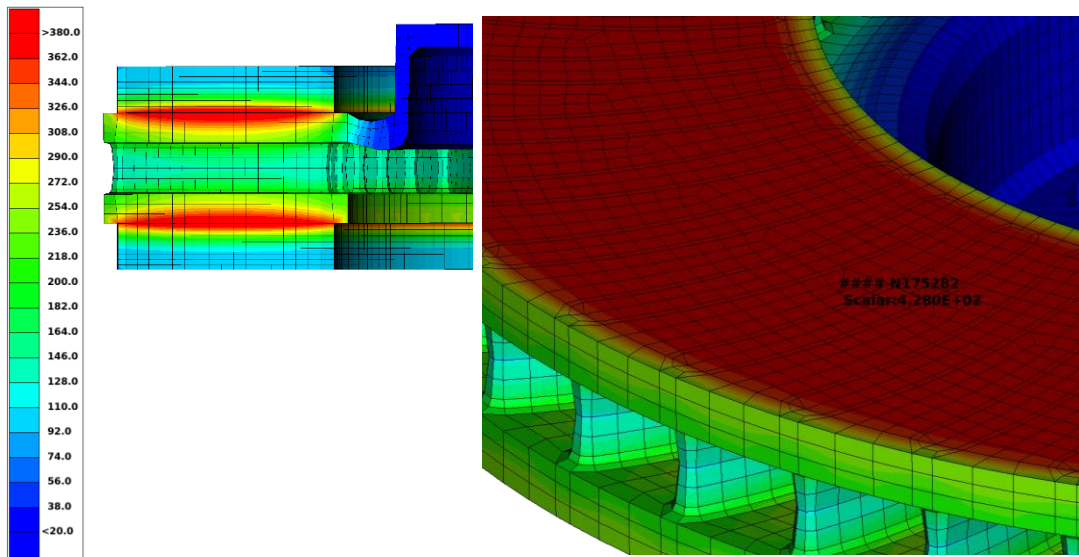
Obrázok 4.3-1 Teplotné pole komponentov na konci simulácie v čase 8 s – ABAQUS oddelená analýza

Taktiež je dobre vidieť samotné rozloženie tepla do sústavy podľa rezu modelom, kde je zjavný zdroj tepla (rozhranie), z ktorého je teplo odvádzané ďalej do sústavy. Taktiež možno pozorovať veľké rozdiely teplôt medzi prstencom a hrdlom, čo má za následok vznik veľkých napätí medzi týmito dvomi miestami.



Obrázok 4.3-2 Maximálna hodnota $371,5\text{ }^\circ\text{C}$ na povrchu prstenca v čase 8 s – ABAQUS oddelená analýza

Na monolite brzdového kotúča je možné po skrytí ostatných komponentov pozorovať maximálnu teplotu $371,5\text{ }^\circ\text{C}$ v mieste kontaktu s rozhraním.



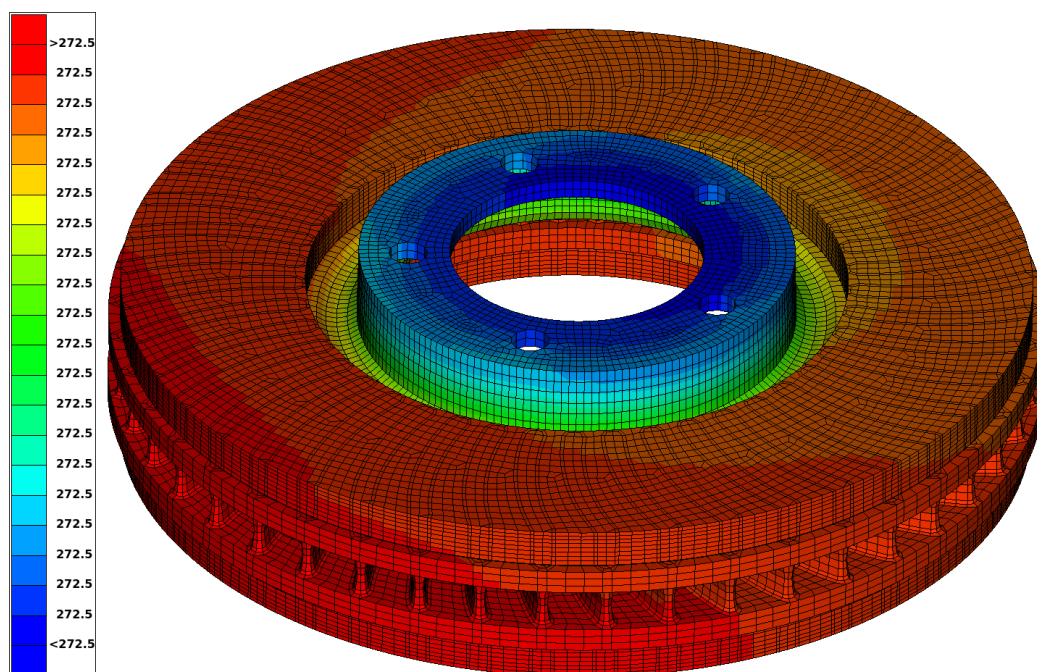
Obrázok 4.3-3 Najväčšia teplota na brzdovom kotúči v čase 5 s o hodnote $428\text{ }^\circ\text{C}$ – ABAQUS oddelená analýza

Naopak, intenzita tepelného toku je v posledných krokoch najmenšia čo len potvrdzuje lineárny priebeh veličiny. Z priebehu bolo zistené, že najväčšiu teplotu dosahuje disk nie na konci simulácie, ale v čase 5 s. Tento výsledok dodatočne potvrdzuje správne zadanú simuláciu.

To možno vysvetliť tak, že tepelný tok poklesol natoľko, že tepelná vodivosť komponentov dokáže teplo prijímané rozložiť v čase tak, že hodnoty teplotných špičiek už nebudú tak výrazné v blízkosti kontaktnej trecej plochy, ale povrchové uzly predajú svoju teplotu do uzlov okolitých a to hlavne smerom dovnútra brzdového kotúča v smere opačnom

k teplotnému gradientu. To, že simulácia dosahuje maximálnej teploty v čase 5 s však neznamená, že rovnakého maxima by sa dosiahlo aj pri fyzickom meraní v rovnakom čase. Pre lepšie určenie času a veľkosti hodnôt tepelného maxima by bolo potrebné vykonať interpoláciu polynómom a presnejšie tak určiť daný bod. Avšak pre letmé zhodnotenie a zistenie teplôt vznikajúcich v kotúči, je takýto výsledok viac než postačujúci. Zároveň je dobré uviesť, že krok s maximálnou teplotou zároveň nemusí určovať krok, v ktorom dochádza k maximálnemu pevnostnému namáhaniu. Ako bolo povedané, toto namáhanie závisí od tepelného poľa rozloženého v súčiastke a nie len od lokálnych maximálnych hodnôt teploty.

Pre porovnatelnosť celkovej energie, ktorá bola do simulačného modelu vnesená počas trvania simulácie, bol vytvorený dodatočný simulačný model s jedinou zmenou a to časom simulácie. Koncový čas bol upravený na hodnotu 2008 s, pričom bol predpoklad, že takýto čas bude dostatočný pre rozloženie teplotného poľa v zostave a teplo sa stihne ustáliť v určitej hodnote.



Obrázok 4.3-4 Konečná teplota 272,5 °C sústavy v čase 2008 s – ABAQUS oddelená analýza

Po simulácii bolo ustálené rozdielne tepelné pole na približne totožných hodnotách v celom objeme simulačného modelu. Koncová teplota činila hodnotu 272,5 °C, ako je možné vidieť z obrázku vyššie. Táto hodnota neskôr posluží pre porovnanie s výsledkom oddelenej analýzy v programe PERMAS.

4.4 Výsledky pevnostného namáhania od tepelného poľa ABAQUS

Po vykreslení deformácií kotúča od daného tepelného poľa v čase (v niektorom z n stavov) je obdržaný priebeh namáhania pevnostného a zároveň si možno všimnúť

deformácie spôsobené rozdielnymi teplotami v uzloch kotúča. Zmenou tvaru kotúča sa potom môžu u reálnych brzd meniť kontaktné pomery medzi kotúčom a brzdovou platničkou, čo môže mať za následok zhoršenie brzdného účinku vozidla. To je hlavne ovplyvnené faktom, že koeficient trenia je funkciou teploty. Takéto namáhanie je spôsobené stavom, kedy teplo generované v časti prstenca ešte nestihlo prejsť ďalej do štruktúry monolitu a to hlavne do častí prechodového hrdla a taniera. Tieto časti majú výrazne menšiu teplotu ako časť prstenca, čo spôsobuje zvýšené namáhanie práve v mieste prechodového hrdla. Tu je pozorované redukované napätie výrazne väčšej hodnoty ako ostatok štruktúry monolitu.

Kotúč tak nadobúda tvar podobný priehybu dáždika, ktorý je pochopiteľne nežiadúci. V oblasti rádiusu na prechodovom hrdle dochádza k rozťahnutiu elementov tvoriacich tento prechod, čo má za následok vyhnutie brzdového kotúča do vonkajšej strany. Ak by bol kotúč po zabrzdení v pokoji dostatočne dlhý čas, teploty by sa ustálili. Spôsobilo by to rovnomerné rozloženie tepla v štruktúre brzdového kotúča vo všetkých bodoch elementov. V realite je disku dovolené radiálne rozťahnutie, keďže brzdový disk ani časti strmeňa takémuto radiálnemu pohybu pri nebrzdení vozidla nezamedzujú. Pohybu je ale zamedzené v oblasti uchytania kolesa o skrutky.

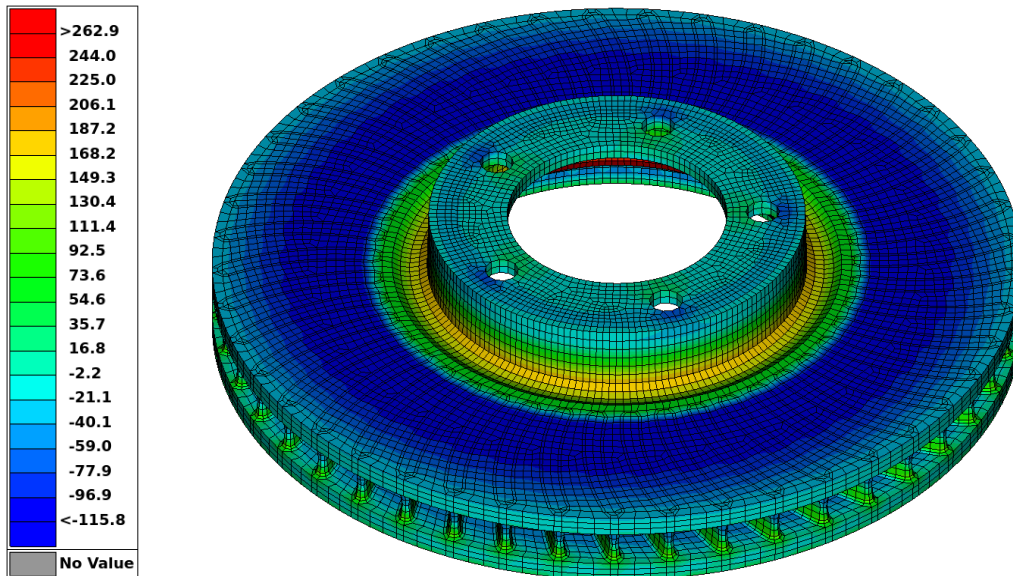
Opäť však nie je nutné sa takýmto namáhaním zaoberať, jednak by takto vznikajúce napätia boli malé a v reálnej prevádzke dochádza k ochladzovaniu brzdového kotúča a to aj v priebehu cyklického namáhania. Príkladom môže byť auto zostupujúce z prudkého kopca cez serpentíny. Brzdy bývajú pri autách s častým brzdením ako sú závodné a okruhové špeciály dodatočne odvetrávané a majú v oblasti prstenca rebrá (obrázok 2.4-1) s dodatočným smerovaním prúdu obtekajúceho vzduchu na vnútornú časť prstenca. Teplo môže prúdiť do prostredia s neobmedzenou kapacitou pričom je dané koeficientom prestupu tepla, povrchovou teplotou kotúča a jeho plochou. Ak teda dosiahne teplota vysoké hodnoty, rýchlosť prestupu rastie.

Parametre potrebné pre analýzu pevnostného namáhania od teplotného poľa v čase sú:

- Youngov modul,
- Poissonova konštanta,
- tepelná rozťažnosť,
- teploty v uzloch v danom čase z intervalu brzdenia.

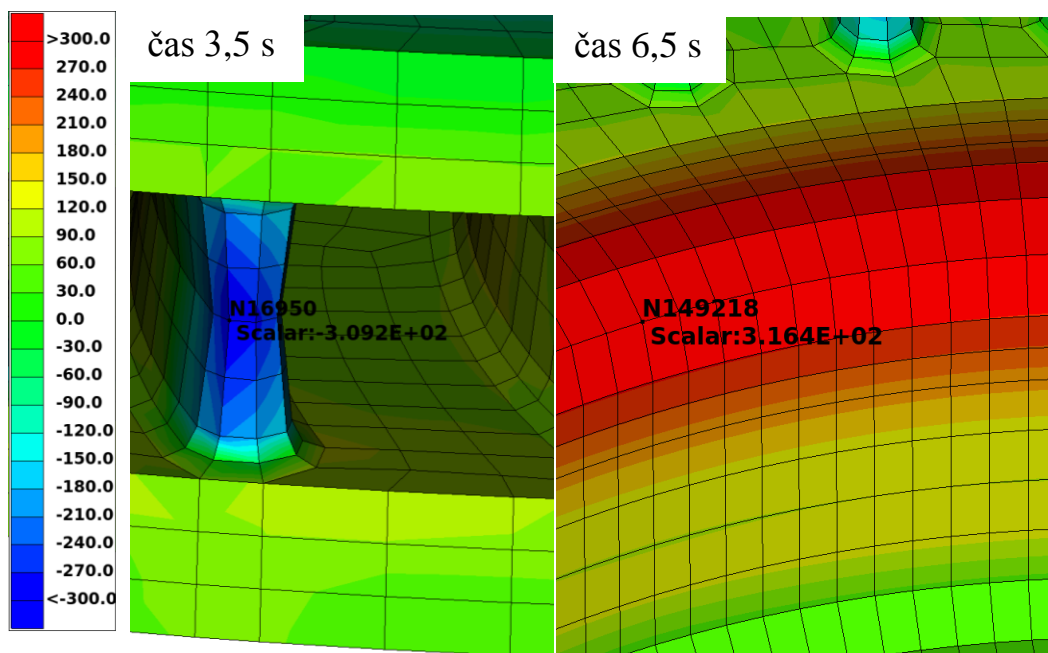
Na základe znalostí vyššie uvedených parametrov je možné si vykresliť pevnostné namáhanie v čase pre manéver zabrzdzenia vozidla a analyzovať stavy, kde dochádza k zvýšenému namáhaniu. Pre analyzovanie pevnostného namáhania stačí vyhodnocovať len namáhanie na brzdovom kotúči. Ostatné modely náhradných komponentov by totiž zvýšili tuhosť brzdového kotúča a z toho dôvodu musia byť v tejto simulácii opomenuté.

V poslednom kroku simulácie dostávame priebeh poľa redukovaných napätí vid' obrázok 4.4-1.



Obrázok 4.4-1 Pevnostné namáhanie brzdového kotúča v čase 8 s

V tomto čase sa už stihla väčšina tepla rozložiť v objeme brzdového kotúča a napätia vplyvom tepelnej rozťažnosti poklesli. Najväčšie namáhanie v tlaku je pozorované v čase 3,5 s na čelnej štruktúre rebier.



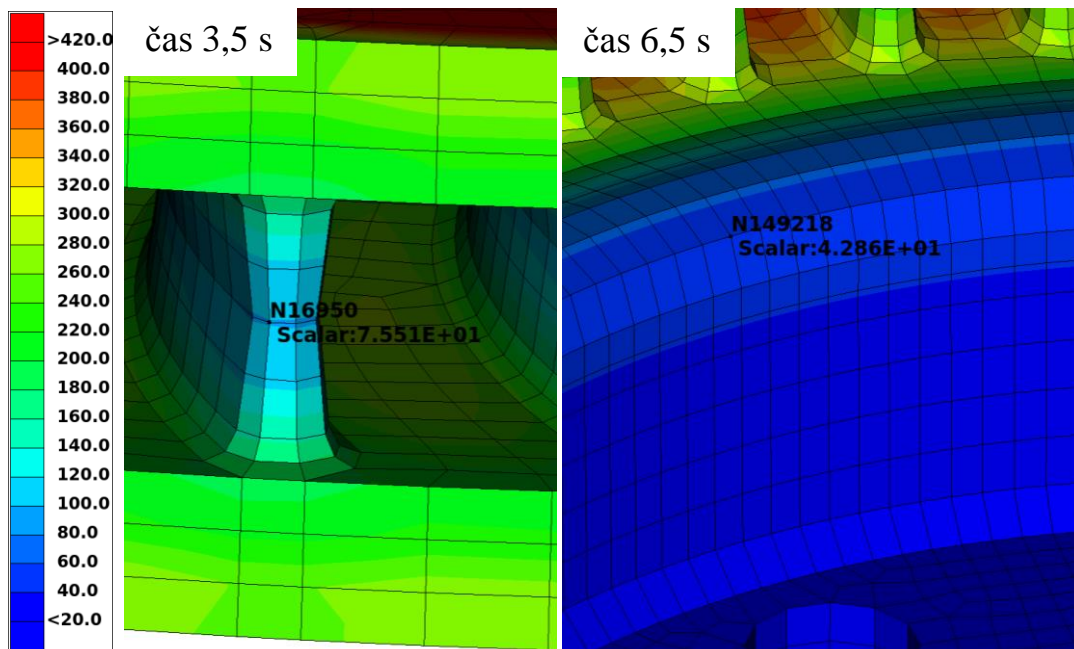
Obrázok 4.4-2 Redukované napätia na brzdovom disku s hodnotou 309,2 MPa v tlaku v čase 3,5 s a v ťahu s hodnotou 316,4 MPa v čase 6,5 s - ABAQUS oddelená analýza

Toto namáhanie je spôsobené rozťahnutím materiálu prstenca nad a pod rebrami, pričom toto teplo sa do štruktúry dostalo s veľkou intenzitou práve na začiatku simulácie. Rebrá zostali pomerne chladnejšie voči trecej ploche vďaka rýchlemu časovému priebehu deja. Teplotný rozdiel spôsobil tlakové namáhanie rebra 309,5 MPa v čase 3,5 s, kde trecie časti prstenca svojou rozťažnosťou zmršťujú konce rebier. Väčší vplyv na toto namáhanie má časť prstenca, ktorá nie je napojená na krk brzdového kotúča, čo umožňuje voľnejšie

rozťahnutie. Z toho dôvodu je možné pozorovať napätie posunuté z miesta symetrie rebra smerom von, vid' Obrázok 4.4-2 vľavo.

Ďalší extrémny prípad namáhania je možný pozorovať v čase 6,5 s. Redukované napätie vzniká ako namáhanie elementov na ťah a možno ho pozorovať v časti krku brzdového kotúča. Toto namáhanie vzniká ako reakcia na rozťahujúcu sa časť prstenca, ktorá má tendenciu za sebou ťahať štruktúru hrdla, s ktorou je spojená. Namáhanie v tejto časti je podstatne vyššie, ako kdekoľvek inde na brzdovom kotúči s hodnotou redukovaného napätia 275,5 MPa. Z časového hľadiska tento stav nastáva v podstatne rozohriatej časti prstenca, pričom sa teplo nestihlo dostať do časti krku, ktorý je chladnejší.

Pre správne zhodnotenie namáhania je potrebné poznať zodpovedajúce teploty v uzloch pre dané napätia kvôli nelineárnej závislosti medze klzu šedej liatiny na teplote. Pre prvé namáhanie v mieste rebier je zistená teplota uzla 75,5 °C. Pre druhé namáhanie v neskoršom čase je z obrázku vidieť teplota 42,9 °C. Väčšina tepla sa tak stále nachádzala v štruktúre prstenca a nestihla sa z tohto miesta kondukciou dostať ďalej.



Obrázok 4.4-3 Teploty uzlov namáhaných maximálnym redukovaním napätím v časoch 3,5 s na rebre s 75,5 °C a 6,5 s na hrdle s 42,9 °C – ABAQUS oddelená analýza

4.5 Zhodnotenie oddelenej analýzy ABAQUS

Pre namáhanie brzdového kotúča pri manévri zabrzdzenia do 8 s bola vykonaná simulácia a definované maximálne hodnoty pevnostného zaťaženia. V čase 3,5 vzniklo na rebre redukované napätie 309,5 MPa. Namáhanie bolo na tlak a pôsobilo pri teplote 75,5 °C. Druhé extrémne namáhanie sa prejavilo v čase 6,5 s s hodnotou redukovaného napätia 316,4 MPa. To namáhalo bod na ťah pri teplote 42,9 °C.

Po pohľade na tabuľku závislosti medze klzu šedej liatiny na teplote (vid' graf 5.) je vidieť, že napätie -309,5 MPa pri 75,5 °C je pod medzou klzu. Avšak napätie 316,4 MPa

vznikajúce na krku monolitu o teplote 42,9 °C je výrazne vyššie ako medza klzu materiálu šedej liatiny. To značí porušenie brzdového kotúča a vznik plastickej deformácie.

Tieto napätia vznikli pri neuvažovaní odvodu tepla do okolia. Zároveň bolo zaťaženie definované ako extrémny prípad zabrzdzenia v rýchlosti 225 km/h o spomalení 7,8 m/s². Pri požadovaní zabránenia vzniku plastických deformácií je potrebné vykonať nasledovný záver.

Z výsledkov vyplýva, že pre správnu funkciu brzdového kotúča a neporušenie štruktúry pri danom záťažovom stave je potrebné vykonať konštrukčné opatrenie. To sa týka predovšetkým možnosti optimalizácie oblasti hrdla monolitu. Ako druhá možnosť pripadá do úvahy buď zmena materiálu a zvýšenie pevnosti štruktúry. V poslednom rade je možné pridanie hmoty na časti prstenca pre zníženie teplotného rozdielu vďaka väčšej tepelnej kapacite prstenca. Prvé uvedené riešenie je však z pohľadu výrobcu pre ušetrenie nákladov najlepšie.

5. Oddelená tepelno-pevnostná analýza PERMAS

Podnetom k zhodnoteniu výsledkov tepelných analýz v programoch ABAQUS a PERMAS bola vzniknutá otázka, ako dané programy interpretujú rovnakú úlohu. Ďalej s akými rozdielmi sa možno stretnúť, či už pri vytváraní simulačného modelu alebo u samotných výsledkov simulácie. Obidva programy vznikali v iných firmách a čo je dôležité spomenúť, je rozdielna výška nákladov spojená s nákupom licencií pre daný program. Možno predpovedať, že v prípade porovnateľných výsledkov v oboch programoch by bolo racionálne používať ten, ktorého prevádzkové hodinové náklady budú vychádzať lacnejšie.

Teória aj predpoklady pre výpočet v PERMAS-e zostávajú rovnaké ako v prípade pre ABAQUS. Z toho dôvodu sa výpočty líšia len v interpretácii simulačného modelu.

5.1 Vytvorenie simulačného modelu tepelno-pevnostnej analýzy PERMAS

Pri vytváraní simulačného modelu pre výpočet v PERMAS-e nie je možné zdefinovať tepelný tok do objemového telesa. Jediná možnosť pre zdefinovanie tepelného toku je do steny povrchu elementov alebo do škrupinového prvku o definovanej hrúbke. Preto bolo v simulačnom modeli pre PERMAS nahradené rozhranie škrupinovým prvkami, do ktorých bol vnesený tepelný tok, a z ktorého sa teplo ďalej šírilo do ďalších komponentov. Šírka a materiálové vlastnosti rozhrania boli totožné ako v oddelenom simulačnom modeli ABAQUS. Vďaka týmto skutočnostiam bolo možné očakávať rovnaké podmienky pre simulačný model so zachovaním všetkých predpokladov pre totožné simulačné podmienky.

Pri simulačnom modeli je potreba vygenerovať výsledky, ktoré je možné otvoriť vo vyhodnocovacom grafickom prostredí META. Dôvodom je možnosť rýchlej práce s výsledkami a graficky rovnakého porovnania oproti výsledkom oddelenej ABAQUS simulácie. Za týmto účelom je potrebné dodatočne vyexportovať výsledky simulácie do formátu koncovky .bof programu MEDINA.

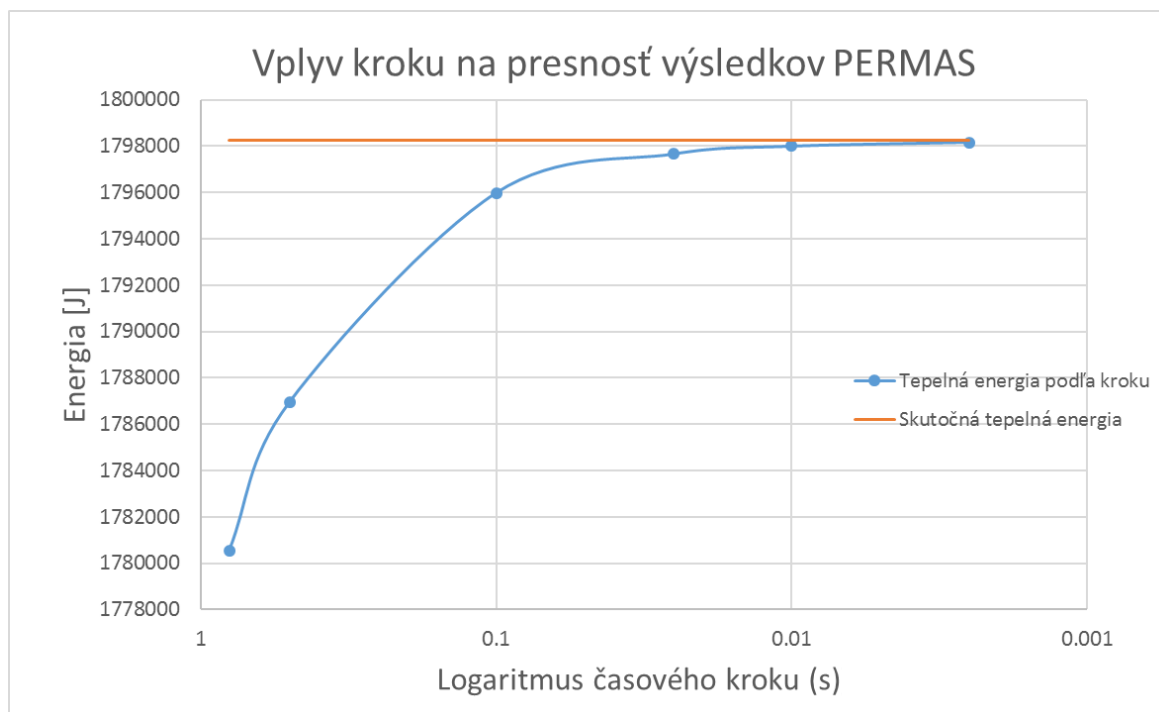
Pri zobrazení prvých výsledkov simulácie boli pozorované odlišné teploty pri odstátí brzdového kotúča v porovnaní s výsledkami programu ABAQUS. Výsledná teplota na simulačnom modeli v čase 2008 s bola menšia. Pre overenie správneho toku bola vytvorená pomocná simulácia, v ktorej bol zdefinovaný rovnaký tepelný tok do rozhrania, avšak z modelu boli odstránené všetky komponenty až na model rozhrania. Keďže teplo tieklo priamo do rozhrania, nebolo potrebné zdefinovať dodatočný čas pre ustálenie teplôt v jednotlivých uzloch. V čase niečo málo cez 8 s bola simulácia prerušená a boli skontrolované výsledky. Potvrdil sa predpoklad zlého generovania tepla v simulácii. Pre zistenie príčiny nezodpovedajúcej hodnoty tepla prijatého sústavou bol vykonaný výpočet podľa jednoduchého vzťahu:

$$Q = m_{roz.} * c_{roz.} * \Delta T \quad (22)$$

Zo známej hmotnosti modelu rozhrania a konštantnej tepelnej kapacity bolo pri známej zmene možné dopočítať teplo, ktoré sústava prijala. Následne bolo možné toto teplo porovnať s kinetickou energiou vozidla, ktorú malo vozidlo na začiatku brzdenia v rovnici (8) a zistiť, či si tieto hodnoty vzájomne zodpovedajú.

Simulácia vykazujúca zlé výsledky v PERMAS-e bola simulovaná cez úlohu typu DIRECT TEMPERATURE. Jedná sa o modul pre úlohy nelineárneho vedenia tepla. Táto úloha bola podobne ako úloha v ABAQUS-e zadefinovaná koncovým časom a veľkosťou časového kroku. To znamená, že konečná hodnota času, v ktorom skončila simulácia, musela byť zadefinovaná nepriamo cez kroky. Bol zvolený počet krokov 16 a veľkosť kroku 0,5 s. Tým pádom simulácia končila v čase 8 s. Avšak ako bolo spomenuté, výsledky boli nesprávne. Kvôli tomu boli skontrolované všetky materiálové vlastnosti a priebeh tepelného toku zadefinovaného v simulácii. Ako posledná príčina nepresnosti zostávala veľkosť kroku. To bolo nakoniec potvrdené a po zmenšení veľkosti kroku na hodnotu 0,0025 sekundy bol vykonaný prepočet tepla prijatého sústavou. Prijaté teplo bolo až pri tejto hodnote kroku rovnaké ako v programe ABAQUS.

Problém zmenšenia kroku sa ale odrazil na počte krokov, v ktorých boli ukladané výsledky. V module DIRECT TEMPERATURE sú možnosti ukladania výsledkov dve. Buď sú uložené výsledky v poslednom kroku alebo v každom čase inkrementu. Keďže v záujme tejto práce bolo vidieť výsledky tepelného poľa v čase brzdenia musela byť použitá druhá varianta. To znamenalo generovanie veľkého množstva výsledkov v každom kroku.



Graf 7. Overenie veľkosti tepelnej energie vchádzajúcej do sústavy závislej na veľkosti kroku

Pre znázornenie vplyvu veľkosti kroku je možné vidieť príslušné hodnoty vypočítanej tepelnej energie prijatej systémom podľa rovnice (20) na grafe 7. Časová os je zobrazená

v logaritmickej mierke pre lepšiu viditeľnosť vplyvu kroku na tepelnú energiu. Veľkosť skutočnej energie vstupujúcej do sústavy bola vypočítaná pomocou rovnice (8) a v grafe znázornená oranžovou čiarou.

Pre simuláciu pevnostného namáhania bolo potrebné odobrať zo simulačného modelu všetky komponenty a ponechať len model samotného brzdového kotúča. To dodatočne skomplikovalo načítanie výsledných teplôt uzlov v čase a spôsobilo nutnosť zásahu textovým editorom do výsledkov. V každom časovom kroku museli byť teploty bodov brzdového kotúča zadefinované do jedného záťažového stavu. Práve modifikácia niekoľko stoviek výstupov z tepelnej simulácie bola z tohto pohľadu prakticky nemožná.

Po upozornení interného konzultanta Ing. Oesterreichera na možnosť použitia iného modulu pre riešenie nelineárnych úloh vedenia tepla, bol výpočet vykonaný ešte v tomto module. Názov modulu DIRECT NLTEMP označuje modul pre úlohy vyššie spomenuté a jeho rozdielom oproti modulu DIRECT TEMPERATURE je, že má automatické riadenie inkrementácie. Pri jeho použití je potrebné zadefinovať počiatočný inkrement v prvom kroku a koncový čas, do kedy má simulácia bežať. Okrem automatickej inkrementácie je jeho výhodou možnosť použitia príkazu NLRESULT pre zadefinovanie špecifických krokov, v ktorých má byť vypočítané teplotné pole a následne len tieto výsledky uložiť. Vďaka tejto možnosti bolo možné výsledky tepelnej simulácie upraviť v textovom editore a načítať do pevnostnej simulácie pre zhodnotenie pevnostného namáhania brzdového kotúča.

5.2 Výsledky tepelnej simulácie PERMAS

Aj napriek rovnakému tepelnému toku v čase sa vo výsledkoch vyskytli teplotné rozdiely na niektorých bodoch modelu. Tento rozdiel bol zjavný zo simulačných výsledkov, a možno predpokladať, že zavážil vplyv rozdielnych numerických riešení jednotlivých softvérov pre danú analýzu.

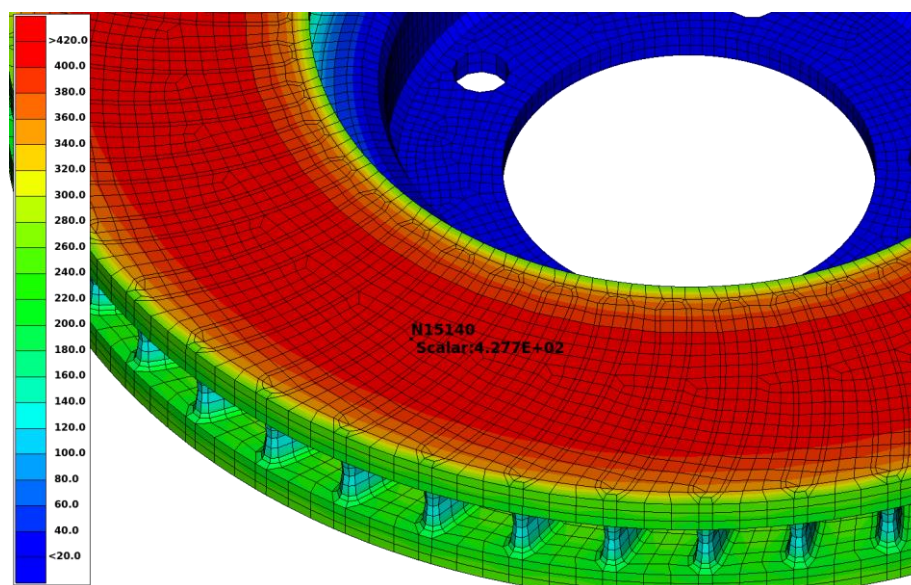
Z grafu 8. je vidieť, že na začiatku simulácie je teplota vo vybranom uzle v programe PERMAS väčšia a približne v čase dvoch sekúnd sa tento stav medzi programami vymieňa. Nutné je podotknúť, že tento stav nemohol nastať vplyvom iných materiálových vlastností. Ak by bola totiž napríklad väčšia tepelná vodivosť v jednom zo simulačných modelov, prejavilo by sa to konštantne väčšou teplotou uzlu napríklad v mieste rebra. Chyba na strane materiálu tak bola nepravdepodobná.



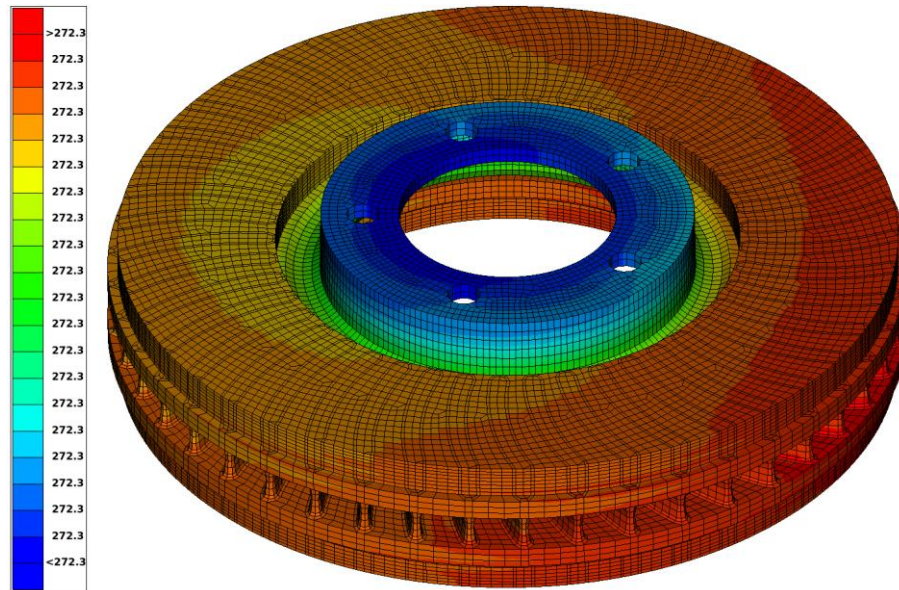
Graf 8. Priebeh teploty v uzle elementu kotička pre ABAQUS (červená) a PERMAS (modrá)

Obdržané boli výsledky v časoch s konštantným časovým krokom, to znamená od 0 do 8 s, s krokom 0,5 s. Z výsledkov je zrejmé, že teploty boli veľmi podobné s výsledkami z programu ABAQUS. Maximálne hodnoty teplôt sa od seba líšia len minimálne.

Maximálna hodnota teploty sa prejavila v čase 5 s o veľkosti 427,7 °C. Táto teplota sa líši od teploty, ktorú možno pozorovať z výsledkov programu ABAQUS len o 0,3 °C. Jedná sa prakticky o dokonalú zhodu výsledkov.



Obrázok 5.2-1 Maximálna teplota na brzdovom kotiči v čase 5 s o hodnote 427,7 °C - PERMAS oddelená analýza

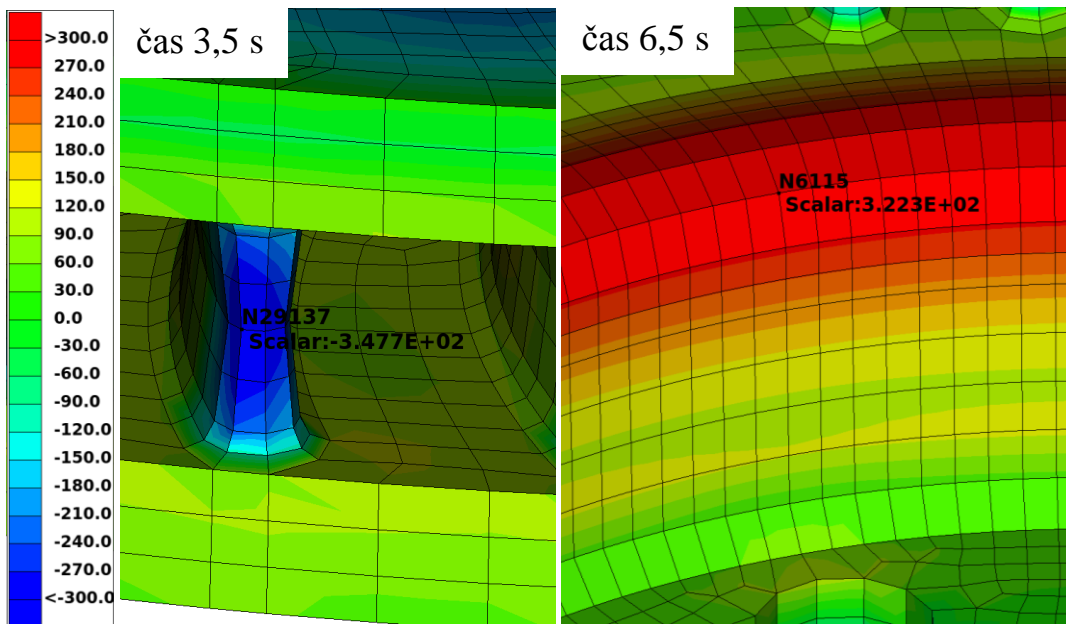


Obrázok 5.2-2 Ustálenie brzdového kotúča na teplote 272,3 °C v čase 2008 s - PERMAS oddelená analýza

Aj koncová teplota po približnom ustálení teploty všetkých komponentov simulačného modelu v čase 2008 s sa líši len minimálne oproti programu ABAQUS. Rozdiel v teplote je 0,2 °C, čo činí výsledky tepelnej simulácie prakticky totožné.

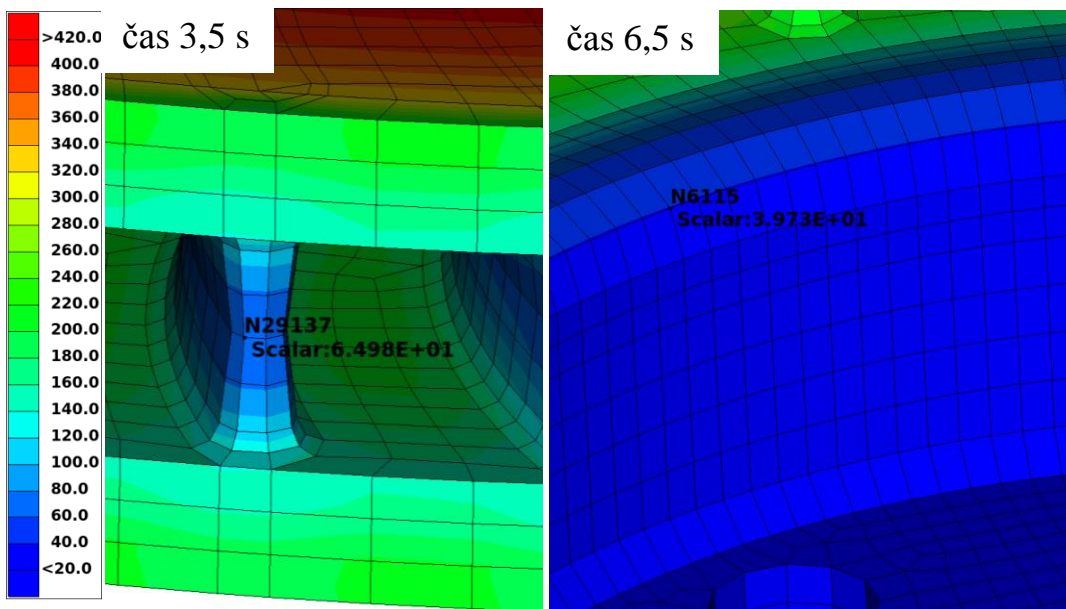
5.3 Výsledky pevnostného namáhania od tepelného poľa PERMAS

Následne sú rozloženia tepelných polí v komponente v čase vnesené do simulačného modelu pre výpočet napätí vznikajúcich v dôsledku rozdielnych lokálnych teplôt. Tieto maximálne redukované napätia vznikali opäť v rovnakých častiach brzdového kotúča pri totožnom čase a porovnateľnou veľkosťou ako v programe ABAQUS.



Obrázok 5.3-1 Redukované napätia na brzdovom disku s hodnotou 347,7 MPa v tlaku v čase 3,5 s a v ťahu s hodnotou 322,3 MPa v čase 6,5 s - PERMAS oddelená analýza

Pre simuláciu programu PERMAS pre oddelenú analýzu sme dostali nasledovné výsledky. V čase 3,5 s je rebro podobne ako v programe ABAQUS namáhané na tlak s redukovaným napätím 347,7 MPa. Druhý maximálny prípad namáhania je obdržaný v čase 6,5 s, s namáhaním 322,3 MPa v oblasti hrdla. Pre oba tieto prípady namáhania bolo potrebné zistiť hodnoty teploty pre následné zhodnotenie možného prekročenia medze klzu materiálu šedej liatiny. Pre prvý prípad bola zistená teplota 65 °C a v druhom prípade sa jednalo o 39,7 °C.



Obrázok 5.3-2 - Teploty uzlov namáhaných maximálnym redukovaným napätím v čase 3,5 s s 65 °C (ľavý obrázok) a 6,5 s s 39,7 °C (pravý obrázok) - PERMAS oddelená analýza

Pri zhodnotení výsledkov simulácie pomocou grafu 5. zobrazujúceho závislosť medze klzu šedej liatiny na teplote je možné zhodnotiť namáhanie brzdového kotúča. Pre prvý prípad maxima na brzdovom kotúči nevzniknú plastické deformácie, lebo nie je prekročená príslušná hodnota medze klzu. Naopak v druhom prípade maximálneho redukovaného napätia dochádza k prekročeniu medze klzu, čo možno hodnotiť ako neprijateľné. Rovnako ako v prípade oddelenej analýzy ABAQUS je potrebné vykonať konštrukčné opatrenia.

5.4 Zhodnotenie a porovnanie oddelenej analýzy PERMAS

Pre teploty v uzloch bola zistená v programoch ABAQUS a PERMAS zhoda ako v maximálnej hodnote teploty v čase 5 s, tak v koncovej hodnote ustálenej teploty v čase 2008 s. Možno povedať, že bola dosiahnutá energetická zhoda v simulačných výsledkoch. Zároveň bol zistený posun v teplote v súlade s grafom 8. znázorňujúcim teplotu rovnakého bodu pre dva programy.

V oboch prípadoch analýz namáhania teplom štruktúry monolitu pre programy ABAQUS A PERMAS bol zistený vznik podobných polí napätosti. Aj časová hodnota týchto namáhaní bola rovnaká v oboch programoch.

V PERMAS-e bolo zistené väčšie namáhanie na tlak pre vonkajšie konce rebier monolitu. S hodnotou 347,7 MPa sa jedná o namáhanie vyššie o približne 39 MPa. Rozdiel hodnôt tak činí 13 % oproti simulácii v ABAQUS-e. Pre druhý maximálny stav namáhania v ťahu krku monolitu bola dosiahnutá hodnota s rozdielom len 6 MPa. Aj keď namáhanie v tlaku na rebrách nespôsobuje plastickú deformáciu, je rozdiel redukovaných napätí viditeľný. Dôvodom tohoto nerovnakého napätia je spôsobený rozdielnym teplotným poľom v rámci simulačných programov. Prípadný vznik plastickej deformácie v oblasti rebra by nemal mať za následok zlyhanie brzd.

Pri použití modulu DIRECT TEMPERATURE sa prejavila citlivosť riešenia na veľkosť kroku. Pri použití tohto modulu však nie je jednoduchým spôsobom možné načítať teplotné polia len v časoch zaujímavých na zhodnotenie do pevnostnej simulácie.

Použitie modulu DIRECT NLTEMP sa vyznačuje automatickou inkrementáciou výhodnou pre možnosť zadefinovania presných časových krokov pre vypísanie výsledkov pomocou príkazu NLRESULT. Ako časovo náročná sa prejavila aj príprava výsledkov tepelnej simulácie za účelom použitia v pevnostnom výpočte.

Pre vzniknuté rozdiely výsledkov napätí by bolo dobré vykonať dodatočnú validáciu. Na výsledok a priebeh teplôt môže mať vplyv voľba algoritmu riešenia nelinearít materiálového typu a samotnej úlohy v module DIRECT NLTEMP. Ten bol ponechaný na automatickom výbere programu. Na odlišný priebeh teplôt môže mať vplyv aj zlé vysporiadania sa programu so skokovou zmenou zaťaženia. Výsledky sú však s prihliadnutím na rozdiely dostatočne podobné pre možnosti použitia oboch týchto softvérov pri hodnotení tepelného namáhania brzdových kotúčov.

6. Zviazaná tepelno-pevnostná analýza

Hlavnou časťou práce je preskúmať, zhodnotiť a porovnať možnosti, ktoré ponúka balíček tepelno-pevnostnej analýzy simulačného programu ABAQUS. Čo tento balíček umožňuje, je počítať úlohy konečných prvkov pri namáhaniach, kde priebeh teploty a deformácie sú navzájom na sebe závislé.

6.1 Teória zviazanej analýzy

Typické úlohy, pri ktorých býva generované teplo závislé na deformácii a opačne, sú prípady z metalurgického priemyslu. No prípady takejto závislosti nastávajú aj pri problematike marenia kinetickej energie vozidla v brzdách. Ak sa totiž vplyvom trenia dvoch povrchov pri brzdení ohrieva lokálne disk a brzdové obloženie, spôsobuje to ich všeobecnú deformáciu vďaka tepelnej rozťažnosti. Takéto deformácie majú spätný vplyv na zmenu kontaktnej plochy, čím sa mení aj veľkosť a miesto generovaného tepla. K simulácii týchto dejov sa používa zviazaná analýza.

Na simuláciu boli využité modely reálne zodpovedajúce komponentom ocelevej platničky, trecieho obloženia a piestikov strmeňa. Konkrétne išlo o model obsahujúci 3 piestiky tlačiace na oceľovú platňu brzdovej platničky. Pri automobiloch s väčším výkonom a hmotnosťou je samozrejme dimenzovanie brzd na väčšie výkony, no to isté platí aj o ďalších komponentoch automobilu iných než sú brzdy. Pri väčšej brzdovej platničke je potrebné správne rozkladať tlak po celej jej ploche tak, aby sa docielilo čo najefektívnejšieho kontaktu s čo najrovnomernejším rozložením tlaku na veľkej trecej ploche medzi brzdovou platničkou a brzdovým diskom. Práve z tohto dôvodu sú použité tri piestiky na každú platničku. Rozšírenie modelu o brzdové piestiky má výhodu v tom, že do simulácie je možné vniesť priamo namáhanie od piestikov, alebo v prípade zviazanej analýzy zaujímavejšie, rozloženie kontaktných tlakov na rozhraní. Tieto tlaky majú priamo vplyv na veľkosť generovaného tepla pri brzdení vozidla. Tým pádom umožňujú zachytiť skutočné kontaktné tlaky, čo má za následok lepšie popísanie správania v kontaktnom mieste.

Ďalším podstatným parametrom pri zviazanej analýze je koeficient trenia medzi kontaktnými telesami. Jeho veľkosť lineárne určuje veľkosť trecej sily na elemente pri danej normálovej sile. Je však známe, že v priebehu zahrievania trecieho obloženia sa mení koeficient trenia a so stúpajúcou teplotou klesá. Tým pádom sa zväčšuje brzdná dráha a klesá efektívnosť brzdovania. Existujú prípady z praxe, kde kvôli prehriatiu brzd poklesne súčiniteľ trenia natoľko, že sú brzdy vozidla prakticky nepoužiteľné a vplyvom veľkých teplôt sa odparí brzdová kvapalina. To je možným rizikom hlavne u vozidiel nákladných, kde sa môžu pri opakovanom brzdení v prudkom klesaní brzdy prehriať.

Dodatočné parametre potrebné pre zviazanú analýzu pevnostného namáhania od teplotného poľa v čase sú:

- kondukcia medzerou v závislosti na vzdialenosti a kontaktnom tlaku,
- koeficient trenia v kontakte trecieho obloženia a brzdového kotúča.

Parameter kondukcie v mieste trenia popisuje správanie vedenia tepla do ostatných komponentov ako závislú na dvoch premenných a to kontaktnom tlaku a vzdialenosti.

Nutné je uviesť, že znalosť závislosti koeficientu trenia na teplote je veľmi dôležitá pri simuláciách cyklických namáhání brzd a treba túto nelineárnu závislosť zohľadňovať. Preto pri zavedení konštantného parametru nie je ovplyvnený výsledok jednoduchej simulácie. Experimentálne bolo totiž zistené, že počas jedného brzdneho cyklu zostáva brzdny moment stabilný a drží si takmer konštantnú hodnotu. To umožňuje stanoviť brzdnu dráhu ako známu, vypočítanú cez kinetickú energiu vozidla a dané priemerné spomalenie vozidla. V prípade extrémneho namáhania v priebehu jedného cyklu je uvažovaný konštantný koeficient trenia, pri ktorom sú zisťované kontaktné podmienky.

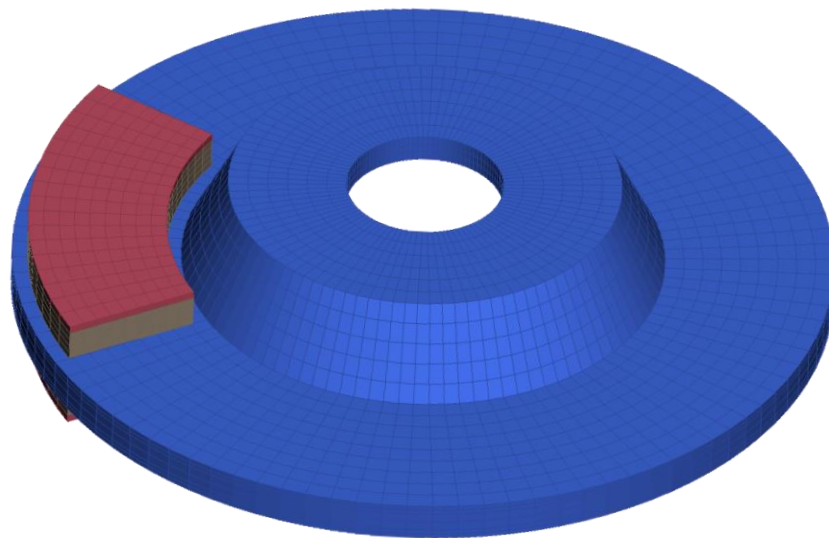
Jednou z výhod zviazanej analýzy je, že priamo zobrazuje dva zdroje namáhania brzdového kotúča a to od brzdneho momentu a od nehomogénneho teplotného poľa.

6.2 Vytvorenie simulačného modelu zviazanej analýzy

Pre prvé pokusy ako postupovať pri vytváraní zviazanej teplotno-pevnostnej analýzy v programe ABAQUS bol použitý vzorový príklad 3D brzdového kotúča a trecieho obloženia dostupný v dokumentácii k programu. V tomto prípade sa jednalo o zostavu skôr bicyklového prevedenia brzdy, pričom teplo bolo generované odvaľovaním brzdového disku pri konštantných otáčkach za danú dobu. Sila pritláčania obloženia bola vyvedená za účasti konštantného tlaku pôsobiaceho po celú dobu rovnomerne po povrchu platničky. Dôvod spomenutia jednej platničky je taký, že sa jednalo o úlohu symetrickú, vďaka čomu mohol byť v príklade použitý polovičný model len s jednou platničkou a polovičnou hrúbkou prstenca. Simulácia bola zložená z dvoch simulačných krokov. V prvom kroku bol na platničku zavedený zadaný tlak a vypočítaný kontakt medzi dvoma trecími povrchmi. Jednalo sa teda o pomerne výpočtovo jednoduchý krok, ktorý bol minimálne výpočtovo náročný oproti kroku druhému. V druhom kroku bol model s už vytvoreným kontaktom následne roztočený na dané otáčky a tým pádom začalo byť generované aj teplo trecími silami.

Po preskúmaní modelu z pohľadu okrajových a kontaktných podmienok a približných materiálových parametrov bol zvolený ďalší postup zmien. Z dôvodu, že vo vzorovom príklade bolo generované teplo pri konštantných otáčkach, bolo potrebné zistiť, či a akým spôsobom možno vnášať do modelu otáčky brzdiaceho kotúča. Pre tento účel bola vytvorená tabuľková funkcia s priebehom uhlovej rýchlosti, ktorá bola neskôr zadaná do okrajovej podmienky posuvného typu. To bolo možné vďaka schopnosti zadaní do okrajovej podmienky pomocou známej rýchlosti, z ktorej bolo v každom časovom kroku dopočítavané uhlové posunutie kotúča. Hlavná otázka bola, či je program schopný skokovo zmeniť uhlovú rýchlosť na hodnotu 168 rad/s a následne po dobu 8 s konštantne klesať na nulovú hodnotu. Bolo zistené, že program je schopný v malom časovom okamihu s malým krokom postupne vypočítať stav zodpovedajúci tejto uhlovej rýchlosti a z neho následne pokračovať podľa zadaného priebehu.

Za účelom vytvorenia správneho simulačného modelu a overenia adekvátne generovaného tepla medzi kontaktnou trecou dvojicou bol vytvorený skúšobný, jednoduchší model, pre nízky výpočtový čas simulácie. Tak bolo učené aj z toho dôvodu, že v prípade vzorového príkladu sa jednalo o model zadaný formou kódu, čo neumožňovalo meniť dodatočne ďalšie parametre sústavy jednoduchým spôsobom. Ďalším z dôvodov bol ten, že si bolo potrebné vyskúšať vytvoriť celý simulačný model a prejsť si tak kroky, ktoré by sa javili ako kritické. Tie by sa tak ľahko prejavili na takomto modeli a bolo by s nimi možné neskôr počítať.



Obrázok 6.2-1 Simulačný model jednoduchého brzdového kotúča s trecím obložením a oceleovou platničkou

Po úspešnom vytvorení modelu a overení správneho chodu simulácie bolo potrebné overiť energetické parametre. To z toho dôvodu, že sústava v simulácii sa nespráva ako sústava dynamická, ale otáčky kotúča musia byť zadané umelo. Otáčky sú totiž funkciou uhlového spomalenia, ktoré priamo súvisí so brzdným momentom kolesa. Ak by sa totiž nestrácala všetka kinetická energia práve v práci brzdného momentu, mohlo by to viesť k nesprávnym simulačným výsledkom a hlavne nesprávnym záverom pri porovnaní s oddeleným tepelno-pevnostným výpočtom. Kvôli rozmerovej podobnosti bol náhradný model vytvorený s rovnakým rozmerom trecích polomerov v oblasti prstenca. Parametre pre záťaž boli uvažované totožné pre skúšobný model ako aj pre model skutočný. V skúšobnom modeli zviazanej analýzy bol ďalej zavedený tlak konštantný po celej ploche a samotné trecie obloženie a oceľová platnička boli modelované ako pätina výseče z prstenca.

Brzdny moment je daný rovnicou (13). Následne pomocou vzorca náhradného polomeru r_n (14) je možné s pomocou známej plochy trecieho obloženia a koeficientu trenia 0,37 dopočítať približnú hodnotu trecieho tlaku.

Po spustení simulácie bolo možné odčítať reakčný moment v bode na osi rotácie, na ktorý bol brzdový kotúč naviazaný dokonale tuhou väzbou. Brzdny moment je možné

v ABAQUS-e jednoducho dať vypísať vo výsledkoch. Priebeh bol podobný ako na grafe 9. Následne bolo potrebné overiť, či tento moment zodpovedá momentu nami vypočítanom a zodpovedajúcim danému spomaleniu.

Ďalším krokom bolo vykonať korekcie a pomocou trojčlenky vypočítaného tlaku p_1 , vypočítaného momentu M_1 a požadovaného momentu M_2 dopočítať tlak zodpovedajúci momentu M_2 . Tieto simulácie boli spúšťané len v krátkych výpočtových časoch pre získanie hodnoty krútiaceho momentu. Pre tlak platí podľa trojčlenky nasledovný vzťah:

$$p_2 = \frac{p_1}{M_1} * M_2. \quad (23)$$

Už po druhej simulácii bol výsledný moment M_2 približne podobný tomu požadovanému, ale v rámci priblíženia sa čo najlepšej energetickej podobnosti bola zavedená nasledovná aproximácia. Zo znalosti tlaku a ním vytváraného momentu bol získaný bod p_1, M_1 a druhý bod p_2, M_2 . Z dvoch bodov boli vypočítané koeficienty a a b pre rovnicu priamky:

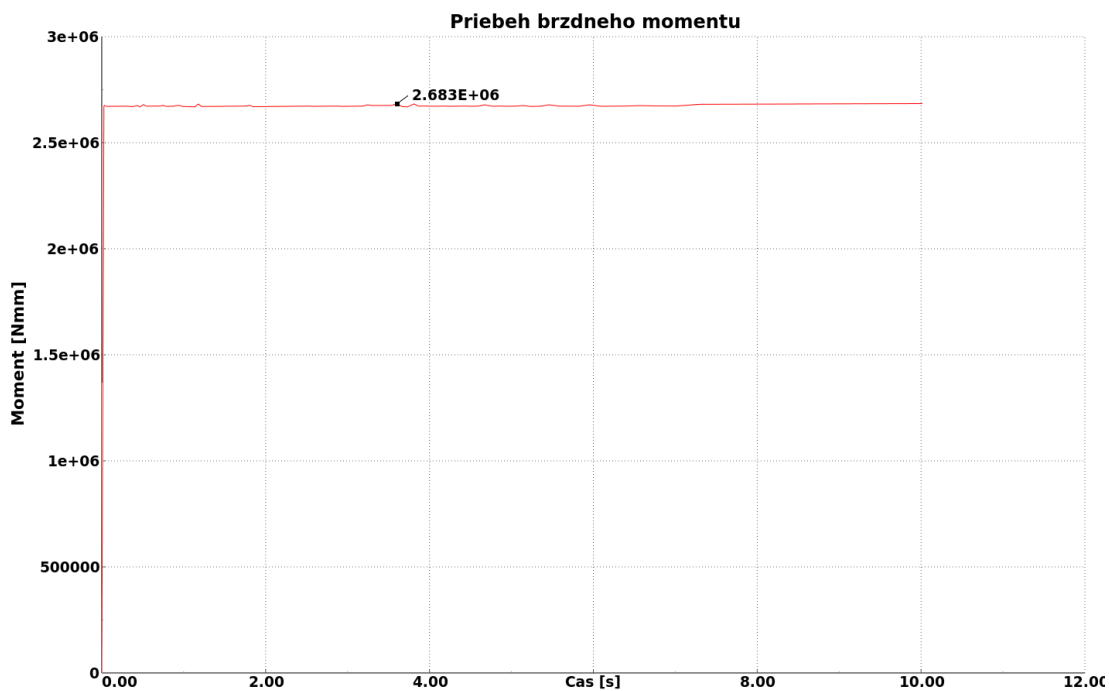
$$y = ax + b \quad (24)$$

kde y je požadovaný moment a x je hľadaný tlak. Po vyjadrení x z rovnice a známom y a zároveň známých parametrov priamky a a b bol vypočítaný hľadaný tlak.

Po overení funkčnosti skúšobného modelu bol vytvorený simulačný model už z modelu monolitu M1 a modelov brzdového obloženia ocelevej platničky a piestikov zodpovedajúcich skutočným komponentom. Vnesenie modelu brzdových piestikov umožnilo zohľadniť skutočné rozloženie tlakov pod brzdovou platničkou a tým pádom lepšie simulovať tepelné toky. Pre zaväzbenie komponentov medzi sebou a teda trecieho obloženia ocelevej platničky a piestikov bola vytvorená kompatibilná sieť medzi prvkami tak, aby dosadali body v mieste kontaktu na seba. Okrem toho boli komponenty sieťované prevažne v lineárnych šesťstenoch a veľkosť hrany vo všeobecnosti bola stanovená o hodnote 5 mm. Keďže v skutočnosti je trecie obloženie prilepené na oceľovú platničku, boli uzly prvkov v kontakte spojené pre vytvorenie dokonalého spoja.

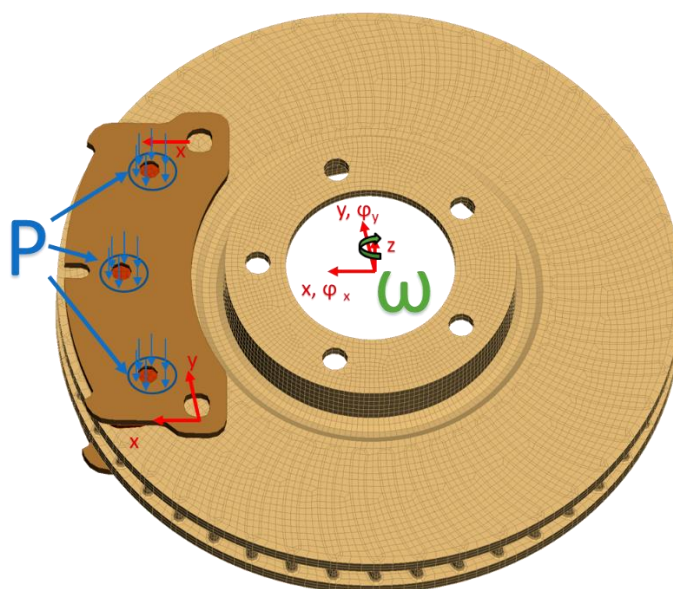
Čo sa týka dosadania piestikov na oceľovú platničku, tu bol zvolený rovnaký typ spoja. V skutočnosti to však nezodpovedá realite, no pre účely simulácie bolo toto zjednodušenie postačujúce. Najlepším riešením by bolo riešiť väzbu medzi týmito komponentami ako kontakt, čo by však malo za následok výrazné spomalenie simulácie.

Po spustení simulácie na krátky čas bolo z výsledkov zrejmé, že problém nastáva v okrajovej podmienke modelu. Piestikom strmeňa bol odobraný posuv v rovine radiálneho pohybu a umožnený pohyb bol len v smere axiálnom. To pri zaväzbení plôch medzi platničkou a piestikmi ako bolo spomenuté vyššie spôsobilo, že pri prvých desatinách sekúnd zohriatia komponentov v kontaktnej ploche a následným rozťahnutím materiálov bol trecí materiál z kontaktu odsúvaný v axiálnom smere, čo malo za dôsledok generovanie trenia len na malých kontaktných plochách a tento extrém len naberal na nezmyselnosti. Neschopnosť platničky sa natočiť a vytvoriť kontakt na inom mieste spôsobila zlé simulačné výsledky.



Graf 9. Priebek brzdného momentu na simulačnom modeli skutočnej zviazanej simulácie bez tepelnej rozdiľnosti

Z tohto dôvodu bol zo simulačného modelu neskôr vybraný model brzdového piestika a jeho efekt bol nahradený pôsobením ekvivalentného tlaku na oceľovú platničku v mieste styku. Ďalej sa tým zabránilo ďalšiemu bočnému efektu a to umelému zvyšovaniu tuhosti trecieho materiálu a platničky.



Obrázok 6.2-2 Simulačný model zviazanej analýzy bez piestikov so zobrazením tlaku a uhlovej rýchlosti a okrajových podmienok

Aj keď platničky v ďalšom prípade bolo umožnené sa nakláňať, k axiálnemu odtlačaniu dochádzalo naďalej vo veľkej miere, aj keď do kontaktu prichádzalo aj v ďalších miestach vďaka natočeniu. Z tohto dôvodu boli vytvorené dve finálne simulácie a to jedna bez tepelných rozťažností a druhá s nimi. Model bez tepelných rozťažností nepočíta so zmenami tvaru v závislosti na teplote a tým pádom je tepelný tok ovplyvnený len rozložením kontaktného tlaku, ktoré zostáva počas simulácie rovnaké.

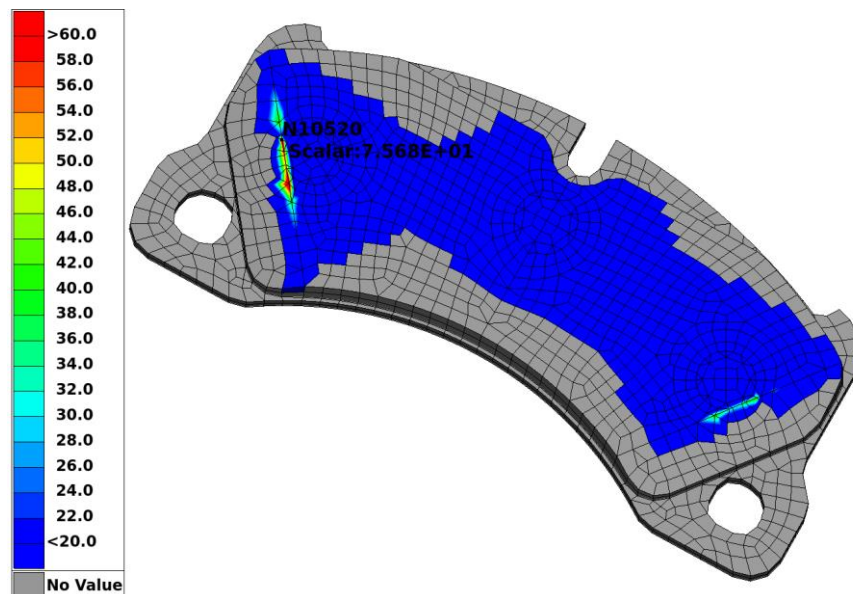
Druhá komplikácia nastáva pri výpočtovom čase modelu zviazanej analýzy s teplotnými rozťažnosťami. Tie spôsobovali neustálu zmenu kontaktu v každom kroku a v prípade celej reálnej zostavy brzdového ústrojenstva sa prejavovali výpočtovým časom odhadom na 30 dní. Preto bola vyhodnotená len do času, do ktorého simulácia dobehla.

Pri testovaní čiastočných výsledkov zo zviazanej analýzy bolo zistené, že dochádza k efektu zahrievania lokálnych bodov na nábehovej hrane. Tento efekt spôsoboval, že tepelná rozťažnosť vynášala ostatné body z kontaktu, a spôsobovala aj naďalej extrémne nezodpovedajúce skutočnému správaniu v praxi. Toto bol primárny dôvod, prečo výsledky boli zhodnocované hlavne zo simulačného modelu bez tepelných rozťažností materiálov. Snahou je v ďalšom texte lepšie vysvetliť dôvody tohto rozhodnutia.

Tlak v modeli bol zadefinovaný rovnakým spôsobom, ako tomu bolo pri zjednodušenom simulačnom modeli zviazanej analýzy. Týmto spôsobom bola zaručená dôveryhodnosť energetických tokov v rámci zviazanej analýzy.

6.3 Výsledky zviazanej analýzy bez tepelnej rozťažnosti

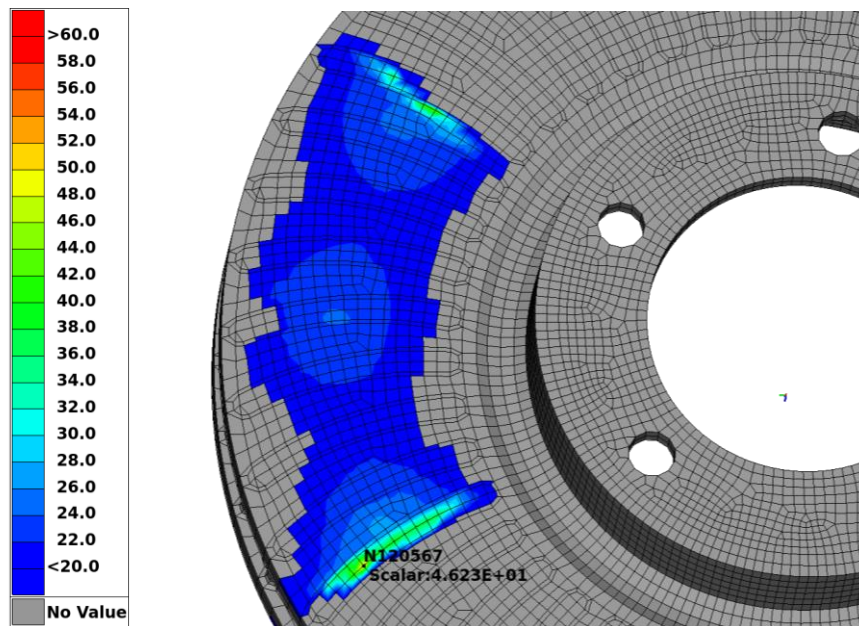
Pri konštantnom brzdnom tlaku pri manévri brzdenia a nedefinovanej tepelnej rozťažnosti materiálov sa kontaktný tlak pod trecím obložením prakticky nemení.



Obrázok 6.3-1 Rozloženie tlaku pod trecím obložením brzdového segmentu s maximom 75,68 MPa na nábehovej hrane - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti

Z uvedeného obrázku je vidieť zvýšený tlak v mieste hrán trecieho obloženia a najväčšia hodnota tlaku je na hrane nábehovej, na ktorú brzdový kotúč nabieha. Hodnota

kontaktného tlaku je 75,68 MPa. Je vidieť, že tlak sa rozkladá pod miestom pôsobenia piestikov strmeňa. Šedé okraje brzdovej platničky pritom vôbec do kontaktu nevstupujú. Pre kontakt na brzdovom kotúči boli získané kontaktné tlaky zobrazené na obrázku 6.3-2.

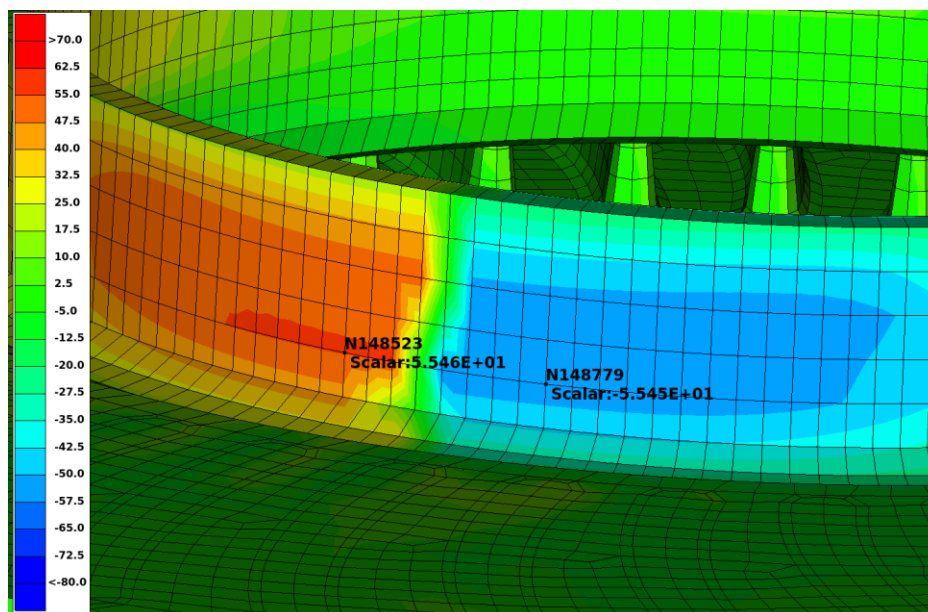


Obrázok 6.3-2 Rozloženie kontaktného tlaku na brzdovom kotúči s maximom 46,23 MPa v mieste nábehovej hrany - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti

V mieste nábehovej hrany trecieho obloženia bol na brzdovom kotúči vyhodnotený tlak 46,2 MPa. Kontaktný tlak na brzdovom kotúči by mal byť konštantný, avšak v priebehu simulácie sa jeho hodnota menila a to v závislosti na tom, ako si na seba geometricky sadli siete konečných prvkov týchto komponentov. Tieto výsledky kontaktných tlakov dobre ilustrujú tvar kontaktu a zároveň hovoria v akom mieste bude najväčší tepelný tok. Je vidieť, že ten bude v mieste pôsobenia piestikov a teda zhruba v strede brzdovej platničky. To je viditeľné aj z výsledkov zahrievania brzdového kotúča.

Už spomínanou výhodou zviazanej analýzy je možnosť vyhodnocovania namáhania od mechanického zaťaženia a teplom spôsobenými napätiami. V dôsledku vynechania tepelnej rozťažnosti však boli opomenuté výsledky napätí od tepelného poľa v brzdovom kotúči a musela byť vykonaná dodatočná simulácia pre zhodnotenie ich vplyvu rovnako ako u oddelenej analýzy. Namáhanie od brzdneho momentu však vo výsledkoch zviazanej simulácie obsiahnuté bolo.

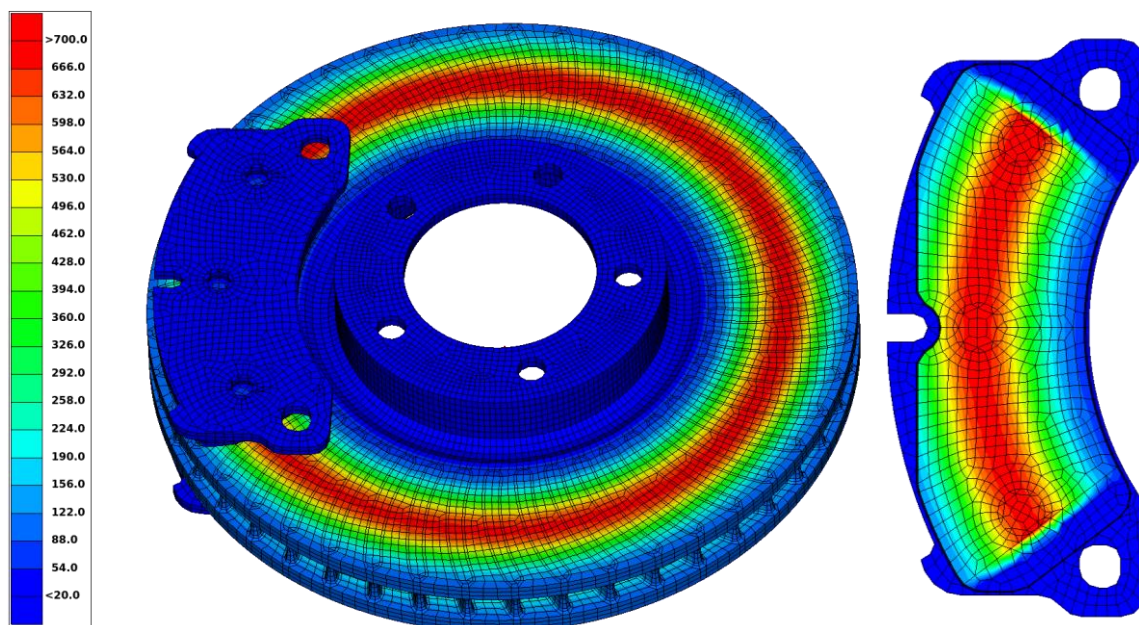
Najväčšie redukované napätie od brzdneho momentu vzniklo v mieste skrutiek, kde je zavedená zjednodušená okrajová podmienka ako je to vysvetlené v kapitole 3.2. Z toho dôvodu boli uvažované len výsledky v ostatnej časti brzdového kotúča mimo miesta valcových plôch skrutiek.



Obrázok 6.3-3 Pevnostné namáhanie od brzdného momentu na tanieri - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti

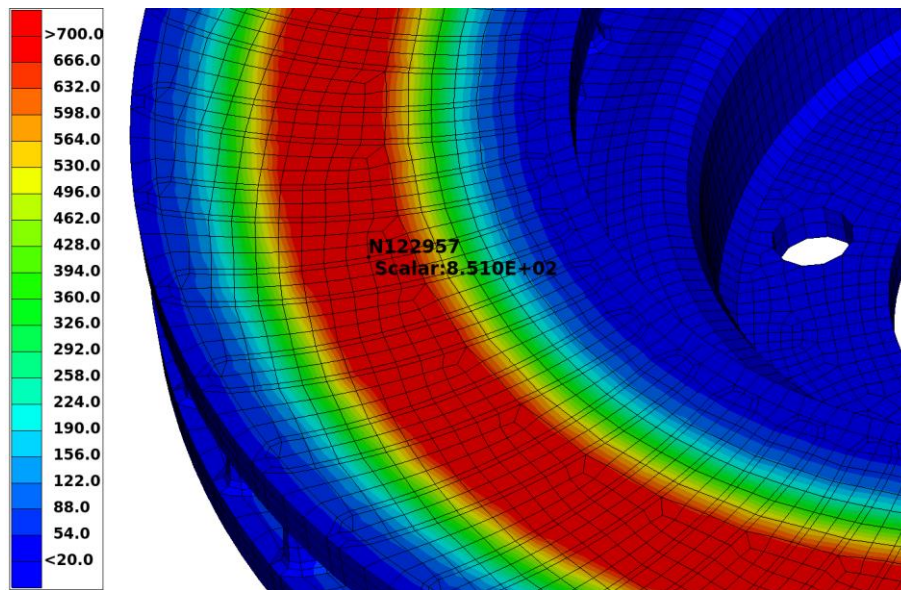
Z dvoch namáhání na ťah a na tlak je vidieť, že majú rovnakú hodnotu 55,5 MPa. K takémuto namáhaniu taniera dochádza vždy na mieste v blízkosti pôsobenia trecieho obloženia čo znamená, že v priebehu otáčania dochádza k cyklickému zaťažovaniu štruktúry. Hodnota je však veľmi malá a porovnateľná s výsledkami zo simulácie venujúcej sa čisto tomuto namáhaniu.

Pre teplo vznikajúce v priebehu brzdenia boli zistené lokálne väčšie tepelné toky, ktoré mali za následok zvýšený ohrev štruktúry v týchto miestach.



Obrázok 6.3-4 Teplota na komponentoch v čase 3,7 s s viac ako 700 °C v kontakte - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti

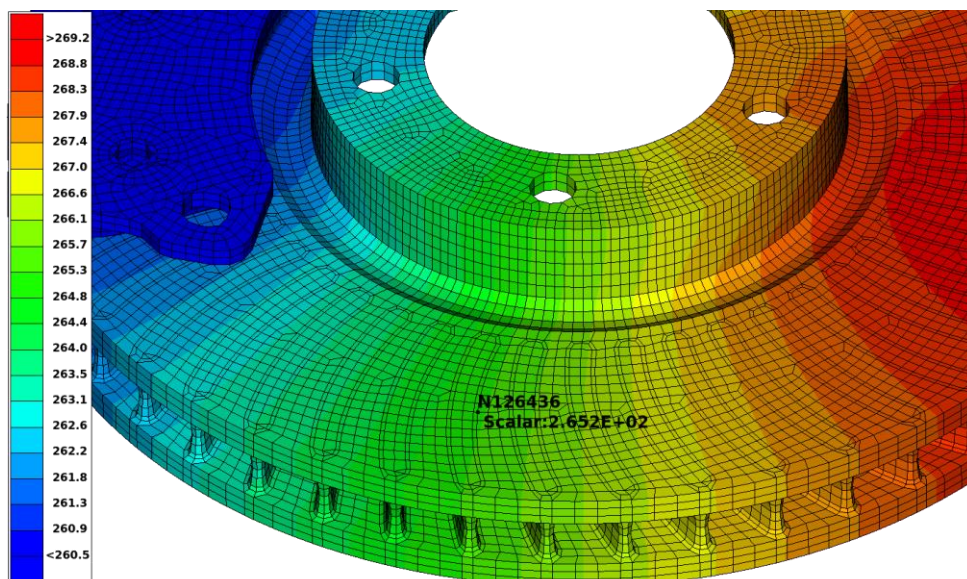
Maximálna teplota na kotúči bola o hodnote 851 °C v čase 3,7 s, čo je zatiaľ najvyššia hodnota. Takáto teplota by značila už poškodenie kotúča vplyvom tepla, ktoré by iniciovalo zmeny v štruktúre materiálu [15].



Obrázok 6.3-5 Maximálna teplota na brzdovom kotúči v čase 3,7 s o hodnote 851 °C - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti

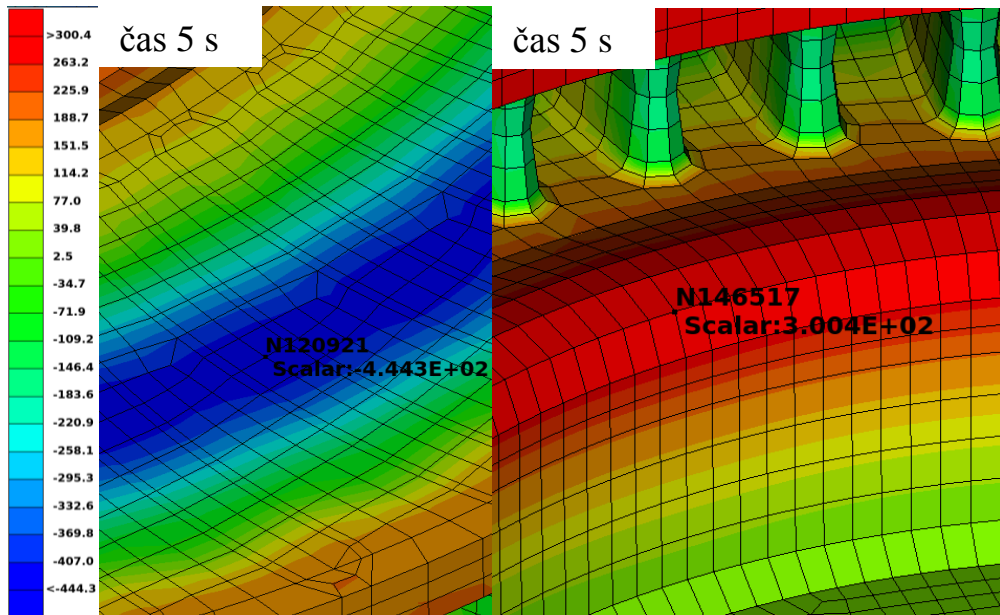
Spomínaná teplota nie je v bežnej prevádzke po jednom zabrzdení ani v extrémnom prípade možná. Snaha vysvetliť toto správanie je predmetom zhodnotenia tejto kapitoly.

Po simulácii odstátia brzdových komponentov v čase 2008 s sa teploty pohybovali v rozmedzí 260 až 269 °C. Najvyššia teplota sa sformovala na pravej strane vplyvom tepelnej kapacity a nízkej teploty brzdovej doštičky v čase 8 s (obrázok 6.3-6 pravá časť). Najmenšia teplota je v mieste ocelej platničky, ktorú izoluje zlá tepelná vodivosť trecieho obloženia.



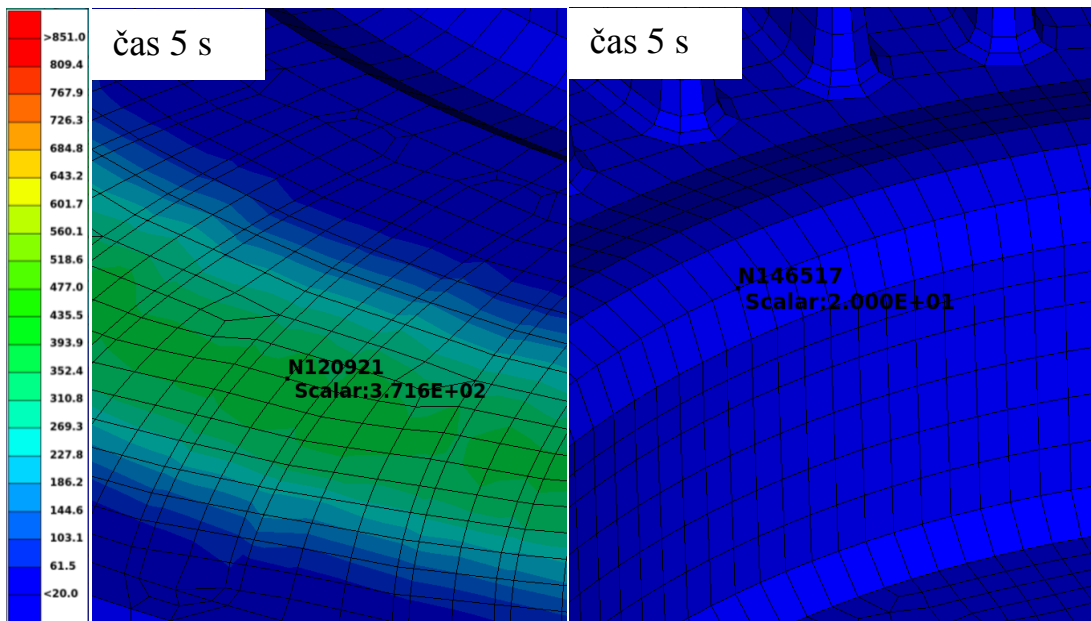
Obrázok 6.3-6 Teploty komponentov v čase 2008 s - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti

Pre ustálenie okolo jednej hodnoty by bol potrebný dodatočný čas. Kvôli času trvania simulácie cca 5 dní však už dodatočná simulácia nebola vykonaná. Predpokladaná hodnota ustálenia bola volená teplota 265,2°C, ako hodnota z pásma stredných teplôt z obrázku 6.3-6.



Obrázok 6.3-7 Maximálne namáhanie brzdového kotíča v čase 5 s o redukovanom napätí 444,3 MPa v tlaku v trecej časti prstenca a 300,4 MPa v ťahu na hrdle – ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti

Pre pevnostné namáhanie od rozdielnych teplôt uzlov v čase brzdenia boli dodatočným výpočtom obdržané výsledky redukovaného napätia. Pre ich zhodnotenie je opäť potrebná znalosť teplôt v týchto miestach.



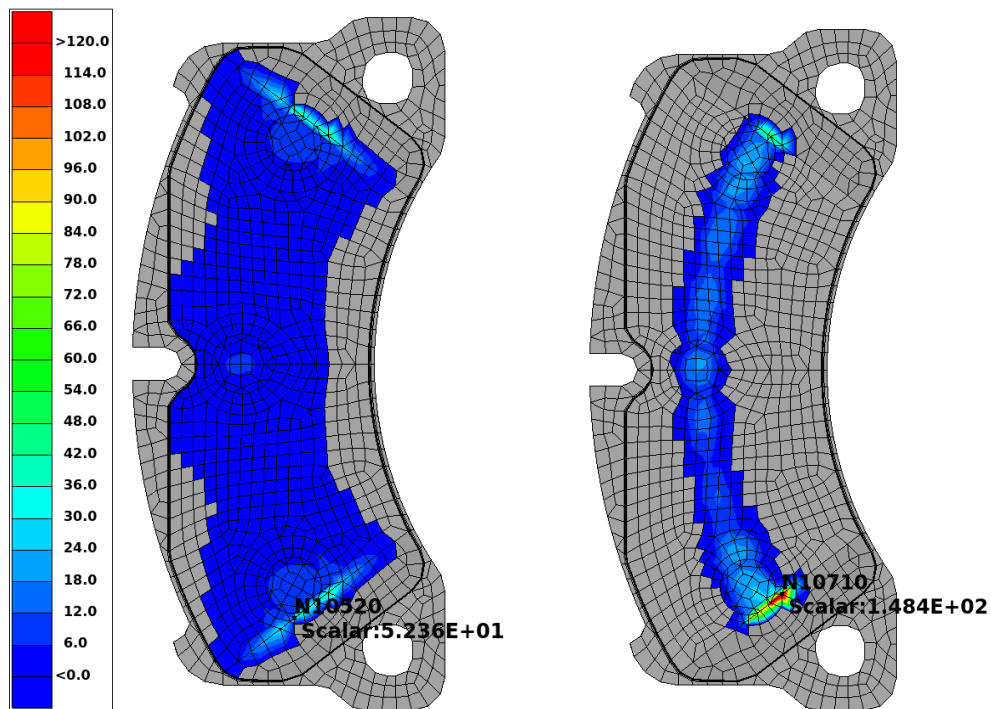
Obrázok 6.3-8 Teplotné hodnoty v čase 5 s pre trečiu časť prstenca 371,6 °C a hrdlo 20 °C - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti

Pre namáhanie v časti prstenca tlakom 444,3 MPa pri teplote 371,6 °C je prekročená medza klzu šedej liatiny vid' graf 5. To isté nastáva aj v prípade hrdla namáhaného na ťah napätím 300,4 MPa pri teplote 20 °C. Extrémne namáhanie na prstenci je dané veľkou hustotou tepelného toku a vzniká tepelnou výmenou na menšej ploche než je samotná plocha trecieho obloženia.

6.4 Výsledky zviazanej analýzy s tepelnou rozťažnosťou

Zviazaná analýza s tepelnou rozťažnosťou dobehla do času 0,46 s, v ktorom simulácia následne spadla. Všetky výsledky preto budú vyhodnocované z tohto časového úseku a na základe obdržaných výsledkov. Príčinou vzniknutého pádu bola zhoršená konvergencia v rámci zlého správania simulačného modelu. Toto zhoršené správanie bolo spôsobené lokálne vysokou tepelnou rozťažnosťou materiálov komponentov. Extrémne kontaktné podmienky spôsobili nestabilitu v konvergencii potrebou veľmi malých časových inkrementov. Výpočtový čas pre dopočítanie simulácie by sa odhadom pohyboval v čase 30 dní.

Rozdiel kontaktných tlakov medzi začiatkom a koncom simulácie je znázornený obrázkom 6.4-1.

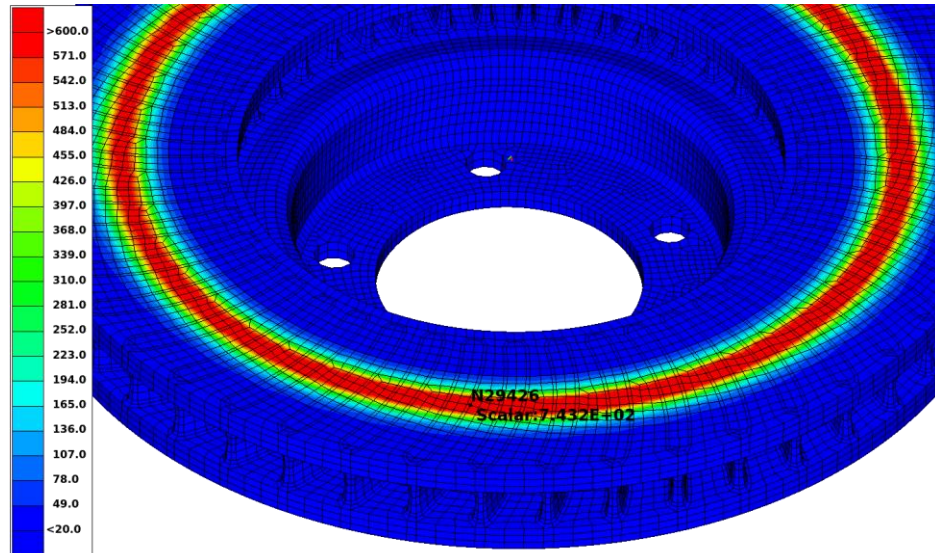


Obrázok 6.4-1 Kontaktné tlaky na začiatku 0,002 s (vľavo) a konci simulácie v čase 0,46 s (vpravo) - ABAQUS zviazaná analýza s rozťažnosťou

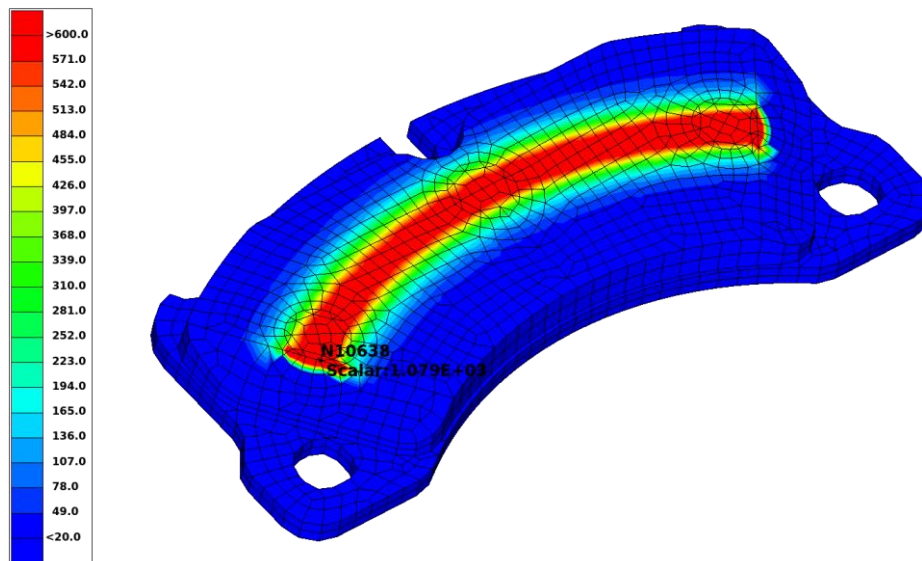
Je vidieť, že na začiatku simulácie sú v kontakte miesta pod piestikmi strmeňa rovnako ako u simulácie bez tepelnej rozťažnosti. Opäť je pozorovaný najväčší kontaktný tlak na nábehovej hrane trecieho obloženia. Tlak v tomto mieste so začiatočnou hodnotou 52,4 MPa na rozdiel od oddelenej analýzy v priebehu simulácie vzrástol na hodnotu 148,4 MPa. To

oproti zvyšným hodnotám kontaktných tlakov znamená, že väčšina kontaktu sa začala odohrávať práve v mieste nábehovej a výbehovej hrany trecieho obloženia.

Takéto tlaky majú vplyv na generované teplo v simulácii s maximálnou hodnotou v čase 0,46 s pre brzdový segment a brzdový kotúč zobrazených na obr. 6.4-2 a 6.4-3.



Obrázok 6.4-2 Teplota na brzdovom kotúči v čase 0,46 s o hodnote 743 °C - ABAQUS zviazaná analýza s rozťažnosťou



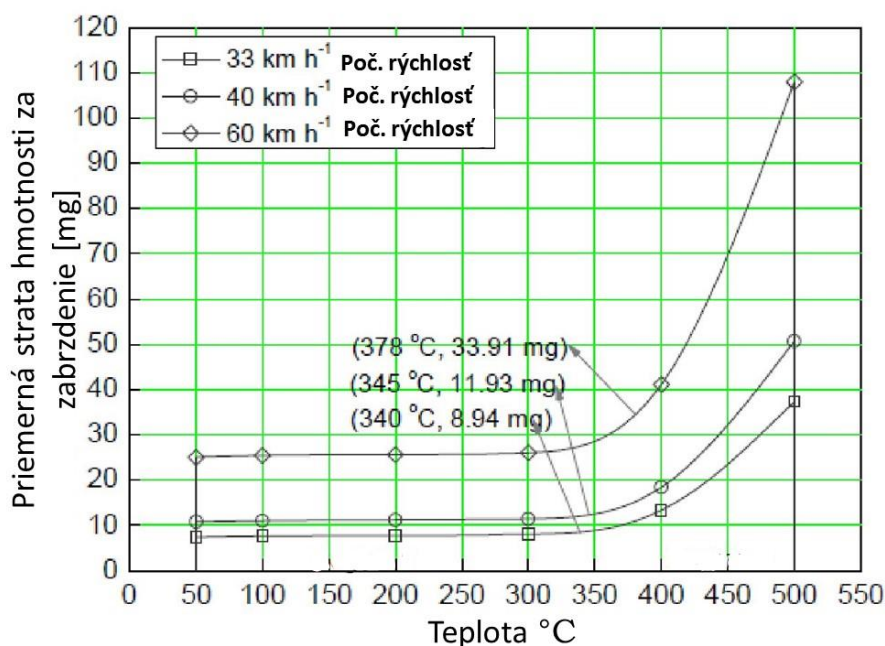
Obrázok 6.4-3 Teplota na trecom obložení v čase 0,46 s o hodnote 1079 °C

Takéto extrémne vznikajúce teploty sú dôvodom nestability simulácie. Viditeľné teplotné namáhanie by na komponentoch spôsobilo zmeny na úrovni štruktúry materiálu, ktoré by mohli viesť k jeho degradácii. Extrémne teploty taktiež môžu iniciovať trhliny v povrchu brzdového kotúča. Systém trecích brzd by v takomto prípade nebol schopný správne plniť funkciu, na ktorú bol určený [16].

6.5 Zhodnotenie výsledkov zviazanej analýzy

Pri zviazanej analýze bez a s tepelnou rozťažnosťou boli získané výsledky kontaktných tlakov v mieste trenia. Je pochopiteľné, že najväčšie kontaktné tlaky sú v miestach pod piestikmi strmeňa tlačiacom na oceľovú platničku. Pri odvalení kotúča v týchto miestach kontaktu vznikajú trecie sily pôsobiace proti smeru odvalovania kotúča. Efektom je vznik tepla, ktoré zahrieva materiály a šíri sa z miesta kontaktu ďalej do štruktúry komponentov. Je overené, že v prípadoch keď teplota kontaktu vzrastie nad 320 °C silne vzrastá opotrebenie trecieho obloženia [17]. Takéto opotrebenie vynáša materiál z miest s extrémnym pôsobením tlaku a teploty. Priamym dôsledkom je rozloženie tlaku na väčšiu plochu a zmiernením lokálne vysokého kontaktného tlaku. Toto opotrebenie materiálu je úmerné energii, ktorú sústava prijala. To znamená zvýšený efekt pri brzdení z veľkých rýchlostí.

Možné je teda predpokladať zaoblenie nábehovej a výbehovej hrany brzdového obloženia a taktiež opotrebenie v miestach zvýšeného tlaku v reálnej prevádzke brzd. Ďalej možno predpokladať veľký vplyv modelovania kontaktnej geometrie sústavy na vznikajúce kontaktné tlaky [18]. Samotné materiálové vlastnosti trecieho obloženia sú pomerne ťažko získateľné a neznalosť presných hodnôt sa môže významne podpísať na simulačných výsledkoch.



Graf 10. Veľkosť opotrebenia trecieho obloženia počas manévru brzdenia v daných troch počiatočných rýchlostiach [17]

V simulačnom modeli boli použité komponenty zodpovedajúce novým kusom s rovnými kontaktnými plochami. Zohľadnenie modelovania opotrebenia sa javí ako potrebný vstup do zviazanej analýzy, na ktorý by bolo potrebné tiež brať ohľad.

Uzly v modeli s tepelnou rozťažnosťou si držia svoju geometrickú polohu aj keď dochádza k ich extrémnemu zahrievaniu. Po deformácii vplyvom tepla sa uzly s najväčšími

teplotami namiesto opotrebenia deformujú smerom von z plochy trecieho obloženia. To má za dôsledok zmenšenie veľkosti kontaktu, až kým v kontakte zostanú len uzly s najväčším kontaktným tlakom a teplotou.

Efekt opotrebenia možno pozorovať v praxi, kde pri novom brzdovom obložení a brzdovom kotúči treba tento systém takzvané „zajazdiť“ a nevystavovať ho v počiatku veľkému namáhaniu. Kontakt sa medzi komponentami po určitej dobe opotrebením stabilizuje na energeticky výhodnom stave. Takýto stav sa javí čo najrovnomernejším rozložením kontaktného tlaku pod plochou trecieho obloženia s minimálnymi rozdielmi. Ako peknú ilustráciu možno uviesť mechanizmus opotrebenia v prírode. Ani kameň nezostane dlho s ostrými hranami a ako sa odvaľuje a opotrebováva, dochádza k jeho zaobľovaniu. Nie je teda prekvapujúce, že nezaoblené nábehové hrany sa javia ako miesta s extrémnymi tlakmi. Na brzdovom kotúči budú vždy miesta so zvýšeným tlakom práve v mieste zodpovedajúcom pôsobeniu piestikov strmeňa.

O materiálových parametroch trecieho obloženia je tiež veľmi málo známe. Okrem ortotropných vlastností Youngovho modulu a Poissonovej konštanty je najväčšia neznáma tepelná vodivosť a hmotnostná tepelná kapacita materiálu. Tieto hodnoty boli definované ako konštantné.

Spomenuté správanie a výsledky sú dôvodom opomenutia simulačného modelu s tepelnou rozťažnosťou a zamerania sa na správanie modelu zviazanej analýzy bez tepelnej rozťažnosti. Ten zachytával statické pôsobenie tlakov od piestikov, ktoré sa nemenilo. Rozloženie kontaktných tlakov v zviazaných analýzach sa ani tu nejavilo najvýhodnejšie kvôli veľkým hodnotám na hranách. Tie boli rádovo niekoľkonásobne väčšie než kdekoľvek inde pod trecím obložením. Výsledky z takejto simulácie sú však bližšie k tomu aký tlak, a v ktorých miestach pod brzdovým obložením možno očakávať.

Pre namáhanie od brzdného momentu boli získané výsledky o menšom redukovanom napätí než tomu bolo v prípade výpočtu samotného momentu, ako tomu bolo v kapitole 3.3. Rozdiel rádovo 5 MPa mohol vzniknúť v dôsledku použitia odlišných prvkov diskretizovania geometrie brzdového kotúča. Na výsledku sa mohol podpísať aj vplyv miesta aktuálneho pôsobenia brzdného momentu. Vzorec pre náhradný polomer r_n ramena brzdného momentu, ktorý slúži len na orientačný výpočet mohol vnieť do výpočtu malú odchýlku. Na strane zviazanej analýzy sa však jedná o zdroj najväčšieho rozdielu, kvôli brzdnému momentu vznikajúcemu trením nie na celej ploche trecieho obloženia ale len v miestach kontaktného tlaku od pôsobenia piestikov. Ako viac blížiaci sa realite je považovaný výsledok zviazanej analýzy bez tepelnej rozťažnosti. Výsledok zo simulácie len samotného brzdného momentu môže byť vhodný pre hodnotenie namáhania viac konzervatívnym spôsobom. V prípade monolitckej štruktúry v oboch prípadoch vychádzali veľmi malé redukované napätia. Hodnotenie namáhania brzdným momentom je viac zaujímavé u typu čapového disku kde brzdny moment musí byť prenášaný po obvode menším prierezom materiálu v oblasti čapov.

Pri výsledkoch teplôt zviazanej analýzy bez tepelnej rozťažnosti vznikla na brzdovom kotúči maximálna teplota 851 °C v čase 3,7 s brzdzenia vozidla. Teplota bola v kontaktnom

mieste na prstenci. Dôvod takejto vysokej teploty bol spôsobený lokálne vysokými kontaktnými tlakmi na nábehovej hrane. Práve na rozloženie kontaktných tlakov a ich modelovanie je toto namáhanie najviac citlivé. Opäť je možno konštatovať, že po dosiahnutí vyšších teplôt by došlo k opotrebeniu materiálu trecieho obloženia a rozloženiu kontaktného tlaku. Oproti oddelenej analýze sa však teplo generovalo v pomerne užšom pásme zodpovedajúcom polomeru dosadania piestikov strmeňa na brzdové segmenty. V radiálnom smere možno u reálnych brzdových kotúčov očakávať porovnateľný priebeh tepelného toku. Po vyriešení vplyvu lokálne veľkých tlakov je očakávaný priebeh s najvyššou teplotou pod piestikmi. Teploty nad 800 °C sú ale nezodpovedajúce a nemožno takéto výsledky považovať za správne [19].

Z výsledkov je taktiež vidieť, že zadefinovanie tepelného toku u oddelenej analýzy do celého objemu náhradného modelu je dobrým prístupom modelovania záťaže. Keby bol totiž predpokladaný tok rastúci v radiálnom smere kvôli väčším kružnicovým dráham, po ktorých sa elementárne trecie sily pohybujú, spôsobovalo by to najvyšší tok do okrajov brzdového kotúča.

Po odstátí brzdového kotúča by sa približne ustálila teplota v okolí hodnoty 265,2 °C. Po porovnaní tejto hodnoty s výsledkami oddelenej analýzy vidieť, že oproti výsledkom ABAQUS sa líši o hodnotu menšiu o 7,3 °C. To činí odchýlku približne 3 %. Brzdny moment bol počas simulácie približne konštantný a pohyboval sa okolo hodnoty 2683 Nm podľa grafu 9. Chybu mohol spôsobiť krátky čas v stotínach sekúnd zvyšovania uhlových otáčok na začiatku simulácie na hodnotu 168 rad/s. Najväčší vplyv však mohla mať na výsledky numerická odchýlka výpočtu. Je vidieť, že aj hodnota brzdneho momentu nebola úplne stála a odchyľovala sa v jednotkách Nm. Odchýlka koncovej teploty 3 percentá je však prijateľná a možno energeticky zhodnotiť simulačný model ako energeticky správny. Samozrejme toto tvrdenie je za predpokladu správnosti výsledkov jednoduchých oddelených tepelných simulácií v programoch ABAQUS a PERMAS.

Vo výsledkoch pevnostného namáhania od tepla vznikajúcom v brzdovom kotúči vznikli v čase 5 s dva extrémne prípady namáhania. V tretej oblasti prstenca je redukované napätie 444,3 MPa. Teplota v čase 5 s v tomto mieste bola o hodnote 371,6 °C. Tento extrém je priamo spojený s veľkým tepelným tokom v dôsledku spomenutého v zhodnotení kontaktných tlakov a tepelnej analýzy. Je preto možné očakávať zmenu tohto namáhania v prípade reálnejšieho správania simulačného modelu. Vypočítané namáhanie by prekročilo povolenú medzu klzu. Druhý prípad namáhania na krku monolitu bol rovnakého charakteru ako namáhanie u oddelenej tepelnej analýzy. Tu bolo namáhanie 300,4 MPa v ťahu a teplote len 20 °C. Oproti výsledkom oddelenej analýzy vzniklo toto namáhanie časovo skôr o 1,5 s. Hodnota redukovaného napätia je však porovnateľná a taktiež by spôsobila plastické deformácie na brzdovom kotúči. Prvý výsledok možno považovať ako výsledok nevhodne správajúceho sa simulačného modelu a veľkých tepelných tokov. Druhý je v súlade s výsledkami ostatných tepelných analýz.

Teploty vznikajúce na brzdovom kotúči a trecom obložení sú extrémne a v žiadnom prípade nezachytávajú reálne správanie sústavy. Aj napriek odstráneniu vplyvu okrajových podmienok zabraňujúcich brzdovému segmentu sa naklápať, sú výsledky simulácie

nevyhovujúce. Tepelná rozťažnosť hlavne brzdového kotúča a trecieho obloženia spôsobuje vplyvom zahrievania rozťažnosť materiálu v miestach najväčšieho kontaktného tlaku. Tento efekt sa v čase každým otočením brzdového kotúča znásobuje a v kontakte zostáva stále menšia časť brzdového kotúča.

Takéto správanie nie je vhodné ani z dôvodu nestálosti koeficientu trenia pri vysokých teplotách a jeho možnému zmenšovaniu sa. Teplo je tak generované hlavne v miestach pod piestikmi strmeňa. Opäť možno povedať, že modelovanie vplyvu opotrebenia môže byť hlavným parametrom potrebným pre korektné správanie sa simulácie a to hlavne trecieho materiálu. Pri veľkej teplote by sa mal materiál trecieho obloženia opotrebovať a umožniť kontakt ďalším menej zahriatym plochám. Takýmto spôsobom by sa mala sústava správať až by sa dosiahlo energeticky najvýhodnejšieho stavu v mieste kontaktu. Všetky deje v prírode majú tendenciu zachovať a udržať si stav energetického minima. Simulačné výsledky sú tak v rozpore so základným správaním brzdového ústrojenstva ale aj energetických mechanizmov okolo nás.

Záver

Vo firme Porsche Engineering Services s.r.o. v Prahe je väčšina práce smerovaná k virtuálnym výpočtom. Pomocou zaužívaných metodík sa vo firme hodnotia konštrukčné riešenia nových modelov automobilov a vo veľkom sa aplikujú výpočty cez metódu konečných prvkov. Úlohou tejto práce bolo preskúmať nové možnosti vyhodnocovania konštrukčných riešení pomocou novej analýzy MKP a jej porovnanie s doterajšími zaužívanými riešeniami.

Táto diplomová práca sa konkrétne zaoberá namáhaním brzdového kotúča. V rámci konštrukčného riešenia brzdového kotúča je dôležité zamerať sa na oblasť komfortu cestujúcich a bezpečnosť brzdového systému počas jeho životnosti. Práca tak skúmala efekt pískania brzd a zhodnotila namáhanie od tepla, brzdného momentu a odstredivých síl. Tieto efekty boli skúmané pomocou analýz využívajúcich metódu konečných prvkov. Išlo jednak o analýzy, ktoré sú firmou Porsche Engineering Services v súčasnosti využívané, ale ďalej bola predstavená tzv. zviazaná „coupled“ analýza, ktorú doteraz firma Porsche Engineering Services nevyužívala.

Oblasť komfortu je síce zohľadnená len v jednej kapitole, ale pre celistvosť problematiky namáhania brzdového kotúča bola táto problematika a jej výsledky uvedené v tejto práci. Zmenou geometrie rebrovania brzdového kotúča bola docielená aj zmena vlastných frekvencií daných tvarov. Týmto spôsobom bolo docielené odstránenie pískania brzd v prevádzke pri podieľaní sa brzdového kotúča vlastným tvarom na vzniku tejto nestability. Zmena typu brzdového kotúča s cieľom zmeny vlastných frekvencií sa ukázala ako nepravdepodobná kvôli vyššej cene čapového disku.

Za hlavný cieľ si táto práca zvolila zhodnotiť možnosti využitia a výhody zviazanej analýzy v programe ABAQUS. V rámci vyhodnocovania komplexných namáhaní vznikajúcich na brzdovom kotúči je zviazaná analýza výhodná najmä z pohľadu generovania výsledkov namáhania od brzdného momentu a zároveň zohľadnenia závislosti generovaného tepla na kontaktnej ploche a jeho vplyvu na namáhanie. Pre pochopenie pevnostných namáhaní vznikajúcich na brzdovom kotúči bolo potrebné pochopiť zaužívané metodiky a ujasniť si predpoklady, na ktorých boli vybudované. Týmto účelom poslúžili obsahy v rozsahu tretej a piatej kapitoly. Pri simuláciách brzdového kotúča na pevnostné namáhanie bolo v tejto práci zistené, že vplyv odstredivých síl a brzdného momentu je zanedbateľný v porovnaní s tepelným namáhaním.

Časová náročnosť výpočtu je v porovnaní s oddelenou analýzou kde výpočet oboch simulácií trvá niekoľko desiatok minút u zviazanej analýzy bez tepelnej rozťažnosti rádovo v jednotkách dní. Zviazaná simulácia s tepelnou rozťažnosťou sa pohybovala až v desiatkach dní.

Okrem namáhania od tepla vie zviazaná simulácia zohľadniť namáhanie od brzdného momentu. Mimo pevnostné namáhanie je možné zobrazit' kontaktné tlaky, od ktorých je priamo závislé generované teplo trením. Tepelné namáhanie vďaka generovaniu v mieste

s vysokým kontaktným tlakom má lokálne väčšie hodnoty a lepšie zohľadňuje namáhanie brzdového kotúča teplom.

Nevýhodou je nutnosť sieťovať prvky v lineárnych šesťstenoch pre skrátenie času konvergenencie. To môže predstavovať problém pri zložitejšej geometrii rebrovania brzdových kotúčov, s ktorou sa dnes možno bežne stretnúť. Ďalej je potrebné vytvoriť kontakty medzi telesami a odobrať im väzbami náležité stupne voľnosti. Zabezpečenie správneho fungovania simulácie, obzvlášť modelu s tepelnou rozťažnosťou, sa ukázalo ako hlavný problém tejto simulácie.

Namáhanie od brzdného momentu bolo porovnané s výsledkami zo simulácie samotnému brzdnému momentu. Výsledok bol zhodnotený ako správny s mierne menšími hodnotami vplyvom uvažovania extrému v simulácií brzdového momentu.

Využitie výsledkov zviazanej analýzy práce s použitím tepelných rozťažností materiálu sa ukázalo byť nepravdepodobné. Ako hlavné faktory zavážili nezohľadnenie opotrebovovania trecích komponentov a prípad extrémneho prípadu brzdovania. Ďalej sa na nepresnosti výsledku mohli podpísať materiálové vlastnosti trecieho obloženia, ktoré sú ťažko merateľné. Pre hodnotenie pevnostného namáhania tak vyšiel lepšie model bez tepelnej rozťažnosti materiálov. Aj keď rozloženie kontaktných tlakov pod trecím obložením nemalo najvhodnejší priebeh, výsledky lepšie zohľadňujú reálne správanie tepelného toku a jeho vzniknuté namáhanie brzdového kotúča. Ak by v simulačnom modeli mohla byť zachytená zmena geometria komponentov vplyvom opotrebenia kontaktnej časti, mohli by výsledky zviazanej analýzy byť viac vypovedajúce reálnemu správaniu.

Ak by bolo investované dodatočné úsilie do zviazanej analýzy programu ABAQUS firma Porsche Engineering Services v Prahe by mohla nadobudnúť silný program a novú metodiku lepšieho hodnotenia tepelného a mechanického namáhania brzdového kotúča v prevádzke.

V práci sa nepodarilo vytvoriť simulačný model, ktorého výsledky by boli použiteľné pre reálne namáhanie brzdového kotúča. Simulačný model má však potenciál pre vylepšenie a pri vyriešení kontaktného tlaku pod trecím obložením by mohla byť vytvorená nová metodika pre hodnotenie namáhania brzdového kotúča. Model s teplotnou rozťažnosťou môže byť ďalší krok po vyriešení problémov vznikajúcich pri modeli bez tejto vlastnosti.

V neposlednom rade zviazaná analýza otvára dvere možnostiam konštrukčných úprav na komponentoch brzdovej sústavy pre optimalizáciu kontaktných tlakov. Také úpravy by mohli byť zhodnotením najvhodnejšieho miesta pôsobenia brzdových piestikov poprípade počtu brzdových piestikov strmeňa pre dosiahnutia ideálne konštantného kontaktného tlaku pod trecím obložením brzdového strmeňa.

Pre druhotný cieľ a to porovnania oddelenej analýzy bol vytvorený totožný model brzdového kotúča v programe PERMAS a jeho výsledky boli porovnané s výsledkami v programe ABAQUS. Bola docielená len malá zhoda v hodnote tepelnej energii vháňanej do simulačného modelu. Pri zhodnutí priebehu tepelného toku v čase a ním iniciovaného namáhania bola ďalej preukázaná zhoda v namáhaní hrdla brzdového kotúča. Výsledok namáhania časti rebier na tlak však vyšiel väčší o 13% oproti výsledku v programe

ABAQUS. Táto nezhoda vznikla kvôli iným teplotám uzlov v jednotlivých simulačných programoch v daných krokoch. Nie je však možné zhodnotiť, ktorý priebeh lepšie vystihuje reálny tok do sústavy.

Za dodatočnú pozornosť stojí zhodnotenie vplyvu jednotlivých algoritmov riešenia tejto nelineárnej úlohy v module DIRECT NLTEMP. Ich vplyv v programe PERMAS sa mohol podpísať na odlišných výsledkoch teplôt a redukovaného napätia.

Pre úplné overenie výsledkov je nevyhnutné vykonať meranie a zistiť v akom čase a o akej hodnote vzniká napätie na brzdovom kotúči v mieste rebier.

Rozdiel pri vytváraní simulačného modelu sa prejavil v nutnosti zadefinovania tepelného toku do škupinových prvkov v PERMAS-e. Program ABAQUS dokáže simulovať tepelný tok do ľubovoľného objemového prvku telesa. Nevýhoda PERMAS modelu sa prejavila v príprave výsledkov tepelnej analýzy pre následný pevnostný výpočet. Ten bolo možné vykonať len editáciou výsledkov z tepelnej analýzy pomocou textového editora v priebehu ktorej je zvýšené riziko vzniku chyby ľudského faktoru.

Po overení ďalších výsledkov oddelenej analýzy programu PERMAS a vytvorení skriptu napomáhajúceho spracovávaniu dát tepelného výpočtu pre následnú pevnostnú analýzu by mohla firma ušetriť náklady spojené s použitím normálne drahšieho simulačného programu ABAQUS.

Použitá literatura a zdroje

- [1] “PÁSOVÁ BRZDA H168”, *Harley-Davidson Motorcycles*. [Online]. Dostupné na internete: <http://www.harleymc.cz/cs/dily-harley-davidson-a-indian/brzdy/harley-davidson/pasova-brzda-h168-p203c59c94/?search=pasova%20brzda%20H168>. [Cit: 10-júl-2018].
- [2] “70000 ‘Britannia’ at Crewe - Detailed Photographs - 28 May 2000”. [Online]. Dostupné na internete: http://fraserker.com/winson/britannia_pix/very_old_page_01.htm. [Cit: 10-júl-2018].
- [3] “HQ-WB HOLDEN REAR 10” DRUM BRAKE KIT”, *Altra 9*, 2014. Dostupné na internete: <http://altra9.com.au/hq-wb-holden-rear-10-drum-brake-kit/>.
- [4] “Brake System”, *Techline Motors*, 2017. Dostupné na internete: <http://www.techlinemotors.ca/services/brake-system/>.
- [5] R. Limpert, *Brake Design And Safety*, 2. Warrendale: SAE Publication Group, 1999. Dostupné na internete: <http://archive.org/details/BrakeDesignAndSafetyRudolfLimpert2ed>
- [6] “#77 Team NZ Porsche 997 Cup brake disc detail at Buriram”, *Motorsport.com*. [Online]. Dostupné na internete: <https://www.motorsport.com/aslms/photo/main-gallery/77-team-nz-porsche-997-cup-brake-disc-detail-15683741/>. [Cit: 10-júl-2018].
- [7] “Lifetime Brake Check and Repair”, *Brake Masters Auto Repair*. [Online]. Dostupné na internete: <http://www.brakemasters.com/brake-master-services/brake-system-service/lifetime-brake-service/>. [Cit: 10-júl-2018].
- [8] Z. B. Mohd Ripin, “Analysis Of Disc Brake Squeal Using The Finite Element Method”, PhD, University of Leeds, 1995. Dostupné na internete: <http://etheses.whiterose.ac.uk/4588/>
- [9] R. D. Savant a S. Y. Gajjal, “Finite Element Modelling and Analysis of Brake Squeal”, *Int. Conf. Multidiscip. Res. Pract.*, roč. I, č. VIII, s. 7, nov. 2014. Dostupné na internete: <http://www.rsisinternational.org/Issue8/363-369.pdf>
- [10] Porsche Engineering Services s.r.o. v Praze, “Interné zdroje spoločnosti”. 2018.
- [11] W. Li, R. Wang, D. Li, a D. Fang, “A Model of Temperature-Dependent Young’s Modulus for Ultrahigh Temperature Ceramics”, *Physics Research International*, 2011. [Online]. Dostupné na internete: <https://www.hindawi.com/journals/physri/2011/791545/>. [Cit: 09-júl-2018].
- [12] “Detailed vector line drawing of high performance automotive disc brakes with slotted rotors”, *TrashedGraphics*, 2015. [Online]. Dostupné na internete: <https://www.trashedgraphics.com/detailed-vector-line-drawing-of-high-performance-automotive-disc-brakes-with-slotted-rotors/>. [Cit: 10-júl-2018].

- [13] “The Effects of Rotational Inertia on Automotive Acceleration”, *HPWizard*. [Online]. Dostupné na internete: <http://hpwizard.com/rotational-inertia.html>. [Cit: 09-júl-2018].
- [14] “Wheels”, *Tire Rack*. [Online]. Dostupné na internete: <https://www.tirerack.com/wheels/results.jsp?autoMake=Porsche&autoModel=Cayenne&autoYear=2011&autoModClar=S>. [Cit: 09-júl-2018].
- [15] T. J. Mackin *et al.*, “Thermal cracking in disc brakes”, *Eng. Fail. Anal.*, roč. 9, č. 1, s. 63–76, 2002. Dostupné na internete: <https://www.cis.rit.edu/~cnspci/references/mackin2002.pdf>
- [16] F. Bagnoli, F. Dolce, a M. Bernabei, “Thermal fatigue cracks of fire fighting vehicles gray iron brake discs”, *Eng. Fail. Anal.*, roč. 16, č. 1, s. 152–163, 2009. Dostupné na internete: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630708000241>
- [17] A. NEYS, “In-Vehicle Brake System Temperature Model”, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, Göteborg, 2012:38, 2012. Dostupné na internete: <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/162888.pdf>
- [18] A. R. Abu Bakar a H. Ouyang, “Prediction Of Disc Brake Contact Pressure Distributions By Finite Element Analysis”, *J. Teknol.*, roč. 43, č. 1, s. 21–36, 2005. Dostupné na internete: <http://eprints.utm.my/id/eprint/7014/>
- [19] A. BELHOCINE a M. BOUCHETARA, “Simulation of fully coupled thermomechanical analysis of disc brake rotor”, *WSEAS Trans. Appl. Theor. Mech.*, roč. 7, č. 3, s. 13, 2012. Dostupné na internete: <https://pdfs.semanticscholar.org/4148/fd5dbfacf83f2bcfe27bbf30256a22a1d99d.pdf>
- [20] *PERMAS Examples Manual*, 15.00.383. Stuttgart: INTES Publication, 2014.
- [21] *PERMAS User’s Reference Manual*. Stuttgart: INTES Publication, 2014.
- [22] “Abaqus 2016 Documentation”, *SIMULIA*. [Online]. Dostupné na internete: <http://130.149.89.49:2080/v2016/index.html>. [Cit: 08-júl-2018].

Zoznam obrázkov

Obrázok 1.1-1 Zhotovenie pásovej brzdy H168 pre motocykel značky Harley Davidson [1]	11
Obrázok 1.1-2 Vyobrazenie typu špalíkovej brzdy na parnej lokomotíve 70000 Britannia [2]	12
Obrázok 1.1-3 Zadná bubnová brzda vozidla Holden HB [3]	12
Obrázok 1.1-4 Skrutkovaný keramický brzdový kotúč vozidla Porsche Carrera S [4].....	13
Obrázok 1.1-5 Čapová predná brzda pre Porsche 997 [6]	14
Obrázok 1.3-1 Popis komponentov hnacieho ústrojenstva polovice prednej nápravy osobného vozidla: 1 - pneumatika, 2 – disk kola, 3 - brzdový strmeň s brzdovými platničkami a piestikmi, 4 - skrutky kola, 5 - brzdový kotúč, 6 - náboj, 7 - nosič kola, 8 - ložiská, 9 - zostava poloosi.....	17
Obrázok 2.4-1 Model monolitického brzdového kotúča v softvéru CATIA	22
Obrázok 2.4-2 Zakótované hlavné rozmery brzdového kotúča použitého pre výpočet	23
Obrázok 2.4-3 Vlastné modely čapového disku (vľavo) a monolitu (vpravo) o rovnakých rozmeroch 360x30	23
Obrázok 2.4-4 Zobrazenie monolitov M1 M2 v hornej časti a čapových diskov C1 C2 v dolnej časti s polomerom rebra 120mm a uhlovými výsekmí 5 stupňov M1, C1 a 20 stupňov M2, C2 sprava doľava.....	24
Obrázok 2.6-1 Popis terminológie vlastných tvarov brzdového kotúča.....	25
Obrázok 3.1-1 Zobrazenie pôsobenia odstredivých síl v radiálnom smere od osi rotácie ..	32
Obrázok 3.1-2 Znázornenie odstredivých síl na myslené elementy 1 a 2 v axiálnom pohľade	32
Obrázok 3.1-3 Výsledky redukovaného napätia od odstredivého zrýchlenia na elementy brzdového kotúča.....	33
Obrázok 3.1-4 Zobrazenie maximálneho redukovaného napätia na prstenci monolitu od odstredivého zrýchlenia	33
Obrázok 3.2-1 Namáhanie brzdového kotúča krútiacim momentom v 2D zobrazení - varianta A [12]	36
Obrázok 3.2-2 Namáhanie brzdového kotúča krútiacim momentom v 2D zobrazení - varianta B [12]	36
Obrázok 3.2-3 Znázornenie postupu výberu bodov s okrajovou podmienkou pomocou polohy trecieho obloženia a s väzbou valcových plôch v strede kotúča	37
Obrázok 3.2-4 Zobrazenie pôsobenia elementárnych síl pôsobiacich tangenciálne k polomeru vzdialenosti od osi rotácie	39

Obrázok 3.2-5 Zobrazenie napätí vznikajúcich na brzdnom kotúči od brzdneho krútiaceho momentu	40
Obrázok 3.2-6 Valcová plocha s maximálnym redukovaným napätím vplyvom krútiaceho momentu 123,9 MPa v ťahu a 121,7 MPa v tlaku	41
Obrázok 3.2-7 Napätie na hrdle monolitického brzdového kotúča od brzdneho momentu o hodnote redukovaného napätia 61,6 MPa v ťahu a 60,9 MPa v tlaku	42
Obrázok 4.2-1 Zobrazenie modelu oddelenej analýzy na teplo s modelom strmeňa neskôr opomenutým pre možnosť porovnania zo zviazanou simuláciou.....	48
Obrázok 4.3-1 Teplotné pole komponentov na konci simulácie v čase 8 s – ABAQUS oddelená analýza.....	49
Obrázok 4.3-2 Maximálna hodnota 371,5 °C na povrchu prstenca v čase 8 s – ABAQUS oddelená analýza.....	50
Obrázok 4.3-3 Najväčšia teplota na brzdovom kotúči v čase 5 s o hodnote 428 °C – ABAQUS oddelená analýza	50
Obrázok 4.3-4 Konečná teplota 272,5 °C sústavy v čase 2008 s – ABAQUS oddelená analýza	51
Obrázok 4.4-1 Pevnostné namáhanie brzdového kotúča v čase 8 s.....	53
Obrázok 4.4-2 Redukované napätia na brzdovom disku s hodnotou 309,2 MPa v tlaku v čase 3,5 s a v ťahu s hodnotou 316,4 MPa v čase 6,5 s - ABAQUS oddelená analýza.....	53
Obrázok 4.4-3 Teploty uzlov namáhaných maximálnym redukovaným napätím v časoch 3,5 s na rebre s 75,5 °C a 6,5 s na hrdle s 42,9 °C – ABAQUS oddelená analýza.....	54
Obrázok 5.2-1 Maximálna teplota na brzdovom kotúči v čase 5 s o hodnote 427,7 °C - PERMAS oddelená analýza.....	59
Obrázok 5.2-2 Ustálenie brzdového kotúča na teplote 272,3 °C v čase 2008 s - PERMAS oddelená analýza.....	60
Obrázok 5.3-1 Redukované napätia na brzdovom disku s hodnotou 347,7 MPa v tlaku v čase 3,5 s a v ťahu s hodnotou 322,3 MPa v čase 6,5 s - PERMAS oddelená analýza.....	61
Obrázok 5.3-2 - Teploty uzlov namáhaných maximálnym redukovaným napätím v čase 3,5 s s 65°C (ľavý obrázok) a 6,5 s s 39,7 °C (pravý obrázok) - PERMAS oddelená analýza	61
Obrázok 6.2-1 Simulačný model jednoduchého brzdového kotúča s trecím obložením a oceľovou platničkou	65
Obrázok 6.2-2 Simulačný model zviazanej analýzy bez piestikov so zobrazením tlaku a uhlovej rýchlosti a okrajových podmienok.....	67
Obrázok 6.3-1 Rozloženie tlaku pod trecím obložením brzdového segmentu s maximom 75,68 MPa na nábehovej hrane - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti	68

Obrázok 6.3-2 Rozloženie kontaktného tlaku na brzdovom kotúči s maximom 46,23 MPa v mieste nábehovej hrany - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti	69
Obrázok 6.3-3 Pevnostné namáhanie od brzdného momentu na tanieri - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti	70
Obrázok 6.3-4 Teplota na komponentoch v čase 3,7 s s viac ako 700 °C v kontakte - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti	70
Obrázok 6.3-5 Maximálna teplota na brzdovom kotúči v čase 3,7 s o hodnote 851 °C - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti	71
Obrázok 6.3-6 Teploty komponentov v čase 2008 s - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti.....	71
Obrázok 6.3-7 Maximálne namáhanie brzdového kotúča v čase 5 s o redukovanom napätí 444,3 MPa v tlaku v tretej časti prstenca a 300,4 MPa v ťahu na hrdle – ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti	72
Obrázok 6.3-8 Teplotné hodnoty v čase 5 s pre trečiu časť prstenca 371,6 °C a hrdlo 20 °C - ABAQUS zviazaná analýza bez tepelnej rozťažnosti	72
Obrázok 6.4-1 Kontaktné tlaky na začiatku 0,002 s (vľavo) a konci simulácie v čase 0,46 s (vpravo) - ABAQUS zviazaná analýza s rozťažnosťou	73
Obrázok 6.4-2 Teplota na brzdovom kotúči v čase 0,46 s o hodnote 743 °C - ABAQUS zviazaná analýza s rozťažnosťou	74
Obrázok 6.4-3 Teplota na trecom obložení v čase 0,46 s o hodnote 1079 °C.....	74

Zoznam grafov a tabuliek

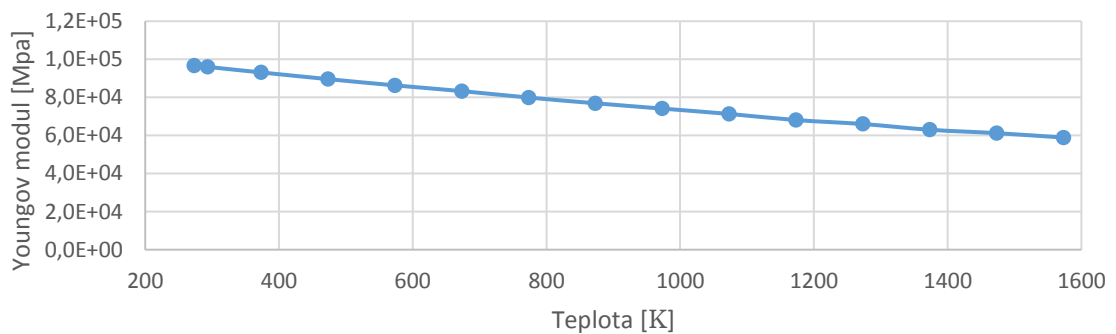
Graf 1. Porovnanie vlastných frekvencií monolitu M1 a M2 pre voľné uloženie	27
Graf 2. Porovnanie vlastných frekvencií čapového disku C1 a C2 pre voľné uloženie	27
Graf 3. Porovnanie vlastných frekvencií monolitu M1 a čapového disku C1 pre voľné uloženie	28
Graf 4. Posuv vlastných tvarov v rámci monolitu M1 a čapového disku C1 pre voľné uloženie	29
Graf 5. Medza klzu šedej liatiny v závislosti na teplote [10]	42
Graf 6. Grafické priebehy hodnôt kinetickej energie vozidla a tepelného toku do rozhrania za čas brzdenia	47
Graf 7. Overenie veľkosti tepelnej energie vchádzajúcej do sústavy závislej na veľkosti kroku	57
Graf 8. Priebeh teploty v uzle elementu kotúča pre ABAQUS (červená) a PERMAS (modrá)	59
Graf 9. Priebeh brzdneho momentu na simulačnom modeli skutočnej zviazanej simulácie	67
Graf 10. Veľkosť opotrebenia trecieho obloženia počas manévru brzdenia v daných troch počiatkových rýchlostí [17]	75
Tabuľka 1. Súhrnné parametre vozidla Porsche Cayenne 2011-2017	22
Tabuľka 2. Výsledné vlastné tvary a frekvencie štyroch variant brzdového kotúča	26
Tabuľka 3. Hodnoty priebehu kinetickej energie vozidla a tepelného toku do rozhrania za čas brzdenia	47

Prílohy

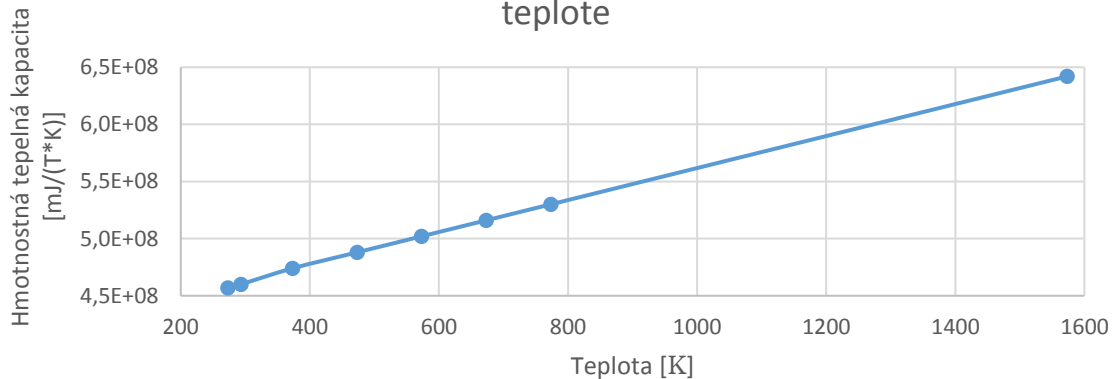
Príloha č. 1 – materiálové a kontaktné vlastnosti komponentov

Kompozit trecieho obloženia			Šedá liatina GG20	
Youngov modul [MPa]	E1	9006,45	Youngov modul [MPa]	graf č. 11
	E2	9006,45	Poissonova konšt. [1]	0,25
	E3	2118,51	Hustota [T/mm ³]	7,25E-09
Poissonova konšt. [1]	n12	0,187	Hmotnostná tepelná kapacita [mJ/T*K]	graf č. 12
	n23	0,313	Tepelná vodivosť [mJ/K*mm*s]	graf č. 13
	n13	0,313	Tepelná rozťažnosť [mm/K*mm]	graf č. 14
Hustota [T/mm ³]		2,78E-09	Oceľ	
Hmotnostná tepelná kapacita [mJ/T*K]		8,00E+08	Youngov modul [MPa]	2,10E+06
Tepelná vodivosť [mJ/K*mm*s]		2	Poissonova konšt. [1]	0,3
Tepelná rozťažnosť [mm/K*mm]		8,00E-06	Hustota [T/mm ³]	6,70E-10
Koeficient trenia		0,37	Hmotnostná tepelná kapacita [mJ/T*K]	graf č. 15
Rozhranie			Tepelná vodivosť [mJ/K*mm*s]	graf č. 16
Hustota [T/mm ³]		1,00E-09	Tepelná rozťažnosť [mm/K*mm]	1,10E-05
Hmotnostná tepelná kapacita [mJ/T*K]		6,56E+06		
Tepelná vodivosť [mJ/K*mm*s]		2750		
Kondukcia v závis. na tlaku [mJ/s*mm*K]		graf č. 17		
Kondukcia v závis. na vzdial. [mJ/s*mm*K]		graf č. 18		

Graf č. 11: Závislosť Youngovho modulu šedej liatiny na teplote

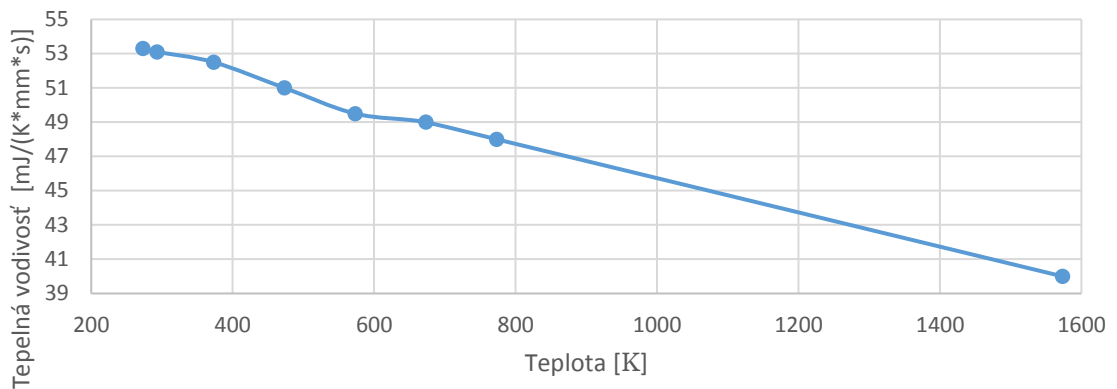


Graf č. 12: Závislosť hmotnostnej tepelnej kapacity GG20 na teplote

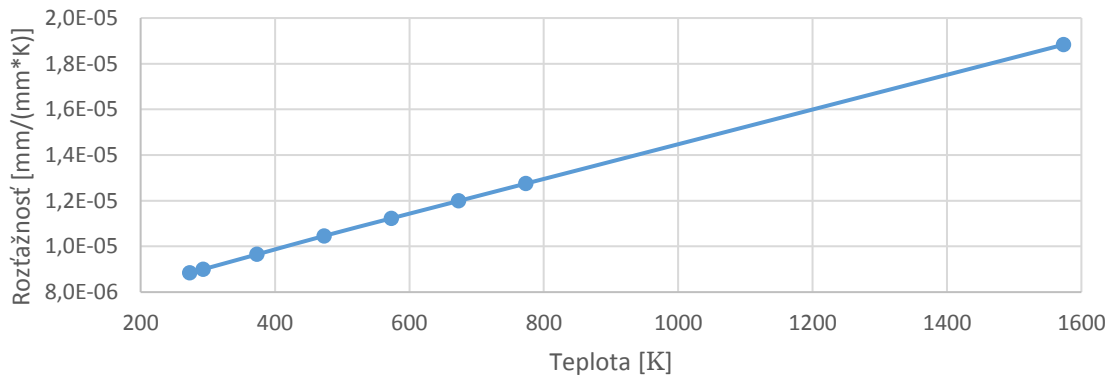


Príloha č. 2 - materiálové a kontaktné vlastnosti komponentov

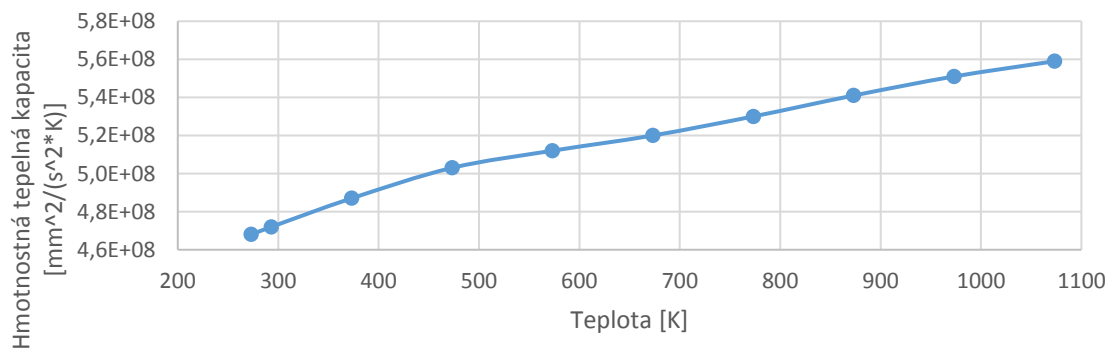
Graf č. 13: Závislosť tepelnej vodivosti GG20 na teplote



Graf č. 14: Závislosť tepelnej rozťažnosti GG20 na teplote



Graf č. 15: Závislosť hmotnostnej tepelnej kapacity ocele na teplote



Príloha č. 3 - materiálové a kontaktné vlastnosti komponentov

