



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TEPELNĚ-MECHANICKÁ ANALÝZA BRZDOVÝCH KOTOUČŮ

THERMOMECHANICAL ANALYSIS OF BRAKING DISC

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MAREK BAČOVSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Marek Bačovský

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Tepelně-mechanická analýza brzdových kotoučů

v anglickém jazyce:

Thermomechanical Analysis of Braking Disc

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte výpočtovou simulaci tepelně-mechanického namáhání brzdového kotouče při vybraném jízdním manévru. Zhodnoťte rozložení teplot, napjatost a deformaci kotouče. Navrhňte další postupy k zlepšení výpočtových modelů.

Cíle diplomové práce:

1. Rešerše výpočtových přístupů k řešení daného problému
2. Návrh jízdního manévru vozidla
3. Návrh výpočtového modelu
4. Řešení tepelně-mechanického namáhání brzdového kotouče
5. Zhodnocení výsledků
6. Závěr

Seznam odborné literatury:

- [1] ANSYS Theory Reference. Release 13. ANSYS Inc., 2012
- [2] PÍŠTĚK, V. Aplikovaná mechanika. Praha: SNTL Nakladatelství technické literatury, 1984
- [3] PAVELEK, M., JANOTKOVÁ, E. Research of Dynamic Temperature Fields by Means of Mach - Zehnder Interferometer. In CHISA, 1998

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 22.11.2013

L.S.

Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

Prof. RNDr. Miroslav Doupovec, dr.h.c., CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je provedení analýzy tří typů běžně užívaných vozidlových brzdových kotoučů z hlediska jejich teplotní a mechanické odolnosti při definovaném brzděném manévru. Dalším cílem je posouzení jednotlivých konstrukčních řešení a jejich vzájemné srovnání.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kotoučová brzda, brzdový kotouč, přestup tepla, teplotní analýza

ABSTRACT

The aim of this thesis is the analysis of three types commonly used automotive brake discs in terms of their thermal and mechanical resistance on a defined braking maneuver. Another objective is to make an evaluate of the different structural solutions and compare them by each other.

KEYWORDS

Disc brake, brake disc, heat transfer, heat analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BAČOVSKÝ, M. *Tepelně-mechanická analýza brzdových kotoučů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 73 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Marek Bačovský



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval doc. Ing. Pavlovi Novotnému, Ph.D. za pomoc, rady a náměty při vedení a vypracování mé diplomové práce.



OBSAH

Úvod	10
1 Brzdový systém	11
1.1 Kotoučová brzda	12
1.1.1 Brzdový kotouč	13
1.1.2 Brzdové destičky	15
2 Metodika zjišťování teploty brzdového kotouče	17
2.1 Experimentální přístup	17
2.1.1 Laboratorní měření	17
2.1.2 Jízdní test	18
2.2 Výpočetní přístup	21
2.2.1 Analytický přístup	21
2.2.2 MKP přístup	22
2.3 Shrnutí	25
3 Výpočtový model	26
3.1 Model vozidla	26
3.1.1 Brzdový kotouč	28
3.1.2 Brzdové destičky	29
3.2 Brzdový manévr	31
3.3 CAD modely brzdových kotoučů	32
3.3.1 Plný, nechlazený	32
3.3.2 Chlazený	33
3.3.3 Chlazený, vrtaný	33
3.4 MBS analýza zpomalení	34
3.4.1 Parametrizace modelu	34
3.4.2 Výstupní data simulace	38
3.5 MKP model	40
3.5.1 Volba prvků	40
3.5.2 Materiálové vlastnosti	42
3.5.3 Vytvoření výpočtové sítě	42
4 Řešení tepelně-mechanické analýzy	45
4.1 Tepelné zatížení a okrajové podmínky	45
4.2 Automatizace výpočtového řešení	47
4.3 Tepelně-mechanické zatížení a okrajové podmínky	48
5 Výsledky	50
5.1 Tepelný ohřev brzdových kotoučů	50



5.1.1	Plný, nechlazený	50
5.1.2	Chlazený	51
5.1.3	Chlazený, vrtaný	52
5.1.4	Vzájemné porovnání	53
5.2	Tepelně-mechanické zatížení brzdových kotoučů	55
5.2.1	Plný, nechlazený	55
5.2.2	Chlazený	57
5.2.3	Chlazený, vrtaný	58
5.2.4	Vzájemné porovnání	59
5.3	Zhodnocení	63
5.3.1	Brzdový kotouč	63
5.3.2	Brzdové destičky	65
5.3.3	Přidružené komponenty	65
	Závěr	67
	Použité informační zdroje	68
	Seznam použitých zkratk a symbolů	70
	Seznam příloh	73



ÚVOD

Brzdová soustava je bezmála jeden z nejdůležitějších a nejkontrolovanějších systémů na každém automobilu a pro její konstrukci i dimenzování jsou kladeny vysoké nároky. Obecně je používán dvojitý typ brzdových systémů, a sice brzdy bubnové a kotoučové, které se mohou vzájemně kombinovat. V posledních letech začíná převažovat užívání především brzd kotoučových z důvodu jejich vyšší účinnosti. Tento trend je podporován především neustálým zvyšováním výkonů motorových jednotek, tím pádem dosahování vyšších rychlostí, což je nutné korigovat silnější brzdovou soustavou.

Kotoučové brzdy jsou více než bubnové brzdy poznamenány postupnou ztrátou účinnosti při dlouhodobém brzdění, kdy vlivem tření brzdových segmentů s kotoučem dochází k nárůstu teplot ploch obou komponent. Se zvyšující se teplotou klesá účinnost, brzdná dráha se prodlužuje, což může mít fatální následky. Neméně problémová situace je ztráta materiálové homogenity ploch, která opět může být způsobena vystavením kotouče extrémním teplotám způsobených dlouhodobým nebo intenzivním brzděním, což se projeví nelineárně, místy skokově, narůstajícím brzdícím účinkem. Tento stav opět přináší možnost navození nebezpečné situace, např. za snížených adhezních podmínek, kde je rovnoměrnost dávkování brzdné síly velmi důležitá.

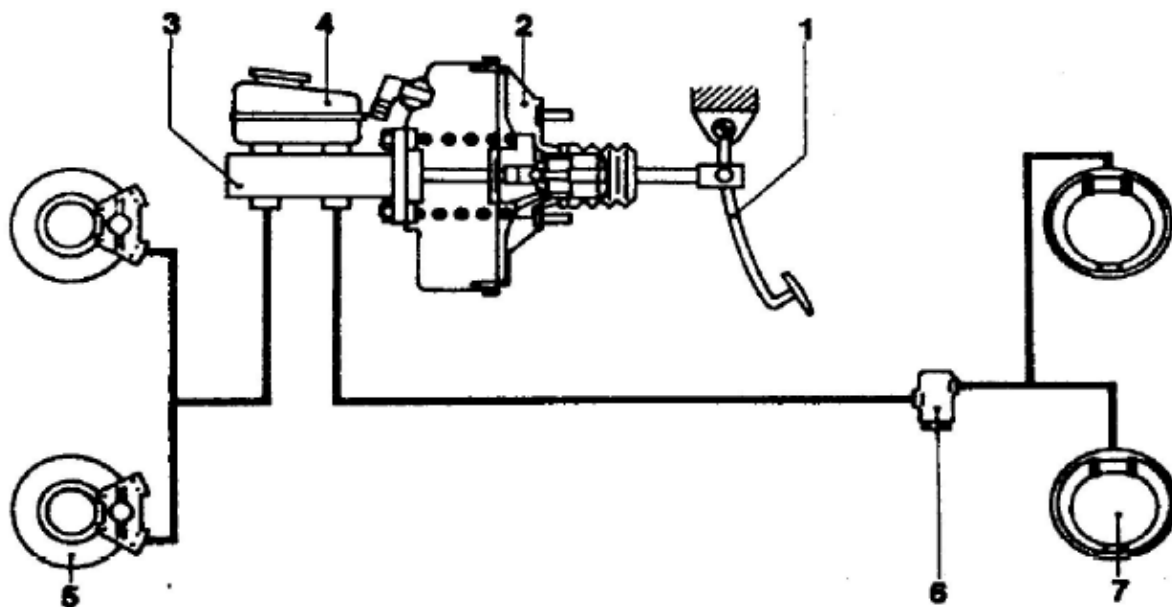
Z výše zmíněných důvodů vyplývá, že je nezbytné v moderním způsobu navrhování a dimenzování brzdových soustav uvážit volbu jednotlivých komponent tak, aby zbytečně nenarůstala neodpružená hmotnost vozidla, ale aby byla zvolena varianta dostatečně výkonná pro uvažovaný postup užívání daného typu vozidla. K tomuto mohou dopomoci moderní výpočetní programy, jenž umožní s určitou přesností simulovat chování toho daného systému za definovaných podmínek.



1 BRZDOVÝ SYSTÉM

Brzdový systém je komplexní zařízení, jehož základní funkcí je snížení rychlosti pohybujícího se vozidla, popř. zajištění vozidla již stojícího. V rámci běžně dostupných vozidel je brzdění vždy zajištěno záměrně vyvolaným třením mezi rotujícími a pevnými částmi, v dále uvažovaném případě mezi brzdovým kotoučem a brzdovými čelistmi. Tímto mechanismem je dosaženo k přeměně kinetické energie vozidla v energii tepelnou, kterou je nutné dále odvádět do ovzduší, aby nedocházelo k přehřívání.

Běžně užívaná hydraulická brzdová soustava (viz obr. 1) neuvažující žádné moderní asistenty je ovládána brzdovým pedálem (1), pomocí něhož je v hlavním válci (3) generován příslušný tlak, jenž je navíc umocněn posilovačem brzdné síly (2). Z nádrže (4) následně proudí brzdová kapalina vedením do brzdových válečků, které přitlačují brzdové čelisti na brzdové kotouče (5), resp. na brzdové bubny (7). Pro zlepšení brzdných vlastností brzděného vozidla slouží regulátor brzdné síly (6). [1]



Obr. 1. Hydraulické brzdové zařízení [1]

Brzdový systém jako takový musí splňovat požadavky stanovené zákonem a vyhláškami, konkrétně pak homologační předpisy EHK č. 13, 78, 90. Mimo jiné je stanoveno, že každé vozidlo musí být vybaveno nejméně dvěma na sobě nezávislými brzdovými zařízeními, z nichž jedno umožňuje dostatečně jemně odstupňované ovládání pohybu vozidla a jeho účinné a spolehlivé zastavení, druhé pak zajišťuje udržení stojícího vozidla (parkovací brzdění). Každá brzdová soustava aplikovaná na osobní vozidla, autobusy, nákladní vozidla a příslušné přívěsy musí být taková, aby v případě poruchy soustavy pro provozní brzdění umožňovala zastavit vozidlo nouzovým brzděním. [1].

Při úvaze třecí brzdy v užším slova smyslu, tedy části brzdové soustavy, ve kterých vznikají síly působící proti pohybu vozidla, se brzda rozděluje na brzdu bubnovou a kotoučovou. Jelikož je tato práce zaměřena pouze na typ brzdy kotoučové, nebude v následujícím textu



brán zřetel na žádné jiné typy ani součásti brzdného systému, krom výše zmíněné kotoučové brzdy.

1.1 KOTOUČOVÁ BRZDA

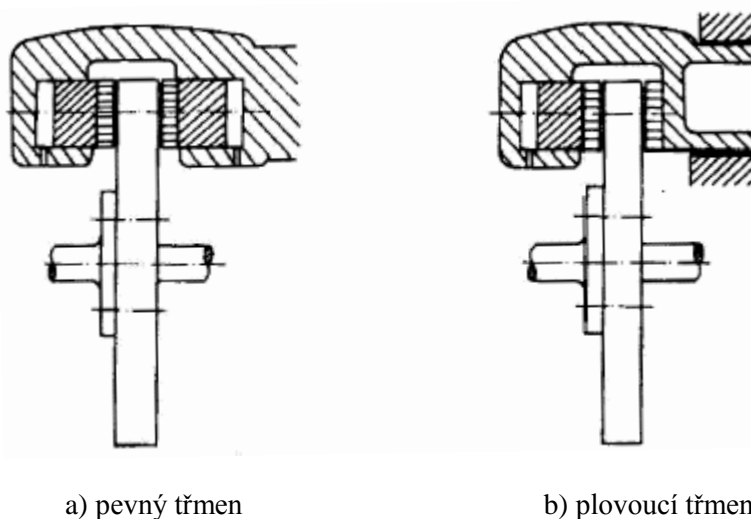
Kotoučová brzda (viz obr. 2) je v současné době nejpoužívanějším typem brzdného zařízení. Na rozdíl od brzd bubnových disponuje vyšší stálostí brzdného účinku, větší účinností, plynulejší regulací brzdné síly a možností montáže protiblokovacího zařízení ABS. Brzdění je realizováno pomocí tření, kdy jsou přitlačovány brzdové destičky na třecí plochu kotouče. Následně dochází k vytvoření brzdného momentu s opačným smyslem otáčení než má rotující disk a jeho velikost je dána silou přitlačování destiček na kotouč.



Obr. 2 Kotoučová brzda [2]

V zásadě se kotoučové brzdy rozdělují dle konstrukční realizace jejich třmenů na dva typy (viz obr. 3):

- s pevným třmenem
- s plovoucím třmenem



a) pevný třmen

b) plovoucí třmen

Obr. 3 Konstrukční rozdělení kotoučové brzdy [1]

U kotoučové brzdy s pevným třmenem jsou umístěny hydraulicky ovládané písty proti sobě po obou stranách kotouče a těleso třmenu je tak nepohyblivé. Počet pístů bývá minimálně dva, ale v případě silnějších brzd může být i více.

Na rozdíl od brzdy s pevným třmenem má řešení se třmenem volným pouze jeden píst na jedné straně kotouče a těleso třmene je pohyblivě uloženo ve směru osy pohybu volné destičky. Ovládací síla druhé pevně uložené destičky je v případě reakce shodná, což se do velikosti tyče, s ovládací silou varianty pohyblivého pístu. Toto řešení je nejčastěji aplikováno pro běžná sériová vozidla, jelikož přináší několik výhod: [1]

- úspora místa, což má za následek, že rejdový čep může ležet více vně, a tedy vytvářet negativní poloměr rejdu
- brzdovou kapalinou je vyplněn pouze jeden prostor, který je pak během jízdy lépe ochlazován

1.1.1 BRZDOVÝ KOTOUČ

Na brzdový kotouč je kladeno mnoho požadavků, např. vysoká odolnost vůči mechanickému opotřebení vč. koroze, dále pak teplotní odolnost a především tvarová stálost. Po zajištění těchto podmínek se kotouče vyrábějí ze tří hlavních materiálů: [3]

- šedá litina (3,4% C)
- hliníkový kompozit s kovovou maticí (Al – MMC)
- keramika + uhlíkový kompozit

Šedá litina je pro výrobu kotoučů historicky i dnes nejrozšířenější a to hlavně z hlediska nízké ceny a jednoduché výroby. Po vylepšení materiálových vlastností se používají přídatné prvky v podobě legur, např. molybden, měď, chrom nebo titan. Za pomoci těchto prvků dosáhne výsledná slitina optimální homogenní struktury a lepších teplotních parametrů (viz tab. 1).

Kotouče vyrobené z hliníkového kompozitu tvořeného kovovou maticí představují jistý kompromis z hlediska vlastností mezi litinovými a karbon-keramickými. Disponují vyšší



tepelnou vodivostí než kotouče litinové, zároveň také nižší hmotností, nicméně obrobiteľnosť je značně horší a především cena není v rámci užitných vlastností výhodná, takže jejich použití je spíše okrajové.

Keramické kotouče kombinované s uhlíkovým kompozitem jsou používány především u závodních vozidel, jelikož mají vyšší životnost, brzdný výkon a především pak odolnost vůči přehřívání, způsobenou dokonalejší tepelnou vodivostí materiálu (viz tab. 1). Nespornou výhodou je také jejich nižší hmotnost, což prospívá ke snížení setrvačných sil daných rotující hmotou. Ovšem jejich nevýhoda, která je činí takřka nepoužitelné pro běžné vozidla, je, že pro optimální brzdný výkon potřebují provozní teplotu povrchu vyšší než 200°C, což je v běžném provozu hodnota stěží dlouhodobě udržitelná.

Tab. 1 – Materiály a jejich vlastnosti brzdových kotoučů [3]

Materiál	Hustota [kg·m⁻³]	Tepelná vodivost [W·m⁻¹·K⁻¹]	Součinitel teplotní roztlačnosti [x10⁶·K⁻¹]
Šedá litina (3,4% C)	7800	62	10-13
Al-MMC	2700	182	18-25
Keramika + uhlíkový kompozit	1700	300	0,1-1,5

Další hledisko dělení brzdových kotoučů je dle jejich tvaru. První varianta je kotouč plný, tj. bez jakéhokoli interního chlazení (viz obr. 4). Výhody jsou definovány jednoduchou výrobou, následně pak nízkou prodejní cenou. Druhá varianta je kotouč vnitřně chlazený pomocí systému žebrování (viz opět obr. 4). Výhoda oproti minulé variantě je zřejmá, co se lepšího chlazení týče, navíc je konstrukčně širší, dosahuje tak větší ohybové pevnosti a je tedy méně náchylný na pozdější deformaci „kroucením“. Tato varianta je dále modifikována přes doplňkové vrtání až po speciální systém drážek opět zlepšující chlazení a navíc odvod vody i nečistot z třecích ploch (viz obr. 5).



a) nechlazený brzdový kotouč

b) chlazený brzdový kotouč

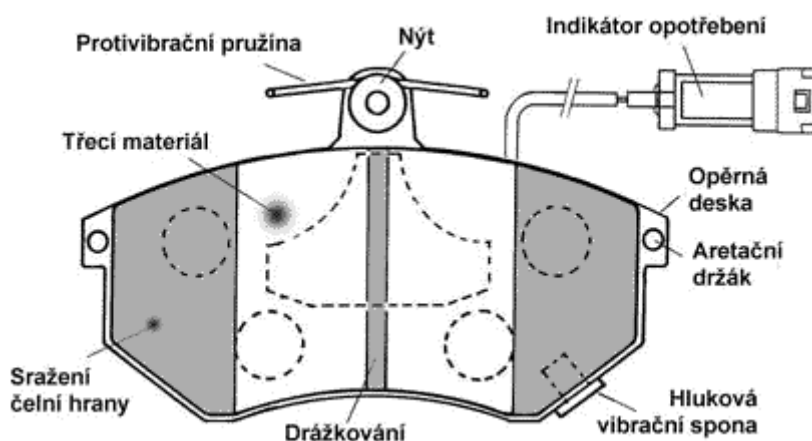
Obr. 4 Tvarové varianty brzdových kotoučů [4]*Obr. 5 Varianty doplňkového chlazení [5]*

1.1.2 BRZDOVÉ DESTIČKY

Stejně jako v případě brzdových kotoučů jsou kladeny vysoké nároky i na brzdové destičky, které musí odolávat vysokému tepelnému zatížení s minimálním chlazením oproti rotujícímu kotouči. Na celkových vlastnostech se tak podílí konstrukce i materiál každé destičky, kde je opět nutné brát zřetel, k jakému materiálu kotouče bude daný brzdový segment použit. Při vývoji je nutné vzít v úvahu tyto požadavky:

- vysoký koeficient tření
- odolnost proti otěru
- minimální rozdíl mezi brzdícím výkonem za mokra a za sucha
- stálý brzdící účinek co nejméně závislý na zvyšující se teplotě povrchu

V rámci konstrukčního řešení (viz obr. 6) jsou nejdůležitější dvě části, a sice opěrná deska a třecí materiál.



Obr. 6 Konstrukční řešení brzdové destičky [6]

OPĚRNÁ DESKA

Standardním materiálem je rovinná ocel tloušťky 3 – 7 mm, která slouží jako podklad pro třecí složku. Aby bylo zabráněno nežádoucímu hluku v podobě pískání způsobené vibrační systémem při jemném brzdění, a tedy vzniku rezonancí, vkládá se do opěrné desky protihluková spona, která má obvykle formu tenkého plátku z gumy, popř. oceli aplikovaného právě do profilu opěrné plochy. Druhá možnost je pak nalepení proti vibračním fóliím na vnější stranu brzdového segmentu. [1]

TŘECÍ MATERIÁL

Třecí materiál tvořený zpravidla několika prvky poskytuje zvýšený koeficient tření, ale nikoli za cenu abrazivního opotřebování brzdového kotouče. U běžných osobních vozidel je používáno nejčastěji sintrovaných kovo-keramických materiálů vyráběných práškovou metalurgií, kde lze dosáhnout dostatečných třecích vlastností při nízké hmotnosti i výrobní ceně. Jedná-li se o použití do závodního sektoru, kde už se vyskytují keramicko-uhlíkové kotouče, je nutné opět zvolit směs na základě tohoto materiálu, tedy s vyšším obsahem uhlíku zajišťující dobrou tepelnou vodivost, chemickou stabilitu a především odolnost proti vysokým teplotám. V tomto případě už ale nelze hovořit o jednoduché výrobě, a tudíž ani nízké prodejní ceně.[7]



2 METODIKA ZJIŠŤOVÁNÍ TEPLoty BRZDOVÉHO KOTOUČE

Z předchozí kapitoly je zřejmé, že brzdový systém, a konkrétně pak samotná brzda s kotoučem, je kompaktní mechanismus nacházející se na relativně dobře dostupném místě automobilu pouze v zákrytu kola. Problémová situace pro jakékoli měření či simulaci ale spočívá v samotném pohybu tohoto celku, kde neodpružená hmota kola s kotoučem vykonává pohyb rotační a vozidlo jako celek předpokládáme kupříkladu pohyb translační. V tomto případě je v průběhu brzdění kotouč ochlazován nejen přestupem tepla do brzdového systému, ale především proudícím vzduchem, kde se navíc tento proud vzduchu může měnit na základě mnoho parametrů, např. natočením kola do zatáčky. Pro co možná nejpřesnější měření teploty povrchu kotouče se nabízí 2 základní přístupy:

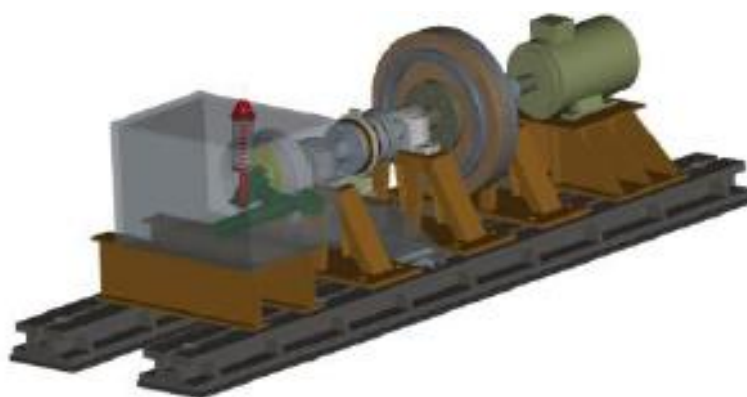
- experimentálně pomocí teploměru (snímače teploty)
- výpočetní metodou za podpory specializovaného softwaru

2.1 EXPERIMENTÁLNÍ PŘÍSTUP

Experimentální přístup je v praxi nejčastěji používán, jelikož poskytuje přesné výsledky a experiment může probíhat na daném vozidle při konkrétních jízdách manévrech i počasí. V případě jiné varianty se jedná o testování pouze samotné brzdy v laboratorních podmínkách na měřicí stolici.

2.1.1 LABORATORNÍ MĚŘENÍ

Typ experimentu velmi často praktikovaný pro zjištění extrémního stavu tepelného a mechanického namáhání skupiny brzdový kotouč a odpovídající brzdové destičky. Na obr. 7 je vyobrazen model testovacího zařízení vyvinutý Západočeskou univerzitou v Plzni. Celek je složený z brzdového systému, měřiče momentu, setrvačníku, elektromagnetické spojky a elektromotoru. [8]

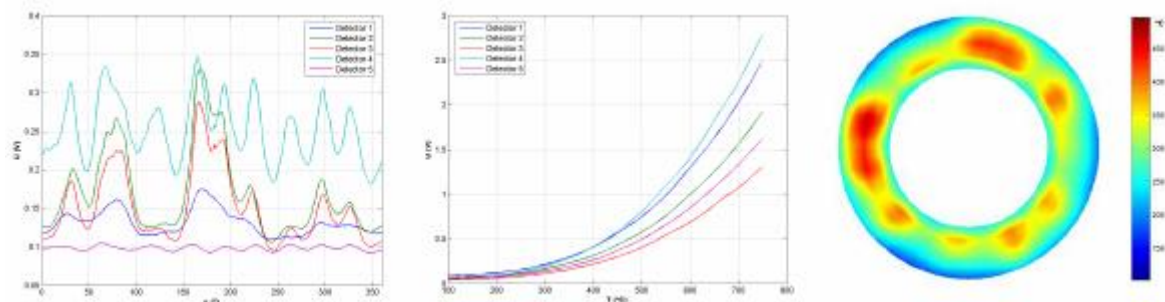


Obr. 7 Schématické uspořádání brzdového testovacího zařízení [8]

Elektromotor pohání přes spojku hřídel se setrvačníkem, který nahrazuje hmotu vozidla. Setrvačník může měnit svoji hmotnost přidáním či odebráním pomocných závaží (obručí), což umožňuje simulovat různé typy vozidel v hmotnostech od 800 kg do 1800 kg. Elektromotor je schopný dosáhnout max. otáček 1450 min^{-1} simulující rychlost vozidla



160 km·h⁻¹. Samotné brzdění je pak možno definovat konstantním tlakem v brzdové soustavě nebo konstantním momentem, popř. kombinací těchto parametrů. Bezdotykové měření teploty pak zajišťuje systém infračervených detektorů, které měří tepelné vyzařování povrchu kotouče. Vyhodnocení teplotního pole probíhá ve výpočetním prostředí programu Matlab, kde se data upravují dle kalibračních křivek a následně je možné vykreslit teplotní pole povrchu kotouče (viz obr. 8). [8]



Obr. 8 Příklad vyhodnocení teploty bezkontaktním měřením [8]

Tato metodika je výhodná především ve variabilitě brzdných manévřů, kde je možné dosáhnout i takového extrémního stavu zatížení, že může dojít ke vznícení směsi brzdových destiček, popř. mechanické deformaci kotouče, a získat tak určitou představu o mezním stavu sestavy. Nevýhody tohoto experimentu jsou ale především v tom, že nedochází k žádnému okolnímu proudění vzduchu, a tedy chlazení je realizováno pouze vedením a vyzařováním tepla do okolního prostoru, takže výsledky mohou velmi dobře sloužit pro vědecké účely či popis materiálových vlastností, ale nejsou příliš dobře uplatnitelné pro reálnou simulaci jízdy vozidla.

2.1.2 JÍZDNÍ TEST

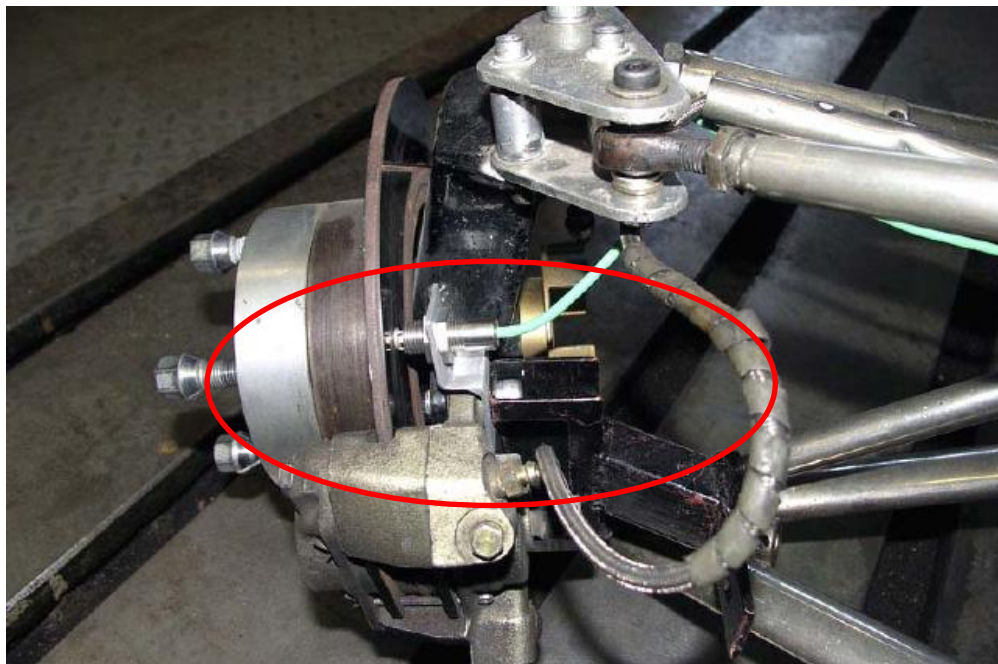
Jízdní test provedený na reálném pohybujícím se vozidle vykonávající požadovaný brzdný manévř je metoda nejpřesněji simulující tepelné zatížení v čase, které je navíc ovlivněno i ochlazováním proudícím vzduchem. V tomto případě je možné teplotu měřit pouze pomocí kontaktních či bezkontaktních snímačů teplot. Na následujících řádcích jsou uvedeny potenciálně či nejčastěji používané typy.

ODPOROVÝ SNÍMAČ TEPLoty

Dotykové snímače využívající změny elektrického odporu materiálu v závislosti na jeho teplotě. Problémové je samotné vedení mezi přístrojem a odporovým snímačem, kde se odpor vlivem změny teploty v okolí mění, a způsobuje tak chybu měření, neboť je zapojen spolu s měřicím odporem ve stejné větvi můstku. Použitelnost tohoto měření je tedy pouze na kratší vzdálenosti mezi měřicím místem a vyhodnocujícím přístrojem, a pro větší rozsahy teplot, aby byla relativní chyba menší. [12]

TERMOELEKTRICKÝ SNÍMAČ TEPLoty

Jedná se o další kontaktní měření teplot pomocí termočlánků, kdy v obvodu složeném ze dvou na konci spojených kovů z různých materiálů narůstá při zahřívání elektrické napětí a vzniká tak elektrický proud. Tuto skutečnost detailně popisuje Seebeckův jev. Výhodou těchto snímačů je velký rozsah měřených teplot v rozmezí -600°C až +2800°C a především malé zástavbové rozměry, takže je snadno možné je upevnit na třmen brzd (viz obr. 9). [10]



Obr. 9 Použití termoelektrického snímače teploty [10]

TEPLOMĚR SE ZMĚNOU STAVU

Metoda využívající teplotních nálepek (viz obr. 10), tužek, laků nebo tekutých krystalů, u nichž se např. barevně projeví změna po dosažení daného teplotního stavu. Tato změna stavu je nevratná a dochází k ní až po určité době působení teploty, takže není zachytitelná okamžitá dosažená hodnota. Reálné použití přináší pouze informativní charakter. [9]

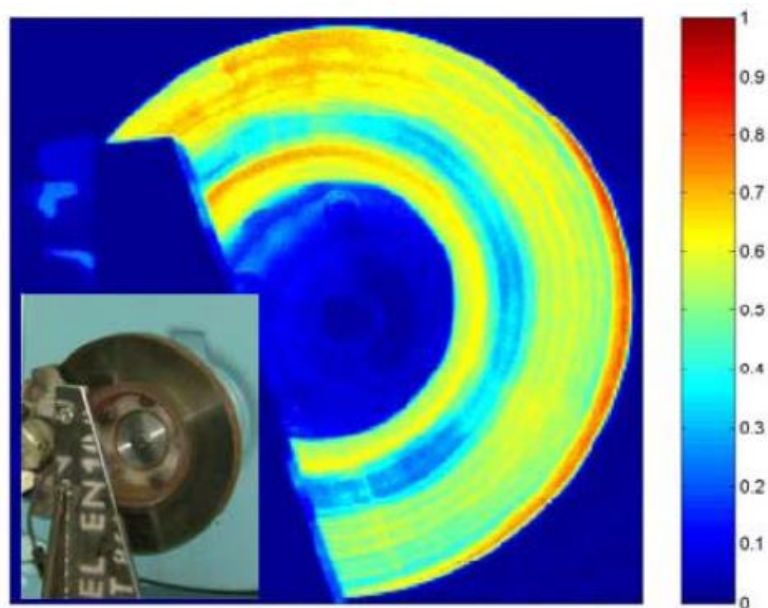


Obr. 10 Teplotně citlivé barevné nálepky [9]



PYROMETR

Pyrometr je zástupcem bezdotykového měření teploty povrchu. Jeho funkce se zakládá na vyhodnocení tepelného záření těles, kde se část tepelné energie látek neustále přeměňuje v energii, kterou tyto látky vysílají ve formě elektromagnetického záření o různých vlnových délkách (viz obr. 11). Toto vyzařování je následně porovnáváno se zářením dokonale černého tělesa, které záření maximálně vyzařuje i pohlcuje. Druhů pyrometrů je více, a sice pyrometry celkového záření, pásmové a optické, kde správná volba pyrometru záleží na požadované aplikaci, popř. rozpětí teplot, které je daný pyrometr schopen měřit. Použití této metody je výhodné z hlediska možnosti měření bezdotykově při zachování kompaktních rozměrů i umístění snímače, a především variabilní regulace teplotního rozsahu dle potřeby. [11]



Obr. 11 Použití měření pomocí pyrometru v praxi [11]

TERMOVIZNÍ MĚŘENÍ

Systém termovize je dalším zástupcem bezdotykového měření teploty, konkrétně pak měření dynamického teplotního pole. Rozložení a průběh teploty je zaznamenáván pomocí termovizní kamery, kde se následně signál převádí na monitor a umožňuje zobrazit teplotní rozsah v barevných odstínech v reálném čase. Snímací kamery většinou pracují na principu tepelných snímačů, kde dochází při absorpci fotonů k oteplení senzoru a pohlcená energie se vyhodnocuje nepřímo přes senzory teploty. Systém měření je velice efektivní, ale pro měření teploty kotouče na automobilu těžko uplatnitelný, jelikož na měřený objekt je nutné mířit kamerou, což na rotující kotouč zastíněný diskem kola je jen těžko proveditelné (viz obr. 12). [13]



Obr. 12 Termovizní měření brzdového kotouče s kolem automobilu [13]

2.2 VÝPOČETNÍ PŘÍSTUP

Výpočetní řešení představuje odlišný druh přístupu k danému problému. V případě řešení tepelně-mechanické analýzy brzdového kotouče se výpočtových metod užívá k popisu problému, nastínění řešení, a pokud možno co nejpřesněji definovat výsledek. Problém této metody však spočívá ve výpočtové přesnosti především z důvodu velmi obtížně definovatelných parametrů, které do výpočtu vstupují. Jelikož je tato problematika velmi specifická a zabývají se jí převážně společnosti vyrábějící nebo používající tento typ komponent, jsou výpočtové zdroje, popř. i jejich výsledky know-how těchto firem a je velmi obtížné se dostat k důvěryhodným materiálům. Přesto v rámci průzkumu a shromažďování informací bylo možné narazit na individuální případy výpočtu a simulace tohoto problému, a sice převážně na soukromé účely nebo publikovatelné výzkumné údaje. Všechny tyto práce měly stejnou kompozici:

- analytické definování problému a výpočtu všech potřebných parametrů
- využití MKP nástrojů pro výpočet konečných výsledků

2.2.1 ANALYTICKÝ PŘÍSTUP

Nejstarší a nevyhnutelná metoda pro popsání problému a vyřešení většiny neznámých proměnných. Jednotlivé publikované práce řešící dané téma využívají analytické výpočty pro získání vstupních parametrů pro následnou analýzu v MKP. Je nutné zmínit, že mnoho rovnic zabývající se touto problematikou je zjednodušených na úroveň běžných výpočetních schopností, takže už v úvodu vznikají nepřesnosti daná zanedbáváním anebo zjednodušováním různých vlivů. Dohledatelné práce byly obecně založeny na výpočtech směřujících k hodnotám, kde se rotační objekt uvažuje z tepelného hlediska jako nehybná kruhová deska, do které vstupuje ztrátové teplo vzniklé samotným brzděním. Jednotliví autoři postupovali vždy z počátku shodně, a tedy určili hodnotu měrného tepelného toku \dot{q} [$W \cdot m^{-2}$] vstupujícího oboustranně do stěn kotouče za jednotku času, s čímž nelze nesouhlasit.



Neshody však vznikají při určení součinitele přestupu tepla α [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$], který pro daný typ úlohy lze velmi těžko definovat, ale je důležitý pro následné úvahy přestupu tepla do okolí v časové závislosti. Autory zmiňované hodnoty neměly žádný podložený důkaz a pro jejich přesné určení je nutné provést experiment. Jelikož tedy nejsou k dispozici důvěryhodné práce, popř. výpočty firem profesionálně zabývající se tímto problémem, lze pouze konstatovat, že běžně dohledatelné práce, co se analytických výpočtů týče, mají informační charakter poukazující na možnou variantu řešení problému, avšak s mnoha kompromisy, kterých jsou si autoři vědomi a mnohdy je uvádějí v samotném úvodu, proto bych v zásadě nedoporučil bez úvahy držet se uváděných matematických vztahů a výpočtů.

2.2.2 MKP PŘÍSTUP

V posledních letech velmi oblíbený a využívaný postup pro řešení statických i dynamických úloh na různých stupních obtížnosti, kde původní analytické postupy nestačí. Co se tepelně-mechanické analýzy týče, je využití metody konečných prvků na místě a také v praxi primárně využito. Vždy ale předchází tomuto řešení analytické výpočty pro zjištění parametrů nutných jako vstupní hodnoty do MKP modelu. Různé přístupy obecně vedly autory k rozdílným výsledkům, přesto je lze rozdělit do dvou kategorií dle MKP řešení:

- statická teplotní úloha
- dynamická teplotní úloha

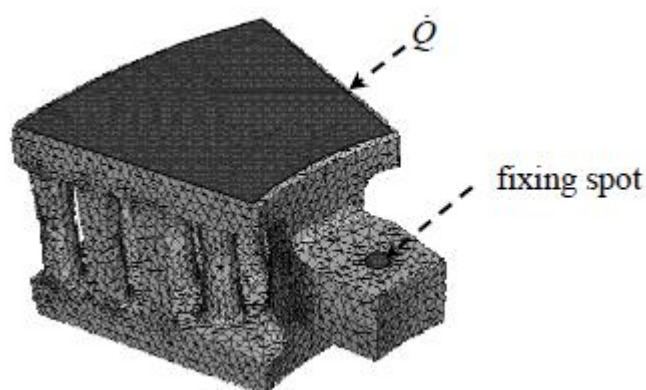
STATICÁ TEPLOTNÍ ÚLOHA

Jednodušší typ řešení zakládající se pouze na diskretizaci problému v podobě importu odpovídajícího modelu do MKP prostředí (viz obr. 13), tvorby sítě a pokud možno rozdělení modelu dle zákona symetrie umožňující rychlejší výpočet.



Obr. 13 Příklad modelu použitého pro výpočet [14]

Poté je zadefinován analyticky vypočtený průměrný tepelný tok působící na část modelu po daný časový interval (viz obr. 14), kde jsou odebrány všechny stupně volnosti. Výsledek je tak obecně zjednodušený o vyzařování tepla do okolí, jelikož jsou elementy pod neustálým teplotním zatížením, a výsledná teplota může v zásadě pouze narůstat.

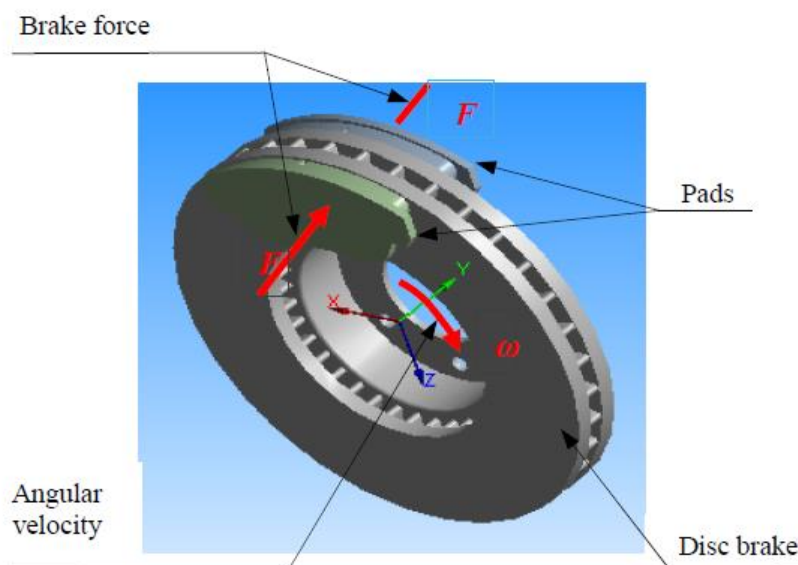


Obr. 14 Teplotní statické zatížení části MKP modelu [14]

Výhody spočívají v rychlosti nalezení přibližného řešení ať už z hlediska přípravy situace, nebo prováděného výpočtu. Na druhou stranu mají výsledky spíše orientační charakter. Lze podle nich např. soudit, zdali dojde k překročení teploty počátku vadnutí brzdového systému, v extrémním případě teploty tavení materiálu atd.

DYNAMICKÁ TEPLITNÍ ÚLOHA

Tento přístup řešení je o mnoho komplexnější, což se projeví i na věrohodnosti dosažených výsledků. Základní postup je shodný s předešlým případem, tedy přípravou MKP modelu. První rozdíl nastává v importované sestavě, kde na rozdíl od předešlého případu se zde vyskytují krom brzdového kotouče i brzdové destičky (viz obr. 15).

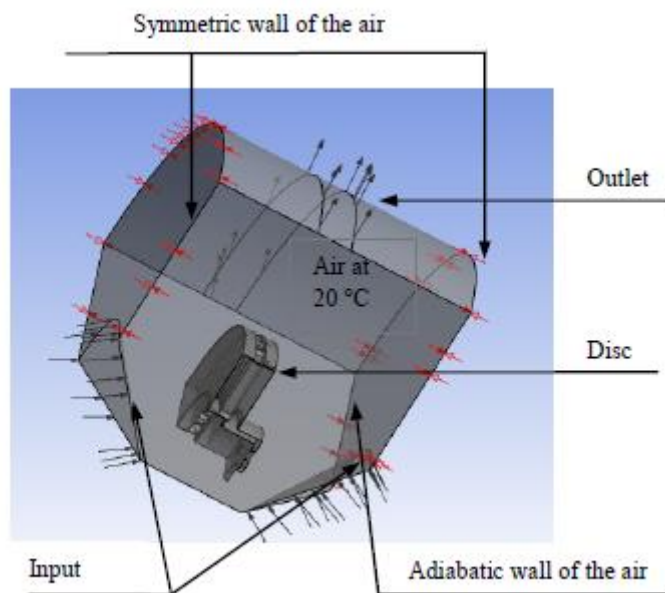


Obr. 15 Sestava použitá pro analýzu [15]

Jak je z obrázku zřejmé, autoři uvažují rotační pohyb s klesající úhlovou rychlostí ω [rad·s⁻¹] v závislosti na brzděném manévru. Brzdový kotouč je kromě materiálu definován i momentem setrvačnosti J [kg·m²] odpovídající části hmotnosti vozidla. Proces zahřívání kotouče

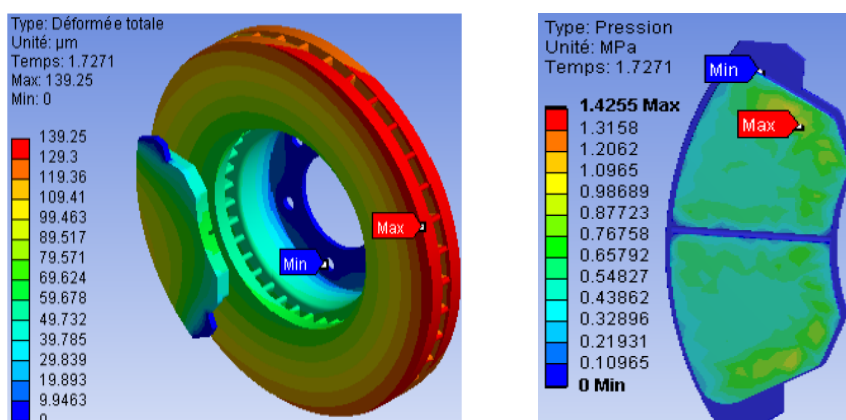


je v tomto případě realizován mezi kotoučem a destičkami, na které působí síla odpovídající tlaku brzdové kapaliny v okruhu. Není zanedbán ani vliv okolního vzduchu, což je zřejmé na obr. 16, kde pole obklopující MKP model představuje prostředí umožňující odvod tepla.



Obr. 16 Simulace ovzduší pro dosažení reálnějších výsledků analýzy [15]

Všechny tyto vlivy při správné parametrizaci situace mohou pomoci k dosažení mnohem přesnějších a v praxi využitelnějších výsledků. Jediné nevýhody tohoto typu řešení spočívají ve vyšší časové náročnosti na výpočet a zjištění přesného materiálového složení směsi destiček. Jak je vidět na obr. 17 finální zobrazení teplotních polí umožňuje provést analýzu nejen kotouče, ale i třecích ploch brzdových segmentů.



Obr. 17 Ukázka výsledků při použití dynamické teplotní analýzy [15]



2.3 SHRNUŤÍ

Na základě stručného přehledu výše zmíněných metod pro řešení teplotně-mechanické analýzy brzdového kotouče je možné závěrem říci, že k tomuto problému lze přistupovat odlišnými způsoby, přičemž je vždy nutné znát požadavek použití výsledků a dle toho volit metodu buď pouze výpočetní, anebo experimentální. Obecně by vždy po výpočtu měl proběhnout experiment, aby minimálně bylo možné posoudit přesnost analytického nebo programově výpočetního řešení. V praxi se stále zatím více uplatňuje metoda experimentu, i když její provedení je finančně nákladnější a složitější, ale brzdová soustava vozidla je článek celku, kde nesmí být tolerovány nebo zanedbány konstrukční chyby.

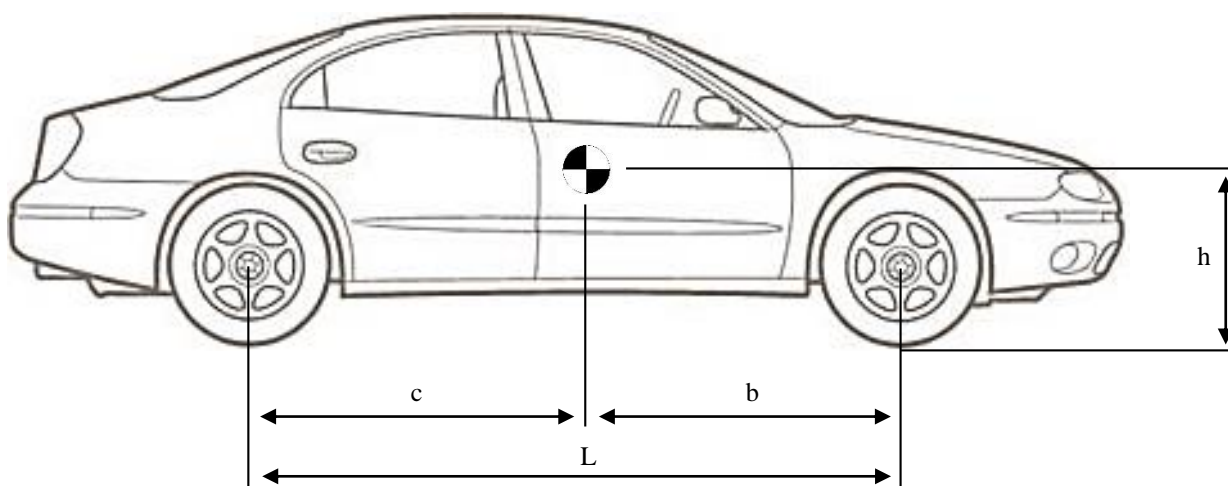


3 VÝPOČTOVÝ MODEL

Vlastním přínosem do řešené problematiky tepelně-mechanického namáhání brzdových kotoučů bylo provedení především za využití moderních výpočetních programů typu MBS a MKP. Tomuto předcházela volba parametrů vozidla, které slouží jako uvažovaný model, a stanovení brzdného manévru, jež toto vozidlo vykoná. V následujících podkapitolách je definován souhrn charakteristických informací sloužící jako vstupní parametry pro úspěšné dosažení cílů v podobě výsledků jednotlivých analýz.

3.1 MODEL VOZIDLA

Uvažovaný model vozidla představuje osobní automobil sk. B, karoserie typu liftback, kategoricky řazen do střední třídy vozidel. Pohotovostní hmotnost automobilu činí 1475 kg, kde důležitým činitelem je rozložení dané hmotnosti na jednotlivé nápravy, což je v tomto případě v poměru 55:45 (přední : zadní). Na obr. 18 je vyobrazen schématický náčrt vozidla vč. vyznačených základních parametrů vzhledem k poloze těžiště, vstupující do následných analytických výpočtů sil působící na nápravy. Hodnoty těchto veličin jsou pak blíže specifikovány v tab. 2.



Obr. 18 Schématický náčrt vozidla

Tab. 2 – Základní parametry stavby vozidla

Rozvor náprav	L	2578	[mm]
Vzdálenost těžiště od přední nápravy	b	1160	[mm]
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	c	1418	[mm]
Výška těžiště vozidla	h	870	[mm]



Rozměr kol a s tím souvisejících pneumatik byl zvolen na základě katalogových údajů pro danou kategorii vozidel. Jedná se o standardní dodávaný rozměr, který má zásadní vliv na max. brzdňý moment přenositelný na vozovku:

225/45 R17

kde 225 je nominální šířka pneumatiky [mm],
 45 je poměr nominální výšky pneumatiky k nominální šířce [%],
 R je typ konstrukce kostry (R – radiální),
 17 je nominální průměr příslušného disku [inch].

Brzdový systém na uvažované přední nápravě je zvolen s přihlédnutím k sériové montáži, a sice je tvořen dvojicí kotoučových brzd s plovoucím třmenem a jedním aktivním pístem. Parametry kotouče a brzdových destiček jsou detailně rozepsány v následujících podkapitolách.

Pro následné řešení brzděné situace se nejprve vychází z analytických vztahů pro výpočet rozdělení hmotností a z toho plynoucích sil působících na obě nápravy vozidla. Jelikož se analýza zabývá pouze přední brzdou, tak následující vztahy odpovídají přední nápravě.

Kompletní výpočet vč. výsledků je zařazen v příloze 1.

Z celkové pohotovostní hmotnosti a její rozložení na jednotlivé nápravy je možné určit míru hmotnosti připadající na přední nápravu:

$$m_f = m \cdot 0,55 \quad [kg] \quad (1)$$

kde m je celková pohotovostní hmotnost vozidla [kg].

Dalším krokem je určení odpovídající statické tíhové síly:

$$W_{fs} = m_f \cdot g \quad [N] \quad (2)$$

kde g je tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$].

Statická tíhová síla ovšem uvažuje vozidlo nehybně stojící. Pro výpočet dynamické tíhové síly je definován třecí koeficient mezi vozovkou a pneumatikami. Jelikož celý manévr probíhá na hranici tření suché vozovky s běžnou hrubostí zrna, tak uvažovaná hodnota odpovídá právě tomuto typu asfaltu:

$$\mu_p = 0,8 \quad (3)$$

Následně lze provést dopočet maximálního zpomalení vozidla, které ovšem zanedbává jakýkoli vliv směsi či deformace pneumatiky, nicméně pro úlohu tohoto typu je dostačující:

$$D_x = \mu_p \cdot g \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (4)$$

Dynamická tíhová síla vznikající při brzdění a uvažující tak navýšení zatížení na přední nápravu pak odpovídá vztahu:



$$W_f = W_{fs} + W \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{D_x}{g} \quad [N] \quad (5)$$

kde h je výška těžiště vozidla měřená od místa dotyku kola se zemí [m],
 L je rozvor náprav [m],
 W je celková tíhová síla vozidla [N].

Nyní je možné přistoupit k výpočtu maximální brzdné síly, kterou je nutné vyvinout pro co nejrychlejší zastavení vozidla bez prokluzu kol:

$$F_{fbm} = \mu_p \cdot W_f \quad [N] \quad (6)$$

Je-li vypočtena brzdná síla, přistupuje se k definici závěrečného vztahu, který uvádí maximální brzdny moment působící na jedno kolo. Tato hodnota je pak směrodatná pro budoucí výpočet brzdného tlaku, jenž působí každá brzdová destička na plochu kotouče při maximálním sešlápnutí brzdového pedálu, aby bylo dosaženo co nejkratší brzdné dráhy:

$$M_{fbm} = \frac{F_{fbm}}{2} \cdot r \quad [N \cdot m] \quad (7)$$

kde r je poloměr disku kola vč. pneumatiky [m].

3.1.1 BRZDOVÝ KOTOUČ

Brzdový kotouč jakožto nejvíce namáhaný člen brzdové soustavy musí splňovat dostatečné teplo-vodivé a mechanické vlastnosti, přičemž je kladen důraz na dobrou obrobiteľnost a zachování nízké výrobní ceny.

V rámci těchto požadavků bylo přihlédnuto k doporučení asociace SAE, která definuje dle směrnice SAE J341 materiál pro výrobu brzdových kotoučů. Jedná se o legovanou šedou litinu s lupínkovým grafitem o 3,4% obsahu uhlíku. Zvolený materiál splňuje výše zmíněné požadavky a řadí se tak k nejrozšířenějšímu používanému materiálu pro výrobu kotoučů určených pro segment běžných vozidel. Níže jsou uvedeny materiálové vlastnosti zvolené šedé litiny a v tab. 3 množství přísad v podobě legur. V tomto případě je třeba doplnit, že některé uvedené hodnoty jsou definovány pro danou, blíže nespecifikovanou teplotu a předpoklad je takový, že výsledný nárůst teploty bude v řádu stovek °C, takže zmíněné parametry se budou postupně vzdalovat od aktuálnosti. Jelikož se nezdařilo nalézt jednotlivé závislosti uvedených hodnot na teplotě, tak je nutné tento vliv dále zanedbat a uvažovat parametry jako konstantní pro celé spektrum teplot. [16]

Hustota:	$\rho = 7250 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Tepelná vodivost:	$\lambda = 545 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Tepelná kapacita:	$C = 75 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1}$
Koeficient tepelné roztažnosti:	$\beta = 1,3 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$
Youngův modul pružnosti:	$E = 130 \cdot 10^9 \text{ Pa}$
Poissonovo číslo:	$\mu = 0,211$
Mez kluzu:	$R_e = 195 \text{ MPa}$
Mez pevnosti:	$R_m = 268 \text{ MPa}$
Teplota tavení:	$T_{melt} = 1145 \text{ }^\circ\text{C}$



Tab. 3 – Přísady v podobě legur šedé litiny [16]

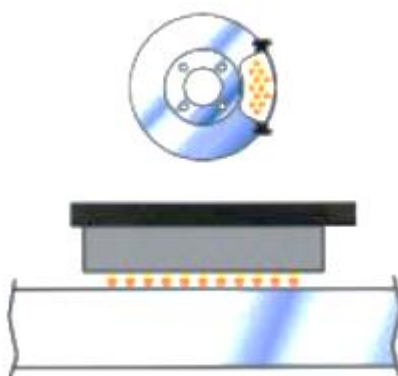
Prvek	C	Si	Mn	Ti	Mo	Cr	Ni	S	P
Množství [%]	3,4	1,46	0,59	0,14	0,13	0,09	0,084	0,075	0,015

3.1.2 BRZDOVÉ DESTIČKY

Pro správnou volbu materiálu brzdových segmentů je třeba predikovat způsob využívání vozidla. Je-li předpokladem sportovní až závodní využití, volba obvykle padá na destičky tvořené keramickým materiálem, kde směs keramických vláken a příslušných plnidel zajišťuje dostatečný koeficient tření při vysokých provozních teplotách. Tyto segmenty ovšem trpí nízkou účinností v běžných provozních podmínkách, a tedy se spíše volí obložení semi-metalické. Třecí materiál je v tomto případě tvořen z 30-65% kovovými částicemi (sekaná měď, železný prach a ocelová vlna). Jejich příznivá cena a široký rozsah pracovních teplot je předurčuje jako vhodný materiál při použití pro většinu vyráběných sériových vozidel. Pro další výpočty i úvahy byl zvolen právě tento typ směsi, který dle nejmenovaného výrobce dosahuje následujících parametrů:

Koeficient tření:	$\mu_{pad}=0,34$
Optimální provozní teplota:	$T_{opt}=150 \div 200 \text{ } ^\circ\text{C}$
Max. provozní teplota:	$T_{maxu}=400 \text{ } ^\circ\text{C}$
Max. teplota materiálu:	$T_{maxm}=700 \text{ } ^\circ\text{C}$

Optimální teplota udává rozmezí hodnot, kdy je bezpečně zaručen uvedený koeficient tření. Je-li dosaženo max. provozní teploty, dochází k jeho poklesu až do max. teploty materiálu, kdy se materiál začíná silně odpařovat a může dojít k difuzi obsažených složek do struktury brzdového kotouče. Zásadní problém je ovšem v tomto případě vadnutí brzdového účinku vlivem přítomnosti vzniklého plynu, který způsobuje zdvihnutí brzdové destičky v řádu mikrometrů a tím pádem snížení kontaktu abrazivních částic s činnou plochou kotouče (viz obr. 19).



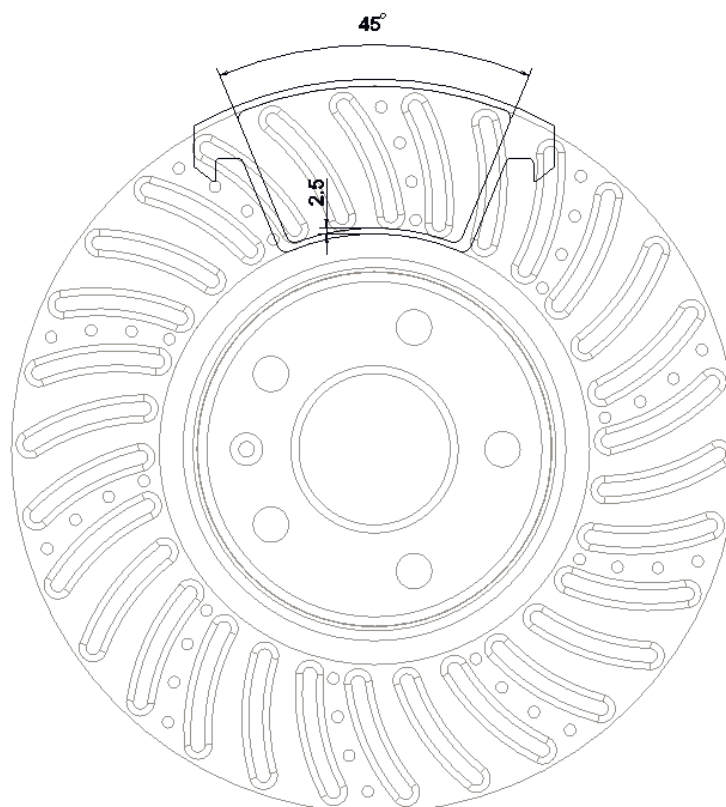
Obr. 19 Zobrazení procesu vadnutí brzdového účinku [17]



Mimo zvolený materiál destičky rozhoduje také její tvar, úhel rozevření a míra do jaké výšky třecí plochy kotouče bude segment aktivně zasahovat. Model brzdové destičky (viz obr. 20), stejně jako další modely v následujících kapitolách, byly vytvořeny v programu Creo Parametric 2 dle výkresové dokumentace blíže nespecifikované společnosti zabývající se celým svým sortimentem výrobou brzdových komponent pro široké spektrum druhů vozidel. Na obr. 21 je pak naznačeno schéma interakce segmentu s kotoučem.



Obr. 20 Uvažovaný model brzdové destičky

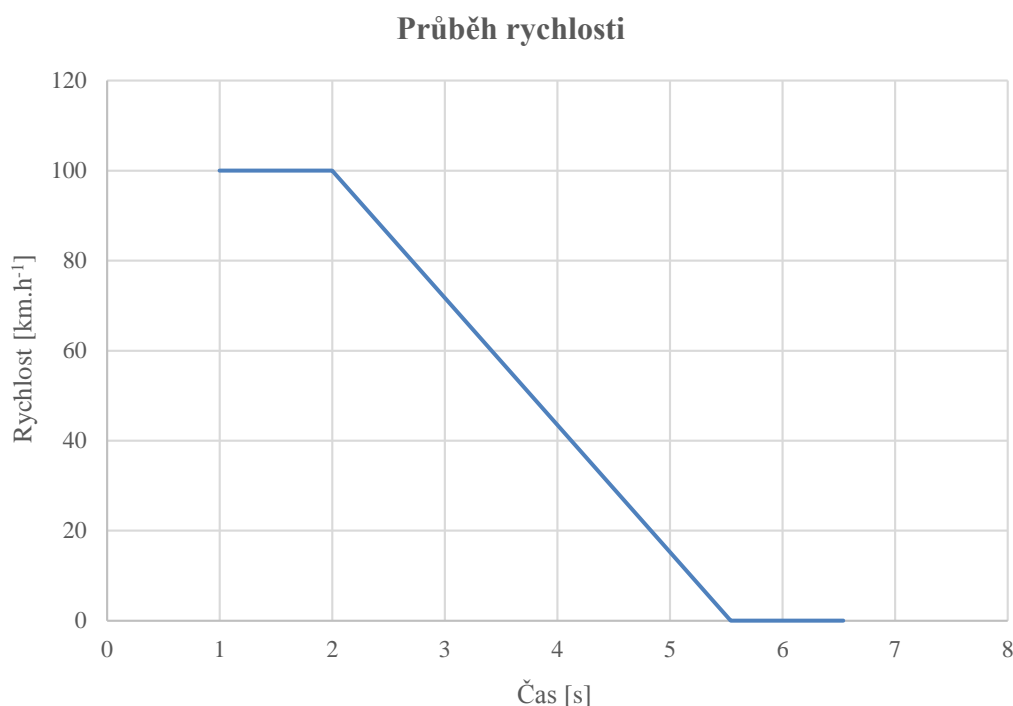


Obr. 21 Poloha a úhel rozevření brzdové destičky



3.2 BRZDNÝ MANÉVR

Při volbě brzděné situace se vycházelo z nepsaného, ale obecně známého testovacího pokusu, při kterém probíhá měření brzděné dráhy za max. brzdění z rychlosti 100 km/h. Analyzovaný případ uvažuje stejný průběh (viz obr. 22), tedy vozidlo pohybující se touto počáteční rychlostí, následně dochází k plnému sešlápnutí brzdového pedálu, tak aby byl vyvolán max. tlak v brzdové soustavě. Tento manévr je ovšem proveden za situace, kdy nedojde k blokaci kol, a tedy brzdění bude probíhat na hranici tření mezi pneumatikou a asfaltem bez aktivace ABS, popř. jiných brzdících asistentů. V uvažovaném případě se jedná o dosažení co nejkratšího brzděného času a s tím související brzděné dráhy.



Obr. 22 Průběh uvažovaného brzděného manévru

Všechny následující analytické postupy a výpočty uvažují brzdovou soustavu a především pneumatiky jako soustavu dokonale tuhých těles ve vzájemné interakci, kdy nedochází k žádným deformacím. Dalším předpokladem je rovnoměrné rozložení tlaku vyvolané brzdovou destičkou na třecí plochu kotouče, přičemž bude nadále vycházeno ze vztahu:

$$p_a = \frac{2 \cdot M_{fbm}}{\theta \cdot \mu_{pad} \cdot r_{di} \cdot (r_{do}^2 - r_{di}^2)} \quad [Pa] \quad (8)$$

kde M_{fbm} je maximální brzděný moment přenositelný na vozovku [N·m],
 θ je úhel rozevření brzdové destičky [rad],
 μ_{pad} je třecí koeficient brzdové destičky [-],
 r_{di} je vnitřní poloměr aktivní třecí plochy brzdového kotouče [m],
 r_{do} je vnější poloměr aktivní třecí plochy brzdového kotouče [m].



Po dosazení byl vypočten tlak, kterým působí každá z dvojice destiček na přední brzdový kotouč, a tedy $p_a = 1,558 \text{ MPa}$. Tato hodnota je základním vstupním parametrem pro definici ovládací síly, jež bude směrodatná pro další simulaci brzdění v MBS softwaru:

$$F = \frac{p_a}{s_a} [N] \quad (9)$$

kde s_a je aktivní plocha brzdové destičky [m^2].

3.3 CAD MODEL Y BRZDOVÝCH KOTOUČŮ

Pro následné simulace a výpočty byly vytvořeny modely kotoučů v již zmíněném parametrickém softwaru Creo z důvodu jejich bezproblémového exportu do formátů, s nimiž mohou nadále pracovat MBS a MKP systémy. Rozhodující jsou 2 parametry. Průměr brzdového kotouče D [mm] a vzdálenost třecích ploch (síla kotouče) t [mm].

3.3.1 PLNÝ, NECHLAZENÝ

Typ kotouče používaného pouze na zadní nápravě u uvažovaného vozidla hmotnostní a výkonové kategorie. Do výpočtu je zaveden především z důvodu porovnatelnosti v případě, že by byl z jakéhokoli důvodu použit na nápravě přední. Hmotnost činí 6,4 kg a rozměry jsou následující:

$$D_p = 312 \text{ mm}$$

$$t_p = 13 \text{ mm}$$



Obr. 23 Model plného, nechlazeného brzdového kotouče v částečném řezu



3.3.2 CHLAZENÝ

Nejčastěji užívaný typ kotoučů u valné většiny moderních, sériově vyráběných vozidel. Skládá se ze dvou třecích ploch, které jsou po obvodu odděleny pomocí rovnoměrně rozmístěných žeber. Hmotnostně dosahuje obecně vyšších hodnot, konkrétně níže vyobrazený typ 8,7 kg, avšak dle teorie mnohem lepších chladících účinků, které by měly být podpořeny vznikajícím turbulentním víření vzduchu mezi jednotlivými žebry v průběhu rotace. Rozměrově je zde rozdíl pouze ve vzdálenosti třecích ploch:

$$D_{ch}=312 \text{ mm}$$

$$t_{ch}=25 \text{ mm}$$



Obr. 24 Model vnitřně chlazeného brzdového kotouče v částečném řezu

3.3.3 CHLAZENÝ, VRTANÝ

Konstrukčně se jedná o stejný základ kotouče vnitřně chlazeného, pouze s tím rozdílem, že jsou na obou třecích plochách vrtané díry skrz celou sílu materiálu. U sériových vozidel se tento typ vyskytuje sporadicky, v opačném případě pouze u nejsilnějších motorizací nebo sportovních úprav. Jedna z výhod je mírné snížení hmotnosti oproti nevrtaným, zde připadá na jeden kotouč 8,6 kg hmotnosti materiálu, ale především se otvory projeví v odolnosti proti vadnutí brzdového účinku při opakovaném extrémním teplotním namáhání. Díry v tomto případě plní funkci odvodu plynu vznikajícího odpařováním směsi destiček, což bylo podrobně popsáno v kap. 3.1.2. Rozměry jsou pak identické jako v předchozím případě:

$$D_{chv}=312 \text{ mm}$$

$$t_{chv}=25 \text{ mm}$$



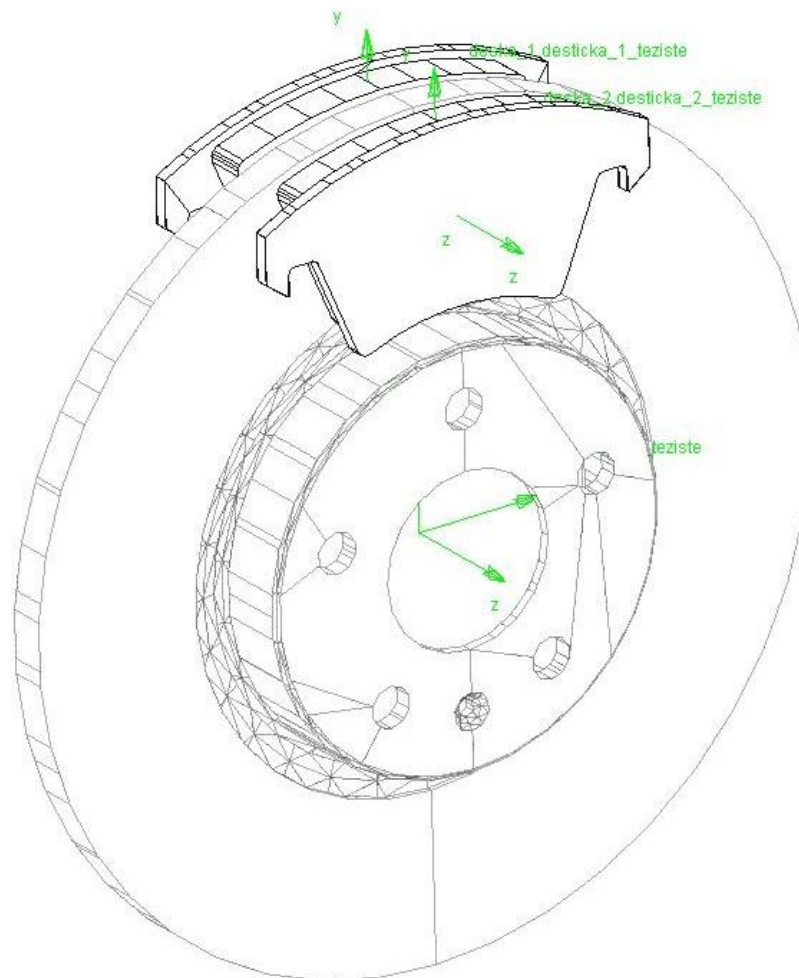
Obr. 25 Model vnitřně chlazeného, vrtaného brzdového kotouče v částečném řezu

3.4 MBS ANALÝZA ZPOMALENÍ

Pro detailní popis brzdného manévru bylo využito prostředí Multi Body Systému programu MSC Adams, který je velmi výhodný při řešení kinematických a dynamických úloh soustav tuhých těles, kde se neřeší deformace a napjatost jednotlivých těles. Každá úloha obsahující tuhá tělesa, aby byla řešitelná, musí obsahovat parametry charakterizující tvar tělesa, polohu lokálního souřadného systému, velikosti setrvačných hmot těles, kinematické vazby a působící silové účinky.

3.4.1 PARAMETRIZACE MODELU

Prvním krokem je příprava vhodných modelů vstupujících do výpočtu. V uvažovaném případě se tedy jedná o import modelu plného, nechlazeného brzdového kotouče a dvojici brzdových destiček umístěných na společné axiální ose (viz obr. 26). Těmto tělesům jsou následně vhodně odebrány stupně volnosti pomocí jedné rotační vazby v rámci brzdového kotouče a dvou posuvných vazeb určující přítláčný pohyb destiček.



Obr. 26 Schéma vzájemného uložení tuhých těles

Dalším krokem je volba vstupních parametrů, a sice určení počáteční rychlosti rotace kotouče odpovídající vozidlu pohybující se rychlostí 100 km/h:

$$\omega_i = \frac{v_i}{r} \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (10)$$

kde v_i je počáteční rychlost vozidla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],
 r je poloměr disku kola vč. pneumatiky [m].

Jelikož Adams neuvažuje vstupní hodnotu v [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$], nýbrž v [$^\circ \cdot \text{s}^{-1}$] musí být výsledná hodnota vynásobena poměrem $\frac{180}{\pi}$.

Aby mohl samotný brzdový kotouč simulovat pohyb odpovídající části vozidla vztažený na jedno kolo, je využito vztahu pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti. Než bude tento vztah definován, je nutné zavést podmínku zákona zachování energie:



$$E_k = E_{red} \quad [J] \quad (11)$$

kde E_k je kinetická energie odpovídající části vozidla [J],
 E_{red} je redukováná energie pohybu vztažena na brzdový kotouč [J].

Následně je možno přistoupit k samotnému výpočtu redukovaného momentu setrvačnosti:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{m_f}{2} v_i^2 = \frac{1}{2} \cdot I_{red} \omega_i^2 \rightarrow I_{red} = \frac{m_f}{2} \cdot r^2 \quad [kg \cdot m^2] \quad (12)$$

kde $\frac{m_f}{2}$ je hmotnost náležející jednomu přednímu kolu [kg],
 r je poloměr kola vč. pneumatiky [m],
 I_{red} je redukovaný moment setrvačnosti [$kg \cdot m^2$].

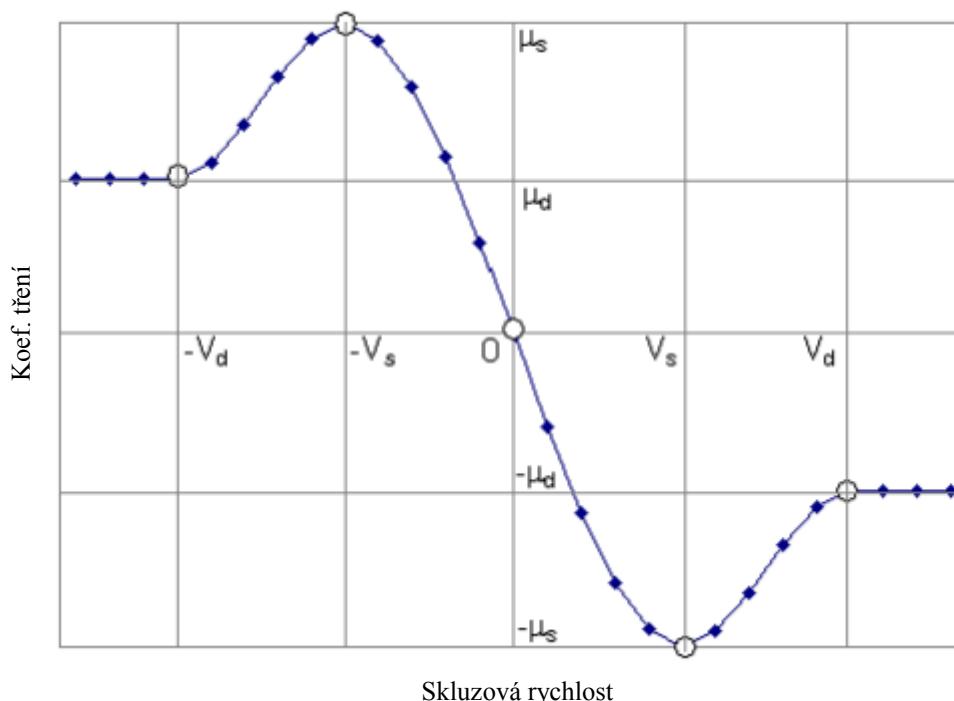
Hodnota výše zmíněného momentu setrvačnosti vztažená k těžišti tělesa, spolu s hmotností samotného nechlazeného kotouče a počáteční rychlosti rotace, jsou určující parametry pro kompletní definování této rotační hmoty.

U brzdových destiček v rámci jejich symetrického silového působení je zapotřebí pouze aplikovat normálovou sílu, tj. ovládací sílu, kterou působí oba segmenty na třecí plochy kotouče. Výpočet této síly byl naznačen v kap. 3.2 matematickým vztahem (9).

Důležitá situace nastává v samotném nastavení kontaktu mezi zmíněnými komponenty a především pak popis procesu tření, které bude vytvářet zpětný brzdový moment. Za tímto účelem jsou vloženy dvě kontaktní vazby mezi protilehlými destičkami a brzdovým kotoučem. Nastavení těchto vazeb spočívá v definici, že se jedná o styk tuhých těles, kde parametry typu tuhost, tlumení atd. jsou ponechány v původním nastavení. Co se samotného procesu tření týče, tak MBS systémy ve většině případů uvažují výchozí Coulombovo suché tření, které rozlišuje statické tření (působící při přechodu z klidu pohybu) a dynamické tření (při samotném pohybu). MSC Adams není výjimkou a uvažovaný průběh návaznosti přechodu ze statického na dynamický koeficient tření je dle zjednodušeného modelu vyobrazen na obr. 27.



Závislost koeficientu tření na skluzové rychlosti

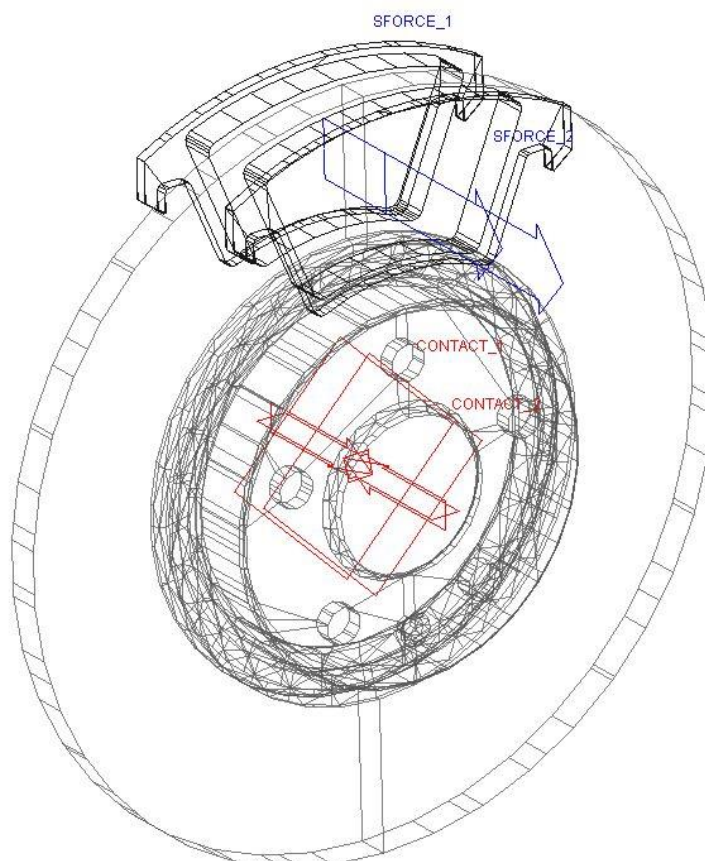


Obr. 27 Zjednodušený uvažovaný model Coulombova tření dle MSC Adams

kde μ_d je dynamický koeficient tření,
 μ_s je statický koeficient tření,
 V_d je min. velikost rychlosti, při které se uvažuje dynamický koeficient tření,
 V_s je velikost rychlosti, která odpovídá působení statického koeficientu tření.

Jelikož výrobci brzdových destiček informaci o koeficientu tření takřka neposkytují, a když, tak pouze jedno obecné číslo, je zvolena v rámci zjednodušení hodnota statického i dynamického koeficientu konstantní $\mu_{pad}=0,34$.

Z hlediska parametrizace vstupujících těles bylo zmíněno vše podstatné. Poslední údaj před započítáním výpočtu je hodnota velikosti kroku, s kterým bude Adams úlohu řešit. Jako dostatečně přesný a zároveň výpočtově nepřiliš náročný je zvolen krok o velikosti 0,001 s. Na obr. 28 je pak závěrem vyobrazeno schéma uvažované situace z hlediska silového zatížení a aplikovaných kontaktních vazeb připravené pro následnou analýzu dynamiky pohybu.



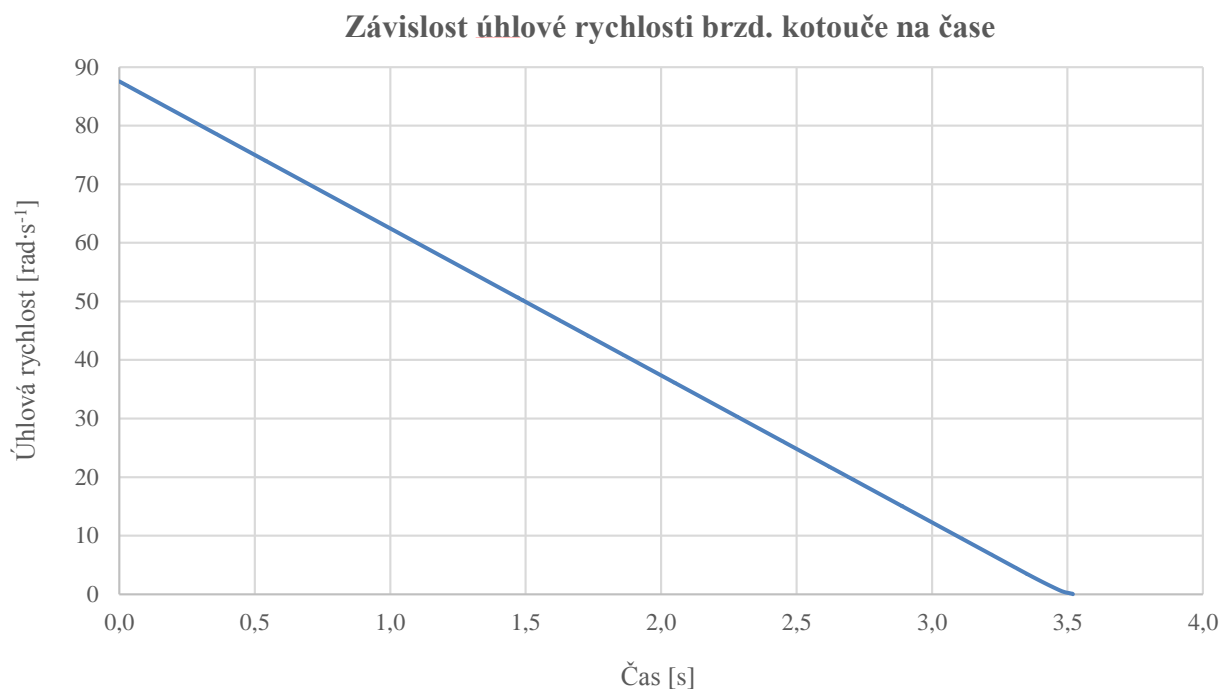
Obr. 28 Schéma soustavy modelů připravené pro analýzu dynamiky pohybu

3.4.2 VÝSTUPNÍ DATA SIMULACE

Analýza brzdného manévru z hlediska řešení v MBS poskytuje detailní pohled na celý průběh brzdění. Zásadním výsledkem je ovšem získaný čas odpovídající počátku jízdy vozidla až do jeho úplného zastavení, tedy:

$$t_z = 3,52 \text{ s}$$

Obr. 29 znázorňuje průběh celého procesu brzdného manévru z pohledu závislosti úhlové rychlosti rotace kola/brzdového kotouče na čase brzdění.



Obr. 29 Závislost úhl. rychlosti brzd. kotouče na čase řešená pomocí MBS

Z obrázku je zřejmé, že samotné brzdění je po celou dobu lineárního charakteru. Minimální vliv na to má i volba konstantního koeficientu tření mezi brzdovou destičkou a kotoučem za všech situací. Tento průběh je však pouze informativního charakteru a výpočtově není nijak zásadní.

Vypovídající hodnotu má až závislost rotační redukované kinetické energie na čase (viz obr. 30), která udává nelineární průběh, jenž je směrodatný pro následný výpočet ztrátového výkonu určující generované teplo v rámci jedné přední brzdy:

$$P_Z = \frac{E_{red}}{t} \quad [W] \quad (13)$$

kde E_{red} je redukováná rotační kinetická energie brzd. kotouče [J],
 t je čas brzdění [s].

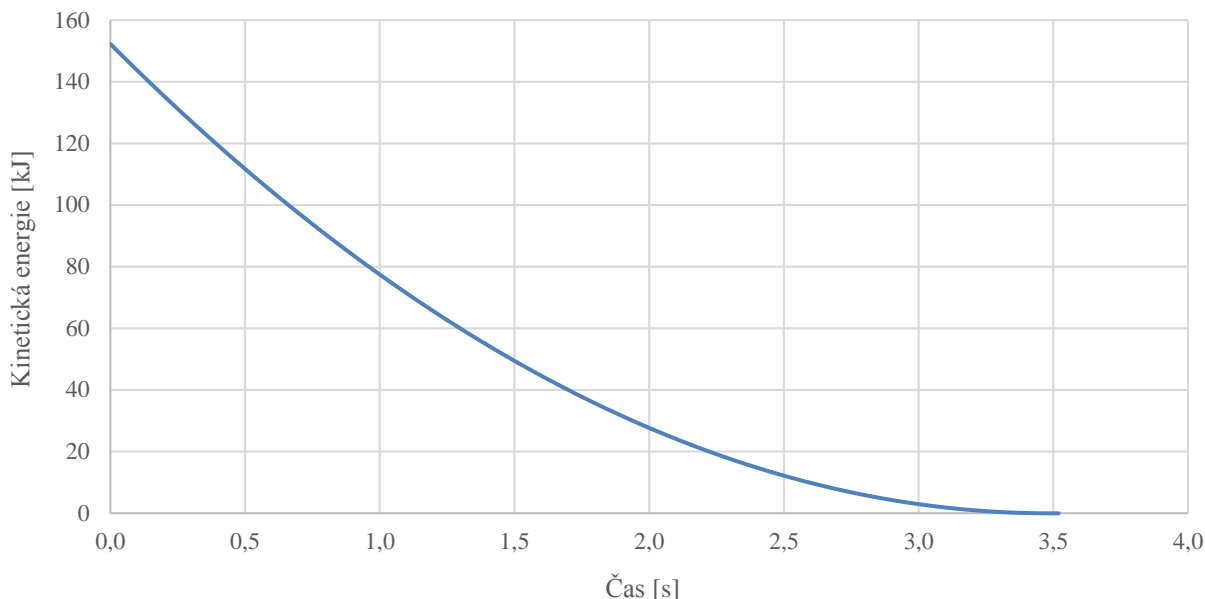
Pro použitelný vstupní parametr do MKP softwaru je ještě nutné tento ztrátový výkon přepočítat na měrný tepelný tok vycházející z odpovídající plochy destičky, což bude směrodatná vstupní veličina pro řešení teplotního zatížení plochy kotouče:

$$\dot{q} = \frac{P_Z}{S_{pad}} \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (14)$$

kde P_Z je ztrátový výkon generovaný jednou přední brzdou [W],
 S_{pad} je třecí plocha odpovídající dvěma brzdovým destičkám [m²].



Závislost redukované rotační kin. energie brzd. kotouče na čase



Obr. 30 Závislost redukované rotační kin. energie brzd. kotouče na čase řešená pomocí MBS

3.5 MKP MODEL

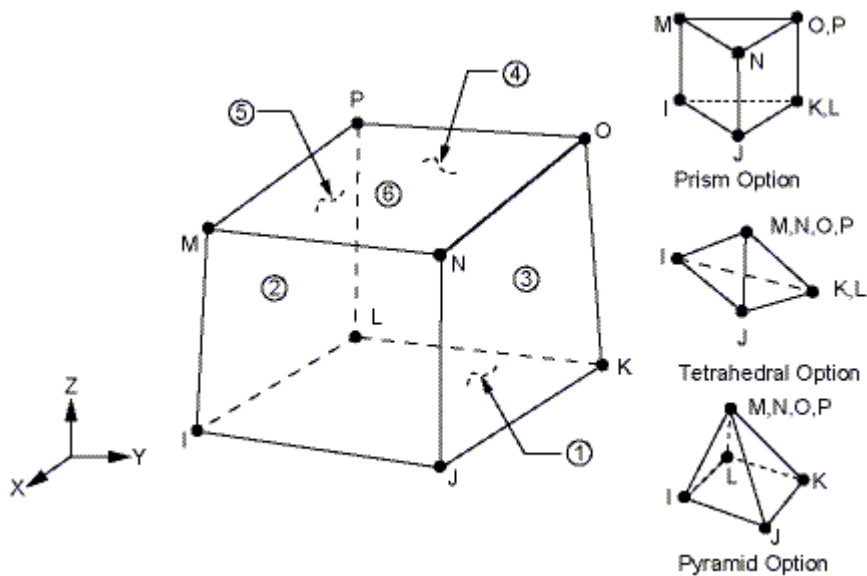
Příprava kvalitní MKP sítě je jedním z nejdůležitějších kroků pro úspěšný výpočet. O kvalitě pak rozhoduje rovnoměrnost sítě, důraz na detaily typu zaoblení ostrých hran, otvorů atd., ale také typ použitých prvků a jejich celkový počet. V této práci byly všechny MKP modely vytvořeny kombinací softwarů ANSYS Workbench a ICEM CFD.

3.5.1 VOLBA PRVKŮ

Základním krokem před přípravou samotné sítě je volba použitých prvků, na nichž je závislá pravidelnost sítě, počet stupňů volnosti a z toho plynoucí výsledky analýzy. Jelikož je úloha řešena nejprve jako tepelná a následně jako strukturní, tak je zapotřebí zvolit 2 výchozí prvky.

PRVEK SOLID 70

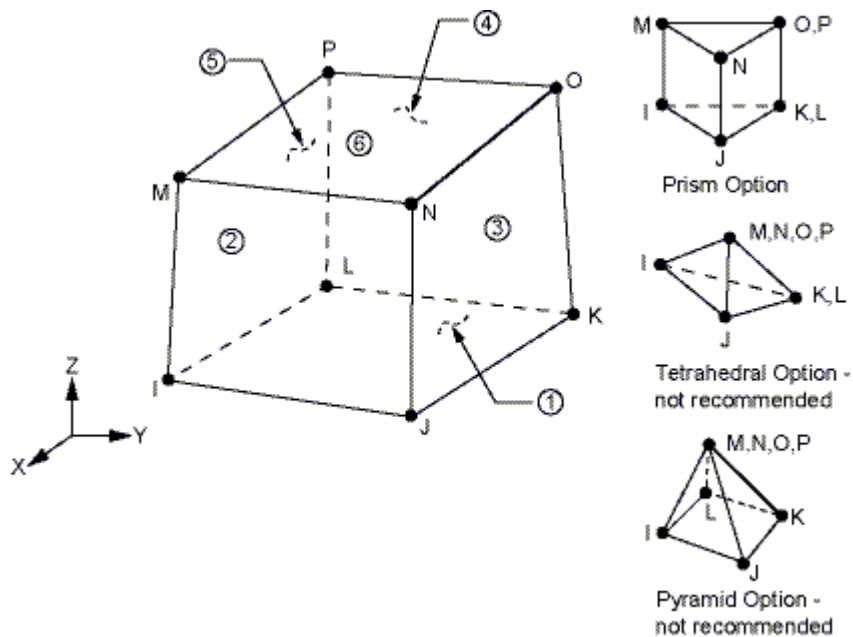
Jedná se o 8-uzlový lineární objemový prvek určený výhradně pro řešení jak stálých (steady-state), tak přechodových (transient) tepelných úloh. Obsahuje pouze 1 stupeň volnosti v každém uzlu, a tím je teplota. Prvek jako takový je schopen „degradovat“ z hexagonálního tvaru na prismatický, tetradrický anebo pyramidový (viz obr. 31). Výsledkem je pak nodální teplota obsažena v komplexním řešení teplotního namáhání.



Obr. 31 Lineární „tepelný“ prvek SOLID 70 [18]

PRVEK SOLID 185

V návaznosti na prvotní řešení tepelné úlohy za pomoci prvku SOLID 70 je při přechodu na úlohu strukturní automaticky volen prvek SOLID 185. Principiálně i tvarově se jedná o takřka stejný element s tím rozdílem, že v každém uzlu se nachází 3 stupně volnosti. Tvarové „degradace“ (viz obr. 32) jsou povoleny stejné jako u SOLID 70, ale ANSYS obecně nedoporučuje tetraedrický a pyramidový tvar, což je ovšem možné kompenzovat zvýšeným počtem prvků.



Obr. 32 Lineární „strukturní“ prvek SOLID 185 [18]



3.5.2 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Uvažovaný materiál brzdového kotouče byl již zmíněn v kap. 3.3, tudíž níže je uveden pouze přehled vstupních charakteristik nutných pro vyřešení kompletní analýzy připadající na jednotlivé prvky:

Hustota:	$\rho=7250 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$		SOLID 70
Tepelná vodivost:	$\lambda=545 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$		
Tepelná kapacita:	$C=75 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1}$		

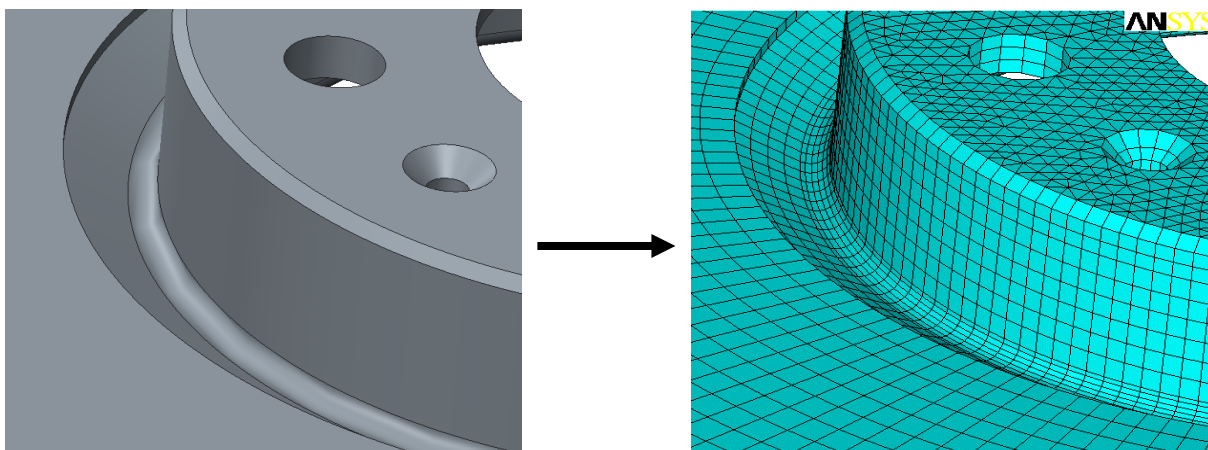
Koeficient tepelné roztažnosti:	$\beta=1,3 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$		SOLID 185
Youngův modul pružnosti:	$E=130 \cdot 10^9 \text{ Pa}$		
Poissonovo číslo:	$\mu=0,211$		

Jelikož se brzdové destičky jako modely ve výpočtu neuvažují, tak figurují pouze jako tepelný zdroj bez jakéhokoli materiálního hlediska či jiné parametrizace.

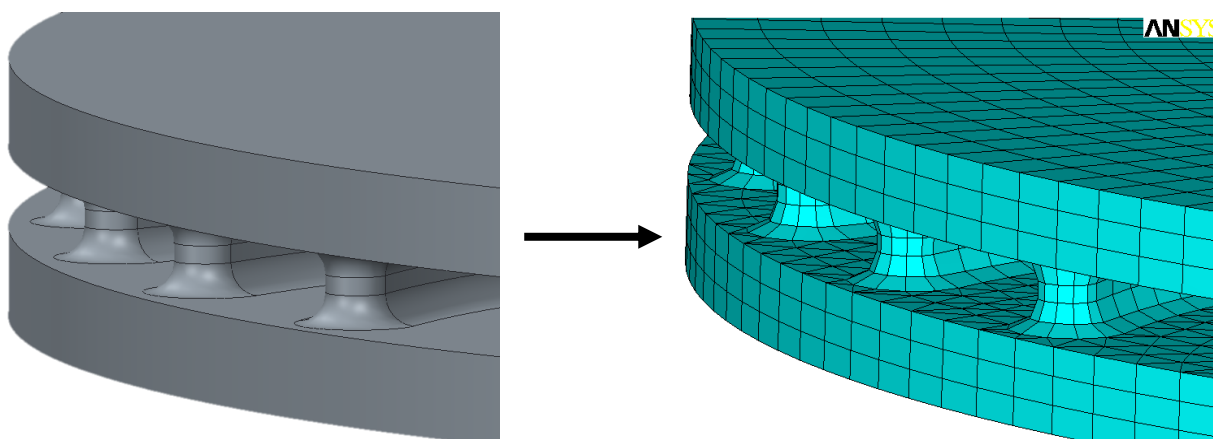
3.5.3 VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉ SÍTĚ

Před samotným vytvořením vhodné výpočtové sítě je třeba nejprve zkontrolovat a popř. upravit CAD modely způsobem, aby nedocházelo k výpočtovým anomáliím a zároveň aby výpočtové a kapacitní nároky nenabývaly neúměrně vysokých hodnot.

Všechny tři modely kotoučů byly tvarově zachovány bez jakýkoli úprav, vč. původních velikostí zaoblení, otvorů atd. S předpokladem možných kritických míst bylo nutné zaměřit se především na oblast přechodu z obruče na přírubu kotouče, která tvarově odpovídá velkému zaoblení (viz obr. 33). Dále byl kladen důraz na dostatečné zachování tvarové detailnosti v podobě jednotlivých chladicích žebér spojující dvojici třecích ploch znázorněné na obr. 34.



Obr. 33 Detail MKP sítě zaměřený na velká zaoblení

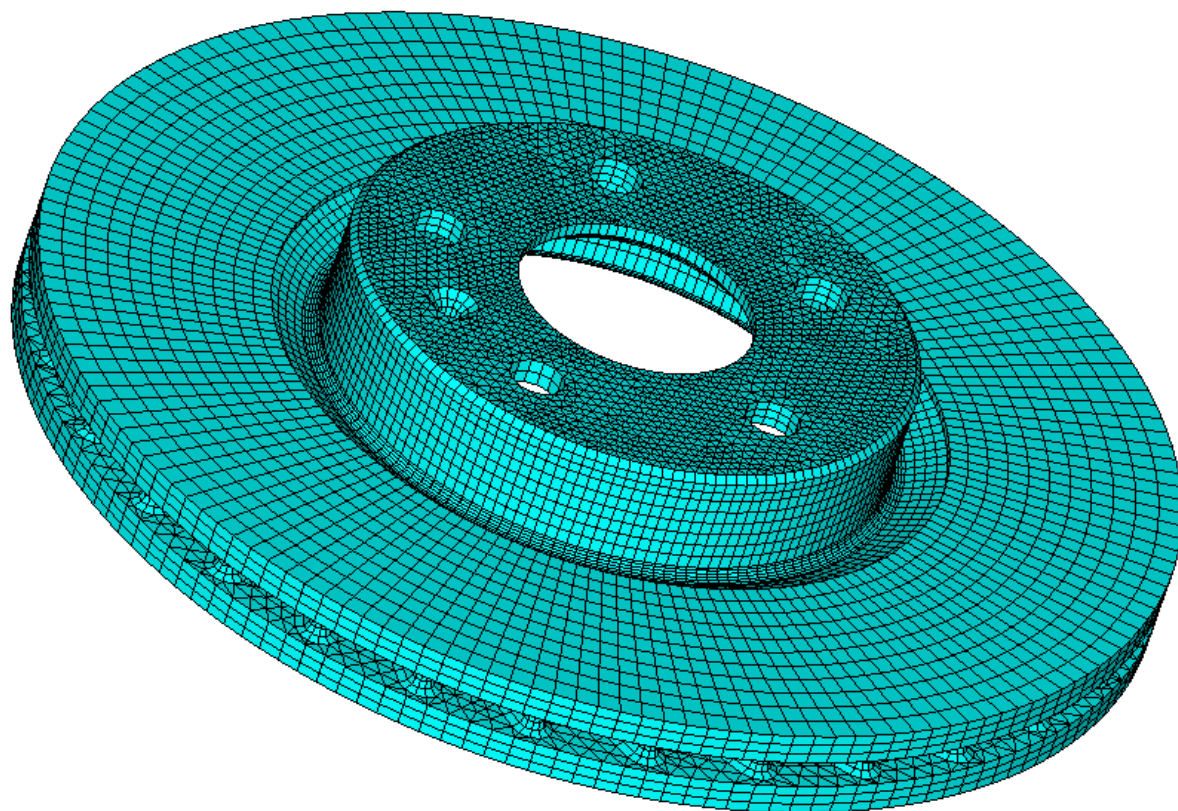


Obr. 34 Detail MKP sítě zaměřený na chladicí žebra

U každého z kotoučů je použita hybridní síť tvořena jak hexagonálními, tak tetragonálními prvky transformovaných do pyramid. Snaha byla o co největší míru rovnoměrného rozložení prvků v oblastech zatížení. Za tímto účelem je na třech plochách směrem k přírubě použita mapovaná síť vč. zjemnění přechodů. Příruba samotná je pak síťována volně, jelikož předpoklad je takový, že ve výpočtu nebude dosahovat maximálních teplot ani kritického vnitřního napětí, tudíž potenciálně vzniklé nepřesnosti nijak neohrozí vyhodnocení výpočtu. Velikost prvku odpovídá u všech variant hodnotě 3 mm. V tab. 4 je uveden počet prvků a výsledný počet uzlů pro jednotlivé kotouče a na obr. 35 je vyobrazena ukázka finální sítě chlazeného kotouče.

Tab. 4 Číselná charakteristika jednotlivých MKP sítí použitých modelů

Typ kotouče	Počet prvků	Počet uzlů
Plný, nechlazený	79 642	50 057
Chlazený	169 942	297 548
Chlazený, vrtaný	251 323	425 481



Obr. 35 MKP síť chlazeného kotouče



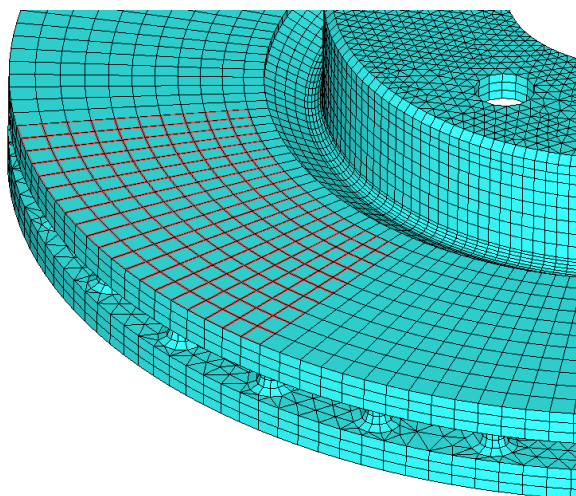
4 ŘEŠENÍ TEPELNĚ-MECHANICKÉ ANALÝZY

Předchozí kapitoly pojednávaly o definici potřebných vstupních parametrů, tvorbě výpočetních modelů a jejich parametrizaci pro použití v MKP softwaru. V této kapitole je kladen důraz na detailní popis finálního postupu řešení analýzy v programu ANSYS Mechanical APDL.

4.1 TEPELNÉ ZATÍŽENÍ A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Zásadním problémem v této oblasti byla volba metody, jakou bude autor přistupovat k řešení ohřevu brzdových ploch, resp. implementace ztrátového výkonu.

Byl zvolen přístup ohřevu na základě zadávání tepla pomocí vektorové veličiny měrného tepelného toku (heat flux), vycházející z obou kontaktních ploch brzdových segmentů. V tomto případě je uvažována 85% absorpce celkového tepla do brzdového kotouče a povrchu destiček. Zbýlých 15% tepla pak odebírají přidružené komponenty složené z brzdového třmene a brzdové kapaliny. Typ analýzy představuje analýza přechodová (transient), tak aby byla zachována časová návaznost dějů, konkrétně pak časová závislost rychlosti šíření tepla materiálem. Měrný tepelný tok je vždy definován do povrchových uzlů kotouče odpovídající ploše uvažované destičky s úhlem rozevření 45° a 2,5 mm vzdálenosti od spodní hrany aktivní třecí plochy (viz obr. 36). Čas působení tepelného toku vychází ze závislosti uvedené na obr. 30. Stejný postup byl pak proveden symetricky i na druhé straně kotouče.



Obr. 36 Aplikace tepelného zatížení

Dalším krokem je volba okrajových podmínek, které v tomto případě představují pouze definici ochlazování povrchu kotouče pomocí součinitele přestupu tepla α [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$] a teplotou okolního média do kterého teplo přestupuje. Tato okrajová podmínka je následně aplikována na celý povrch modelu.

Jelikož součinitel přestupu tepla závisí na vlastnostech proudící tekutiny, tvaru obtékaného povrchu a především i rychlosti samotného proudění, tak je třeba jej vždy stanovit ke konkrétnímu předmětu zkoumání na základě experimentu, což v tomto případě nebylo možné. Náhradní řešení tedy představuje stanovení hodnoty dle matematického modelu vytvořeného



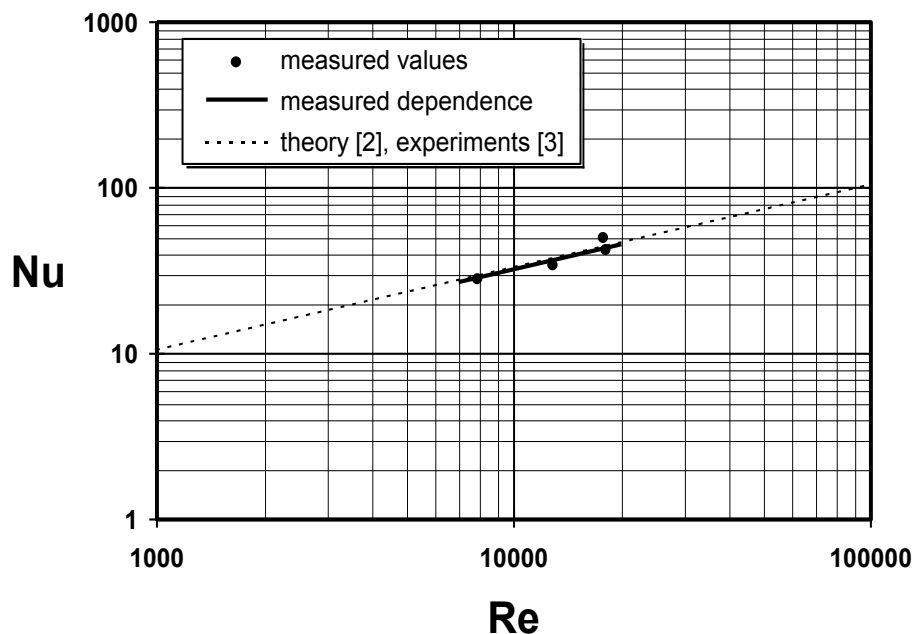
prof. Ing. Milanem Pavelekem, CSc. ve spolupráci s doc. Ing. Evou Janotkovou, CSc. Uvedený model je platný, na základě provedeného experimentu, pro plně rotující disky o daném průměru, tudíž v rámci této práce je třeba brát vypočítanou hodnotu s jistou rezervou.

Výpočet je definován na základě podobnostních čísel. V prvním kroku je zjištěna hodnota Reynoldsova čísla pro rotující disk [19]:

$$Re = \frac{\omega \cdot R^2}{\nu} \quad [-] \quad (15)$$

kde ω je úhlová rychlost kotouče [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$],
 R^2 je vnější průměr kotouče [m],
 ν je kinematická viskozita vzduchu při dané teplotě [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$].

Dále je tato hodnota porovnána v grafu závislosti Nusseltova na Reynoldsově čísle, čímž je obdržena hodnota průměrného Nusseltova čísla pro plný rotující disk (viz obr. 37).



Obr. 37 Průměrná hodnota Nusseltova čísla rotujícího disku [19]

Závěrečným krokem bylo vyjádření hodnoty součinitele přestupu tepla α z Nusseltova čísla dle vztahu:

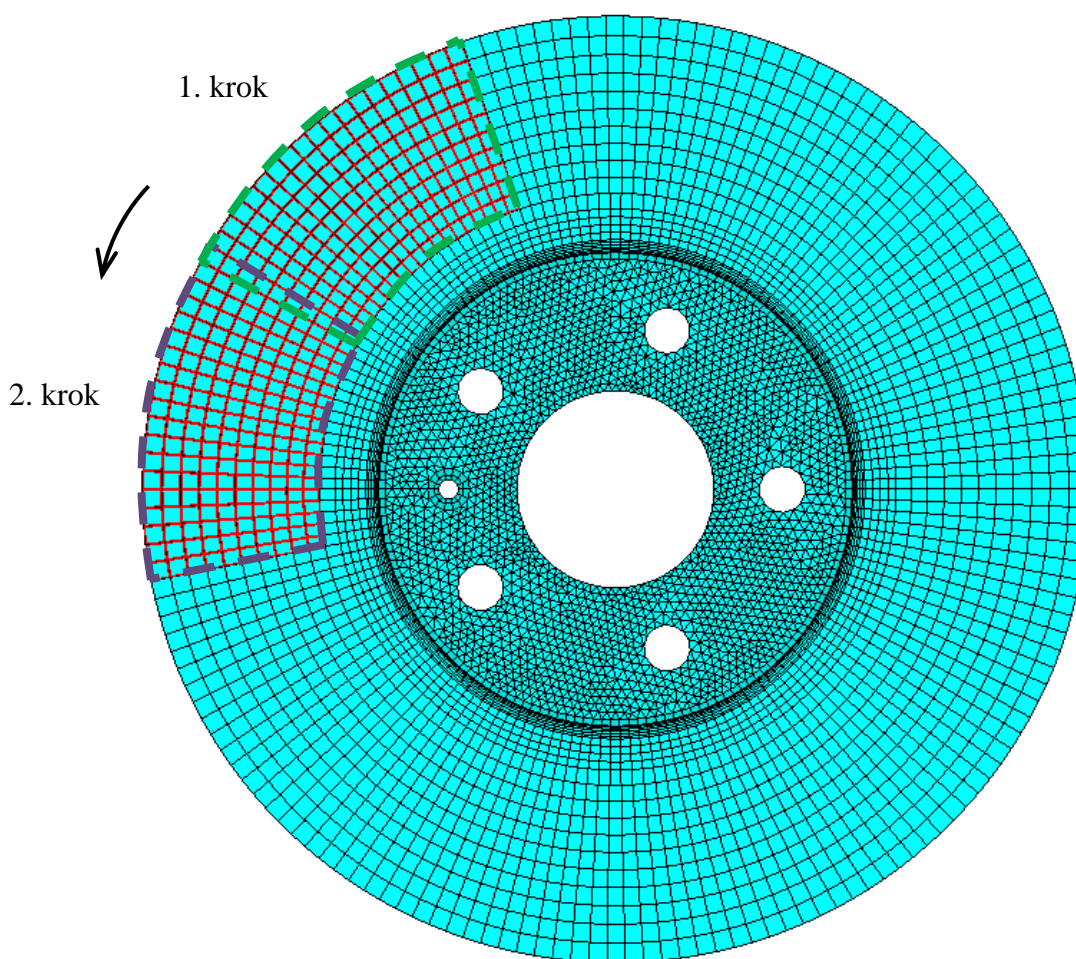
$$Nu = \frac{\alpha \cdot R}{\lambda} \quad [-] \quad \rightarrow \quad \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{R} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (16)$$

kde λ je tepelná vodivost [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$].



4.2 AUTOMATIZACE VÝPOČTOVÉHO ŘEŠENÍ

V předchozí kapitole byl naznačen postup výpočtu tepelného ohřevu v jednom místě kotouče po určitý čas. V celkové analýze to ovšem představuje pouze 1. krok. Pro kompletní vyřešení tepelného ohřevu je třeba tepelným zdrojem pohybovat po obvodu plochy v přesně zvoleném úhlu natočení, zadávat aktuální hodnoty měrného tepelného toku a délku kroku volit na základě závislosti klesající rotační kinetické energie na čase. Za tímto účelem je nejprve zvolen pravidelný úhel natočení brzdové destičky. Na základě několika výpočtových experimentů se jeví hodnota 43° jako nejvhodnější z hlediska malého překryvu původního umístění zdroje (viz obr. 38), tak aby byla eliminována možnost, že v rámci hrubosti sítě vznikne prázdné místo, ale přitom je zaručena rovnoměrně pravidelná hustota rozmístění tepla.



Obr. 38 Systém natačení tepelného zdroje v rámci jednotlivých kroků

Pro kompletní čas zastavení $t_z=3,52s$ toto řešení představuje 203 kroků. Jelikož je úhel konstantní a úhlová rychlost kotouče se v průběhu brzdění snižuje, tak se délka kroku zvyšuje nelineárně. Z tohoto důvodu byly vytvořeny tabulkové soubory, které obsahují vždy odpovídající hodnotu aktuálního měrného tepelného toku a časovou závislost, jak dlouho je třeba tepelný tok aplikovat. Pro automatizaci řešení bylo nasnadě použít algoritmus v podobě makra, který pro každý krok načítá hodnoty měrného tepelného toku z odpovídající tabulky,

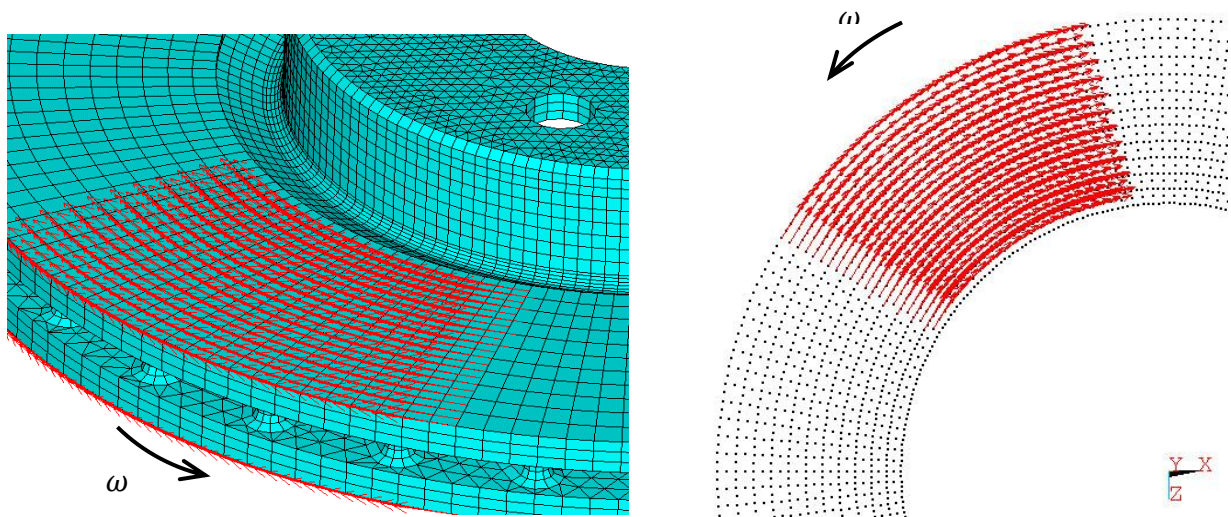


následně je aplikuje do vybraných uzlů v oblasti odpovídající úhlu výseče virtuální destičky 45° , dále nastavuje okrajovou podmínku v podobě tepelné konvekce na celý disk, vyjma tepelně zatížené oblasti a závěrem upravuje délku kroku. Po vyřešení každého takového kroku jsou veškeré zatížení a okrajové podmínky anulovány, lokální souřadný systém se natáčí o úhel 43° ve směru uvažované rotace kotouče (proti směru hodinových ručiček) a proběhne další výpočetní krok na základě zmíněného postupu.

4.3 TEPELNĚ-MECHANICKÉ ZATÍŽENÍ A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

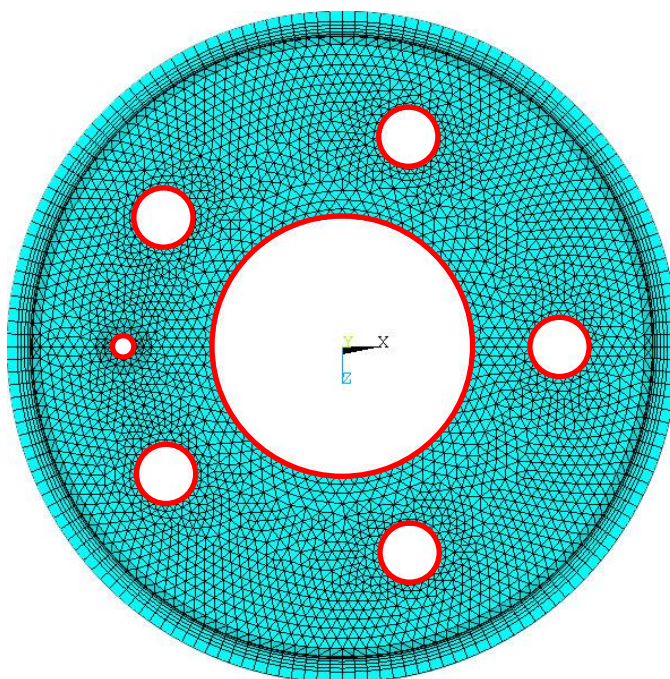
Po obdržení výsledků z tepelné analýzy je možné přikročit k řešení mechanického zatížení a tím pádem výpočtu redukovaného napětí v materiálu. Před samotným definováním zátěžné situace je zapotřebí změnit typ prvků MKP modelu z tepelného SOLID 70 na strukturní SOLID 185. V návaznosti na tuhle obměnu probíhá také změna typu analýzy na přechodovou, strukturní.

Prvotním krokem je načtení výsledků tepelné analýzy a jejich aplikace v podobě zatížení. Jelikož je ovšem kotouč brzděn za působení tlaku brzdových destiček, které tím pádem vyvozují zpětný brzdový moment, jsou v dalším kroku zavedeny i tyto dvě veličiny. Velikost tlaku způsobeným přitlakem brzdových segmentů se řídí výpočtem (8), brzdový moment pak (7). Obě veličiny jsou opět aplikovány přímo do uzlů připadající ploše úhlu rozevření brzdových destiček. V rámci brzdného momentu je ovšem třeba dodržet podmínku, že odpovídá součinu síly působící na daném rameni, která je k tomuto rameni za každých okolností kolmá, což v případě zakřivené třecí plochy kotouče vytváří zatížení znázorněné na obr. 39, kde jednotlivé červené šipky značí směr působení brzdného momentu a šipka černá pak uvažovanou rotaci kotouče.



Obr. 39 Zatížení brzdným momentem

Okrajové podmínky spočívají v omezení všech posuvů i natočení uzlů připadající na vnitřní plochy děr a příruby sloužící k uchycení kotouče na náboj nápravy. Ukázka fixace v MKP je opět uvedena obr. 40, kde jsou červenou barvou vyznačeny místa uchycení uzlů.



Obr. 40 Místa fixace brzdového kotouče

Celý proces analýzy tvořen 203 kroky je opět automatizován pomocí nadefinovaného makra s tím rozdílem, že v každém kroku analýzy nastává změna pouze v rámci polohy virtuálních brzdových destiček, ale aplikované hodnoty zatížení zůstávají po celou dobu konstantní, nýbrž se během brzdění nemění.



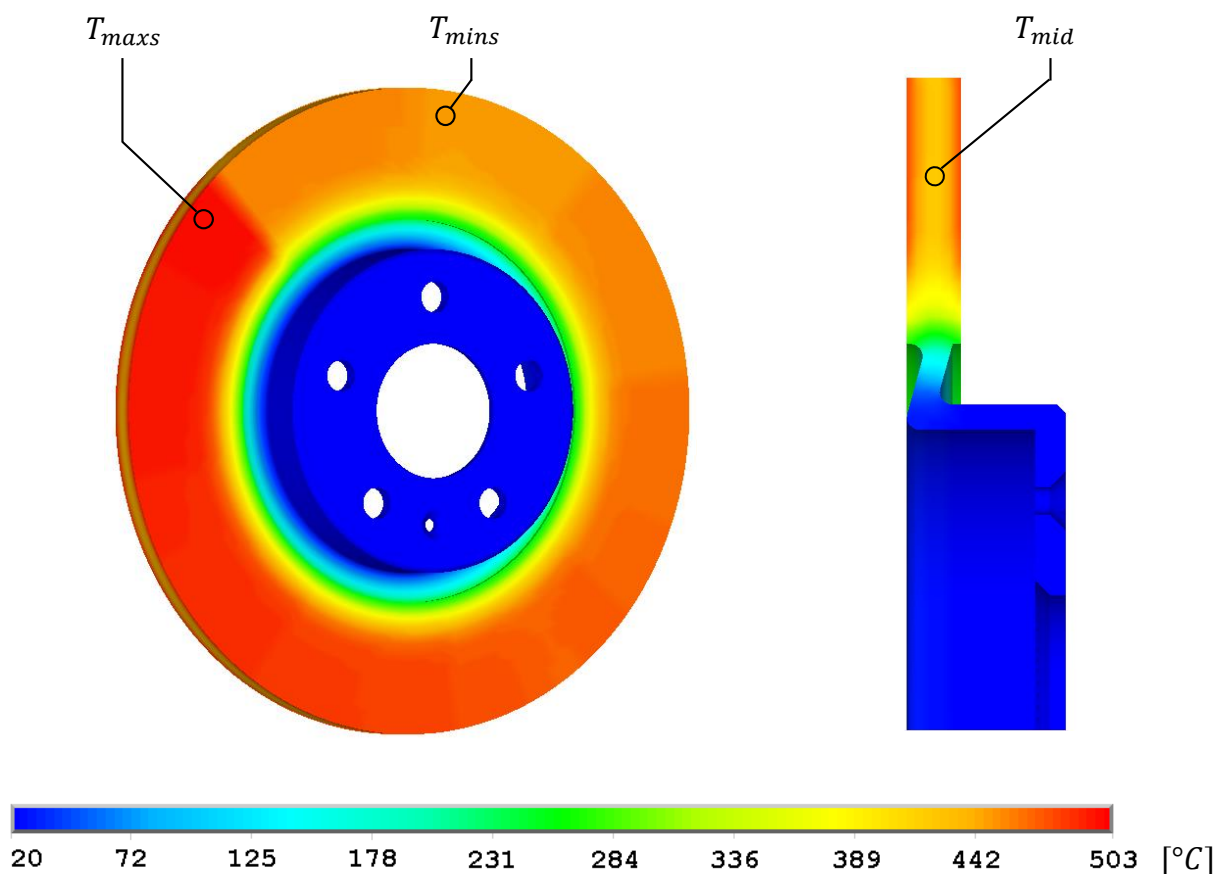
5 VÝSLEDKY

5.1 TEPELNÝ OHŘEV BRZDOVÝCH KOTOUČŮ

Hlavní výsledky práce představují zhodnocení tepelného ohřevu jednotlivých typů brzdových kotoučů z hlediska povrchových a vnitřních teplot. Dalším sledovaným parametrem je pak závislost rychlosti ohřevu a s tím spojený počátek stagnace teploty již v průběhu brzdění.

U každého modelu jsou vyznačeny a uvedeny mezní hodnoty, kde T_{maxs} představuje maximální dosaženou teplotu na aktivní třecí ploše kotouče, T_{mins} naopak minimální teplotu a T_{mid} teplotu měřenou uprostřed výšky materiálu mezi brzdnými plochami, popř. v místě chladících žeber.

5.1.1 PLNÝ, NECHLAZENÝ



Obr. 41 Výsledky tepelného ohřevu plného, nechlazeného kotouče

$$T_{maxs} = 503 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

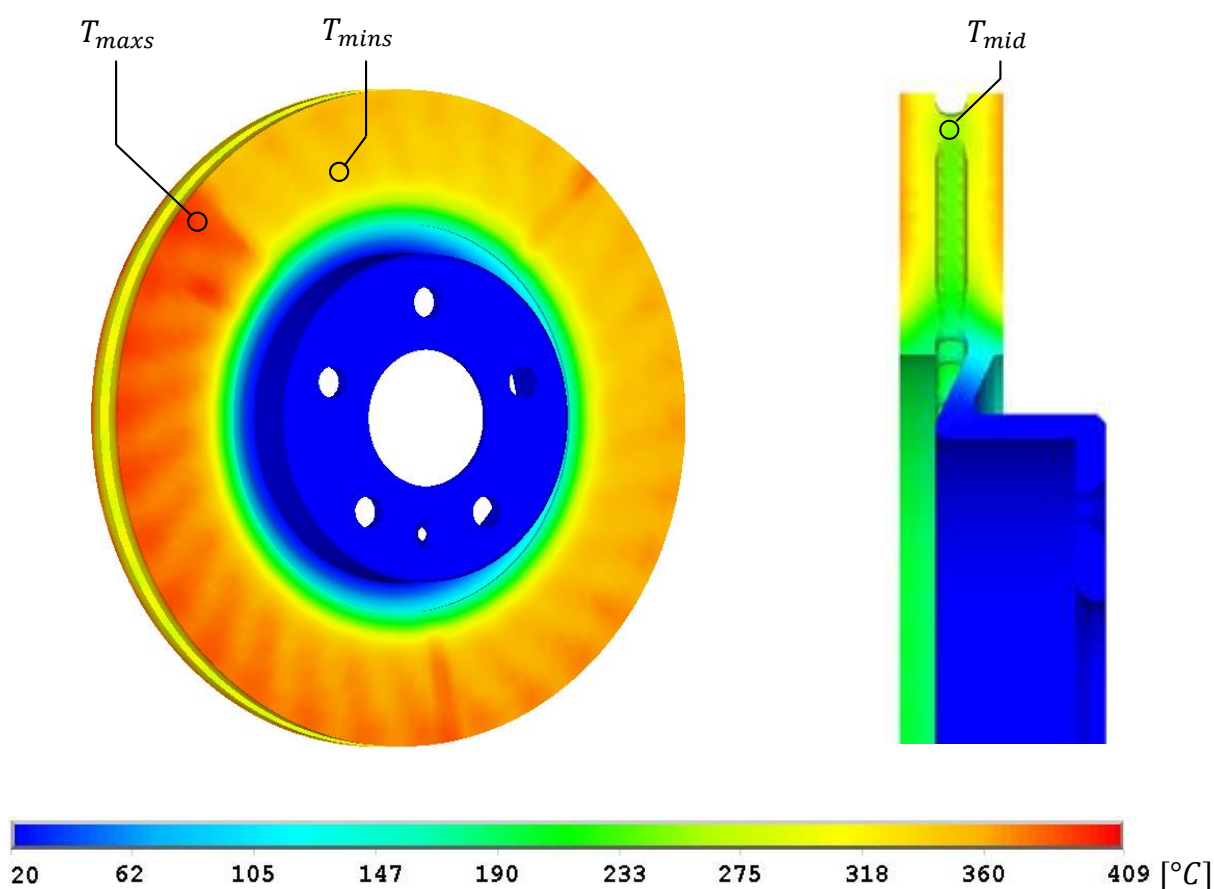
$$T_{mins} = 461 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{mid} = 424 \text{ }^{\circ}\text{C}$$



Z obr. 41 je zřejmé působíště max. teploty v místě virtuálního uložení brzdového třmene s destičkami, přičemž teplota zde dosahuje svého gradientu 503°C . Naopak za tímto místem, proti směru rotace, je zřetelná plocha s minimem 461°C , kde rapidní pokles je dán ochlazením při přestupu tepla do okolí vlivem délky časového kroku natočením kotouče. Za celou dobu brzdění se takřka vyrovnala teplota vnějších ploch s vnitřní výplní kotouče, a sice průměrná teplota zde dosahuje hodnoty 424°C . Zásadním výsledkem je ovšem zjištění, že tepelná hodnota příruby zůstala na vstupních 20°C , což je dáno jednak typem analýzy, tedy přechodové, kdy se teplo šíří materiálem určitou rychlostí a v tomto případě nemělo dostatek času, aby prostoupilo do samotné příruby a podíl má na to také zúžení v místě přechodu, kde je samotné ochlazování materiálu mnohem účinnější.

5.1.2 CHLAZENÝ



Obr. 42 Výsledky tepelného ohřevu chlazeného kotouče

$$T_{maxs} = 409^{\circ}\text{C}$$

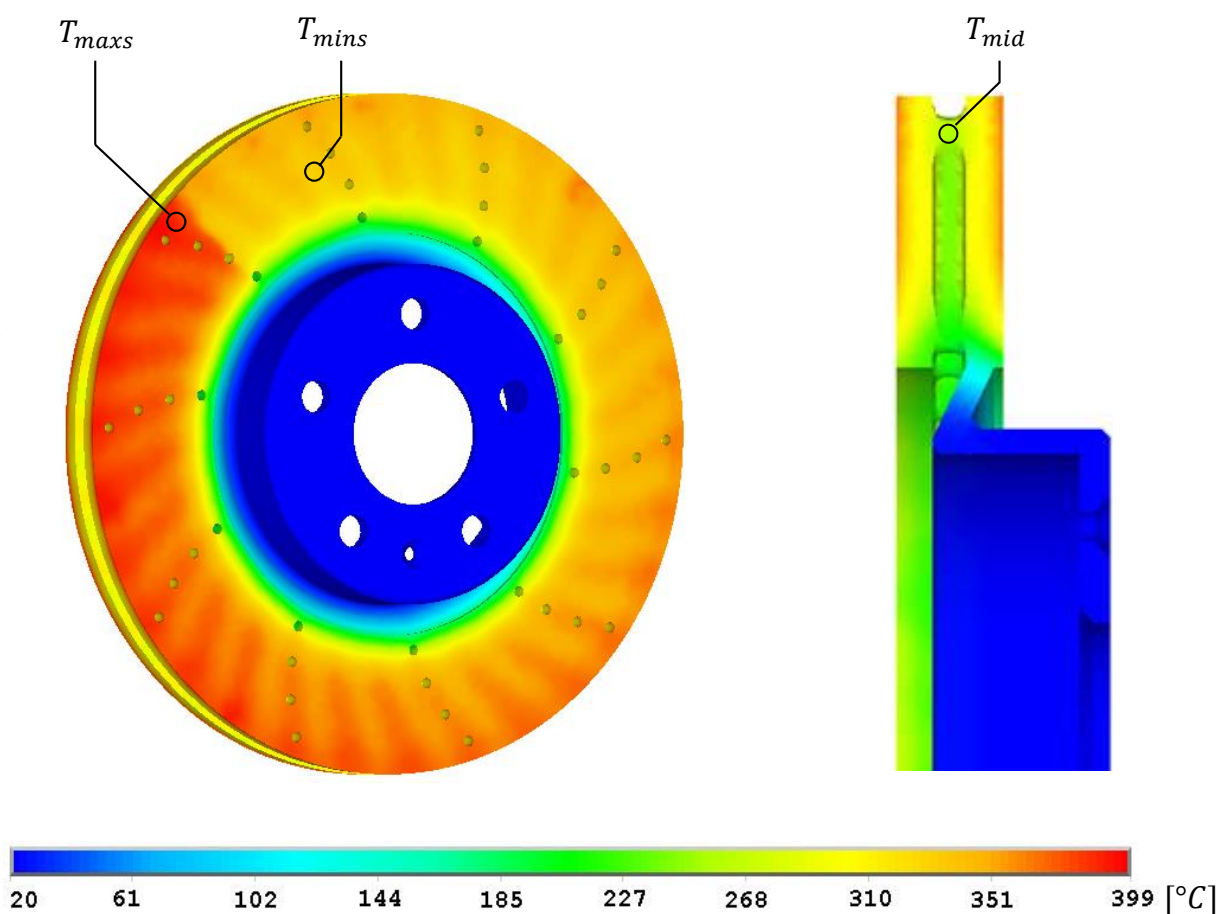
$$T_{mins} = 308^{\circ}\text{C}$$

$$T_{mid} = 257^{\circ}\text{C}$$



Chlazený kotouč představuje zřetelný posun povrchových teplot k nižším hodnotám a to až o 20%. V max. teplotě na třecí ploše je rozdíl o 94°C ve prospěch vyobrazeného kotouče, kde je konečná špičková teplota rovna 409°C. Tento rozdíl je znatelný takřka po celém obvodu. Průběh tepelného rozmístění je taktéž odlišný od kotouče plného, kde je možné zpozorovat vliv samotných chladících žebér, u kterých je lokálně vždy povrchová teplota rozdílná, což vytváří na brzdných plochách obrazec vnitřního chlazení. Zbýlý teplotní průběh je pak identický s předchozí modelovou variantou. V rámci měření teploty uvnitř žebér je rozdíl nejmarkantnější, a sice teplota 257°C je o 40% nižší než tomu bylo u kotouče nechlazeného.

5.1.3 CHLAZENÝ, VRTANÝ



Obr. 43 Výsledky tepelného ohřevu chlazeného, vrtaného kotouče

$$T_{maxs} = 399 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{mins} = 302 \text{ } ^\circ\text{C}$$

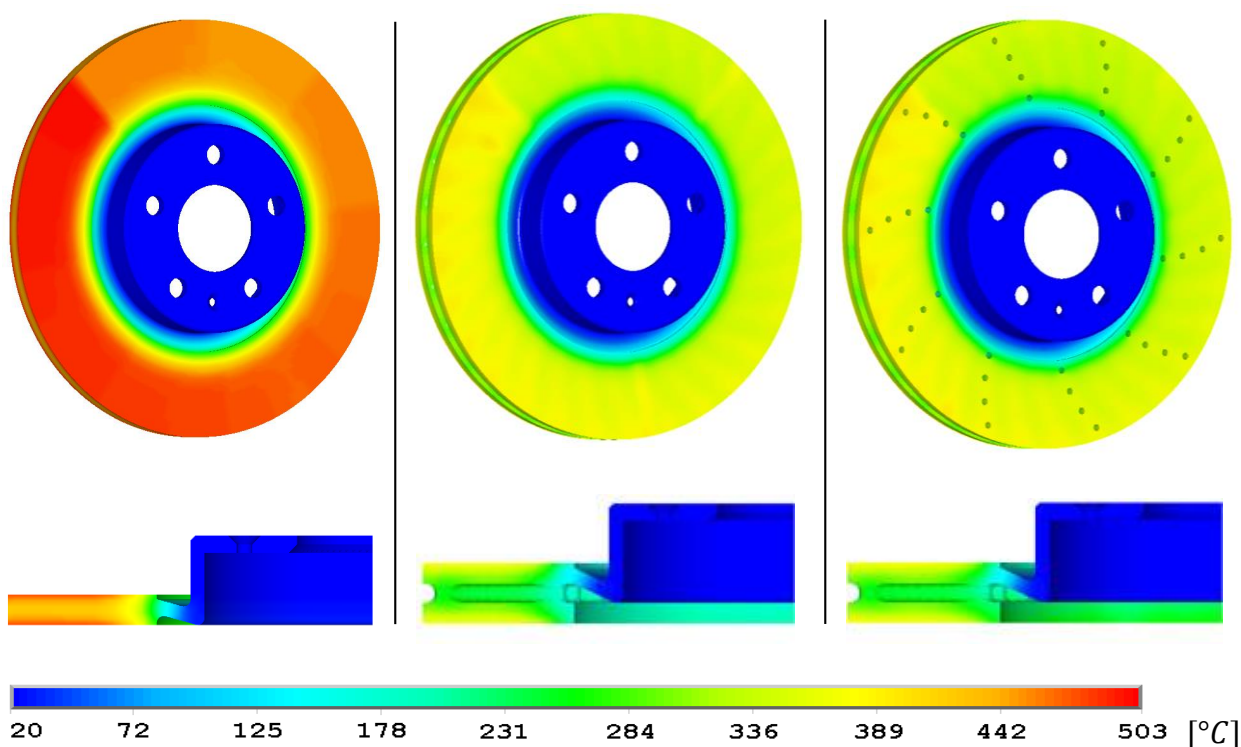
$$T_{mid} = 239 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Poslední analyzovaný model na obr. 43 vykazuje téměř shodné hodnoty jako model předchozí. Za předpokladu, že by do simulace bylo zavedeno náporové proudění vzduchu a kotouč vykonával rotační pohyb, čímž by se simulovala reálnější situace samotného ochlazování, tak vzniklé turbulentní víření v oblasti otvorů by mohlo mít za následek další snížení teplot. V zásadě se ale se vrtané kotouče používají především pro snazší odvod nečistot, vody a plynů vznikajících při překonání provozní teploty brzdových destiček.

5.1.4 VZÁJEMNÉ POROVNÁNÍ

Na následujícím znázornění je vyobrazeno kompletní porovnání všech 3 typových kotoučů pro jednotné rozmezí uvedených teplot, kde hranice max. teploty je dána max. teplotou plného, nechlazeného kotouče, a sice 503°C.

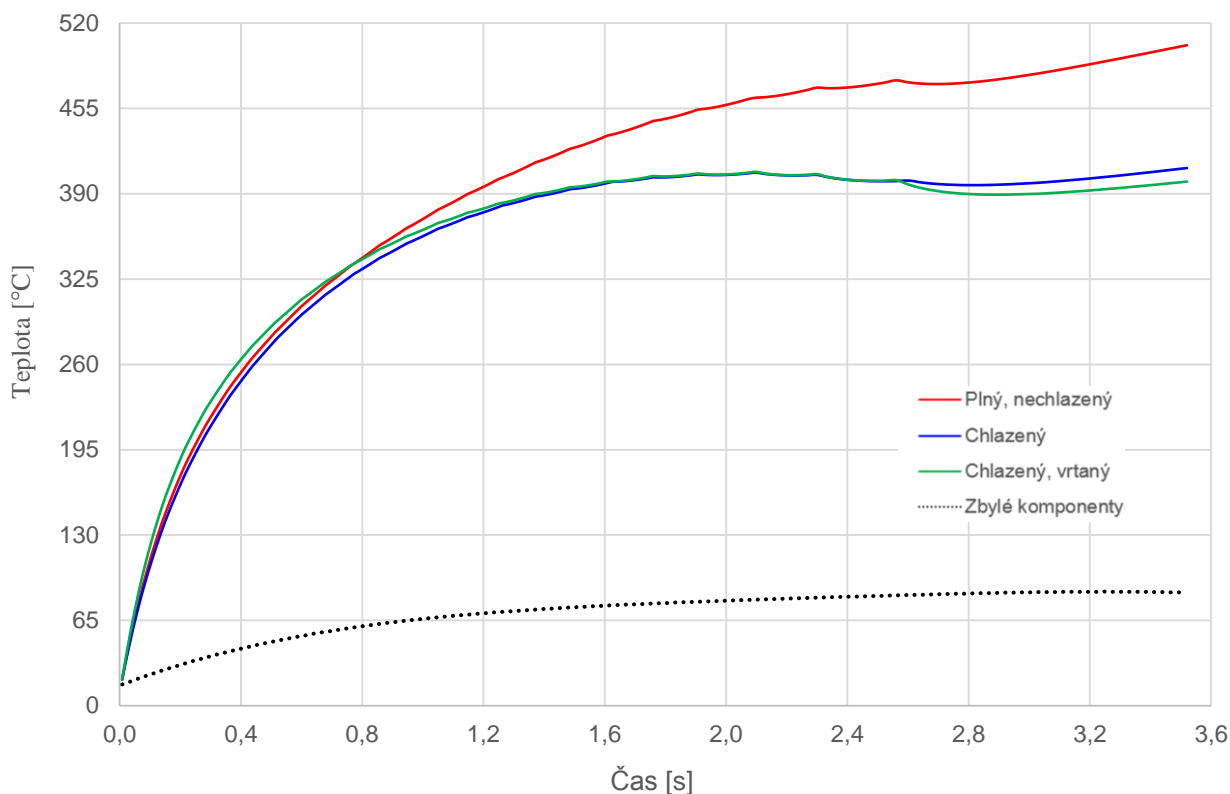


Obr. 44 Porovnání tepelného ohřevu všech uvedených modelů

Krom rozložení a velikosti teplot je důležité sledovat i průběh nárůstu těchto hodnot. Za tímto účelem byl na každém z kotoučů zvolen bod, na němž byla na konci brzdění dosažena nejvyšší teplota (místa jsou vyznačena na obrázcích výše) a zaznamenán tak průběh vývoje teplot od počátku brzdění do plného zastavení. Výsledný graf obsahující všechny sledované modely je uveden na obr. 45.



Závislost teploty jednotlivých kotoučů na čase brzdění



Obr. 45 Porovnání průběhu ohřevu jednotlivých kotoučů

Ze závislostí je zřejmé, že po započetí brzdění až do doby 1s je u všech kotoučů takřka srovnatelný strmý růst teplot. Po této hodnotě křivky chlazených kotoučů přechází do ustáleného tvaru, naopak křivka nechlazeného kotouče dále strmě narůstá. Další zlom nastává okolo 2s. Zde chlazené kotouče již teplotně stagnují a do konce brzdění hodnoty spíše udržují, kdežto plný kotouč teplotně nadále vzrůstá až do úplného závěru.

V grafu se nachází ještě dopočítaná křivka představující předpokládaný ohřev zbylých brzdných komponent, tedy brzdového třmenu a brzdové kapaliny. V úvodu řešení úlohy bylo uvedeno, že do výpočtu vstupuje předpoklad, při němž tyto komponenty absorbují 15% celkového ztrátového výkonu. Průběh byl stanoven na základě teplotního průběhu nechlazeného, plného kotouče s tím, že jednotlivé analyticky vypočítané body byly následně proloženy polynomem 4. řádu. Maximální hodnota dosažená na konci brzdění tak činí 88°C.

Závěrečné porovnání všech zmíněných hodnot a procentuální vyjádření rozdílu špičkových maximálních teplot vzhledem k nejvíce ohřátému kotouči shrnuje následující tabulka.



Tab. 5 Porovnání sledovaných hodnot u všech kotoučů

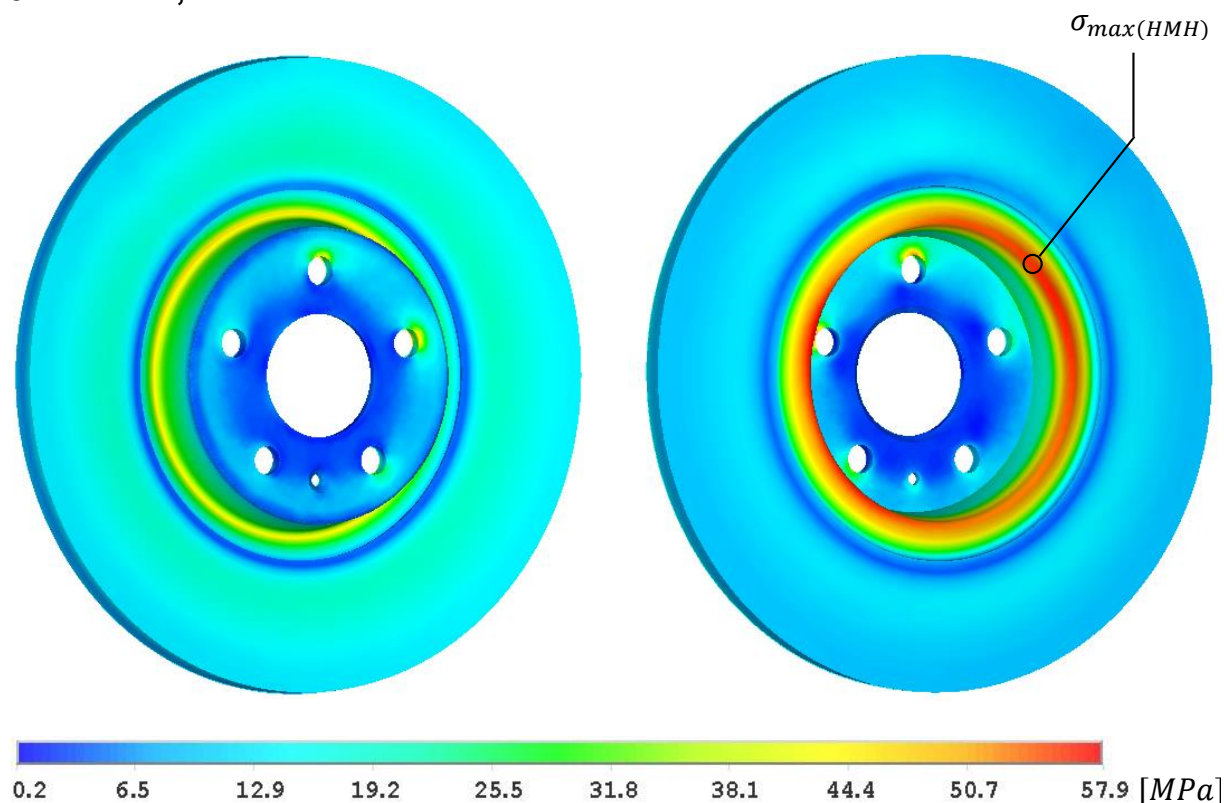
Typ kotouče	T_{smax} [°C]	T_{smin} [°C]	T_{mid} [°C]	$\frac{T_{smax}}{T_{smax(plný)}} \cdot 100$ [%]
Plný, nechlazený	503	461	424	-
Chlazený	409	308	257	81,3
Chlazený, vrtaný	399	302	239	79,3

5.2 TEPELNĚ-MECHANICKÉ ZATÍŽENÍ BRZDOVÝCH KOTOUČŮ

Neméně důležitým bodem sledování je kontrola součásti na max. dosažené napětí materiálu. Následující členěné výsledky poukazují na zjištěná kritická místa, max. hodnoty redukovaného napětí a také průběh vzrůstu těchto parametrů. Jako doplněk je vždy uveden i obrázek max. způsobeného posuvu materiálu vč. původního tvaru.

Všechny výsledky byly obdrženy po aplikaci tepelného zatížení, tlaku brzdových destiček a zpětným kroučícím momentem.

5.2.1 PLNÝ, NECHLAZENÝ



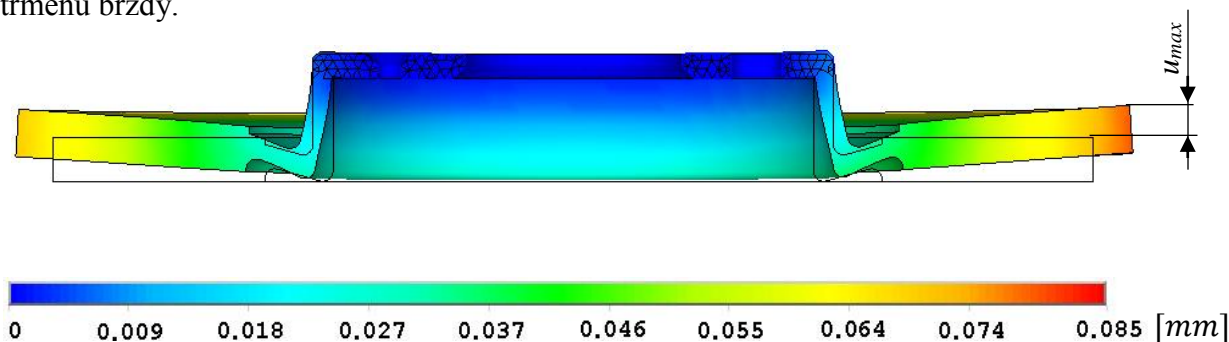
Obr. 46 Redukované napětí materiálu dle HMH plného, nechlazeného kotouče

$$\sigma_{max(HMH)} = 57,9 \text{ MPa}$$



Obr. 46 definuje rozložení redukovaného napětí dle teorie HMM na povrchu nechlazeného kotouče, kde max. hodnoty je dosaženo na spojení příruby s obroucí s tím, že špičková hodnota je zaznačena bodově, ale napětí zůstává takřka stejné po celém obvodu. V tomto případě bylo max. napětí v těchto místech očekáváno, jelikož z výsledků teplotního zatížení je v tomto zaoblení největší rozdíl teplot a zároveň to představuje nejužší místo kotouče. Vysoké hodnoty je dosaženo i na hraně otvoru pro upevňovací šroub, avšak v tomto případě je to způsobeno omezením stupňů volnosti v daném místě, což způsobilo lokální extrém, který lze považovat za výpočetní anomálii a především dosahuje nižší velikosti než napětí na výše zmíněném zaoblení. Výpočítaná hodnota napětí je pak téměř 4x menší než udávaná mez kluzu materiálu, tudíž z pohledu plastické deformace nepředstavuje pro součást žádné omezení v rámci mezního stavu plastické stability.

Na obr. 47 je pak vyobrazena v řezu deformace modelu způsobená vnitřní napjatostí. Největší posuv je zaznačen a definován hodnotou u_{max} a nastal na okrajích třecích ploch obrouče. Zjištěná hodnota, stejně jako hodnota napětí, dosahuje nízkých hodnot a konkrétně ohyb vytvářející mezní posuv 0,085 mm bude v praxi kompenzován mechanismem plovoucího třmenu brzdy.

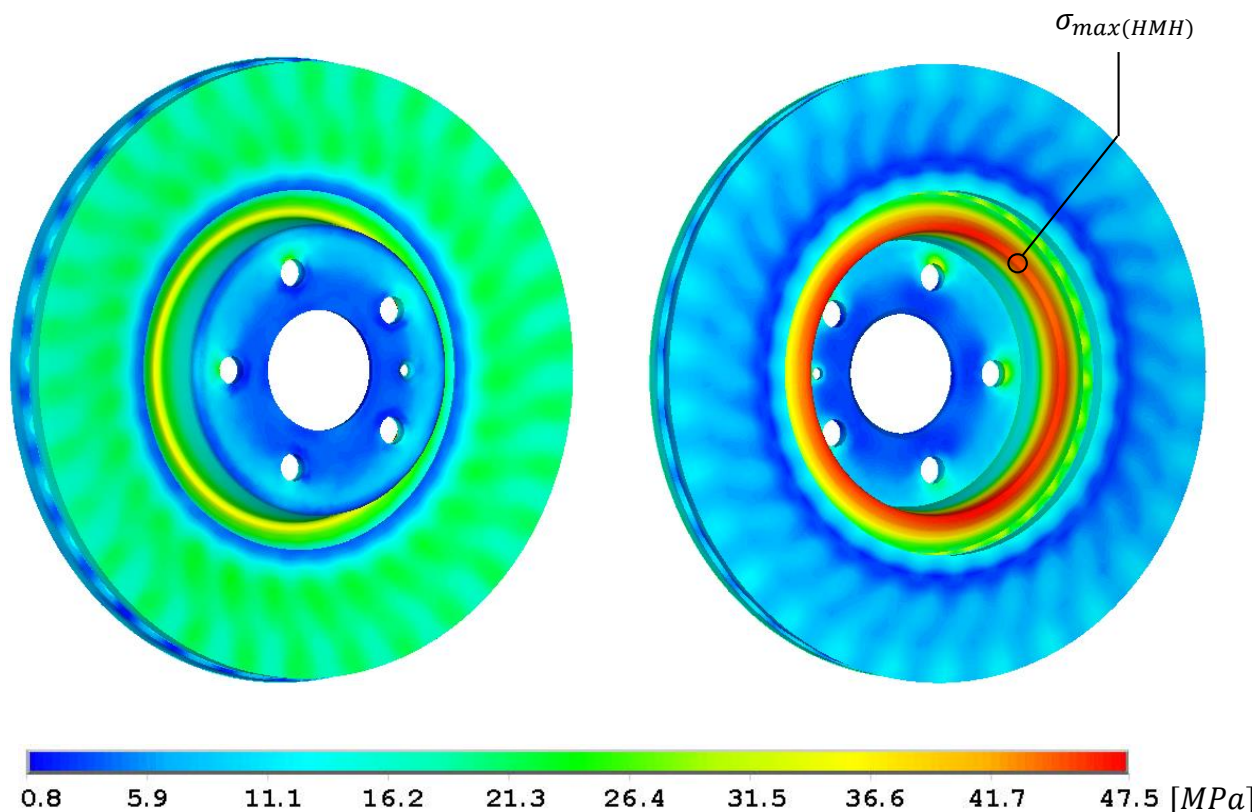


Obr. 47 Deformace plného, nechlazeného kotouče způsobená vnitřním napětím

$$u_{max} = 0,085 \text{ mm}$$



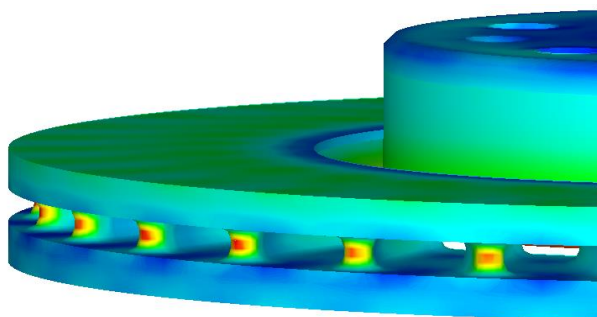
5.2.2 CHLAZENÝ



Obr. 48 Redukované napětí materiálu dle HMH chlazeného kotouče

$$\sigma_{max(HMH)} = 47,5 \text{ MPa}$$

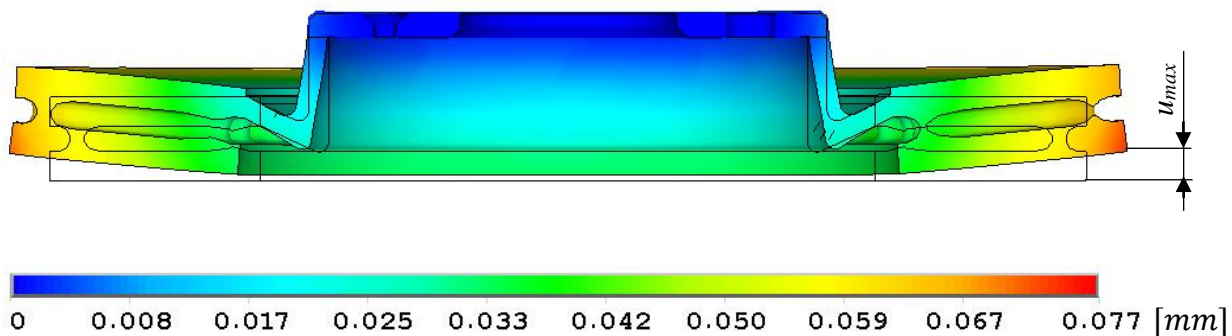
Vnitřně chlazený kotouč dle předpokladu dosahuje nižších redukovaných napětí, což navazuje na předchozí výsledky, kde i teplotní hodnoty byly nižší. Kritické místo se opět nachází na spoji mezi přírubou a obroučím. V tomto případě se však na kotouči vyskytují další místa s méně než maximálním napětím, a sice zakončení jednotlivých chladicích žebrek mezi třecími plochami (viz obr. 49). Pro ověření a z důvodu podezření na nedostatečnou kvalitu sítě v těchto místech byla síť zjemněna, následně byl i typ prvku změněn z lineárního na kvadratický a po opětovném výpočtu byly hodnoty napětí několikanásobně vyšší a situovány do stejných bodových míst na jednotlivých žebrech, takže tyto zvýšené hodnoty byly uzavřeny jako výpočtové anomálie a nebude na ně dále brán zřetel.



Obr. 49 Pravidelně zvýšená redukovaná napětí na chladicích žebrech kotouče



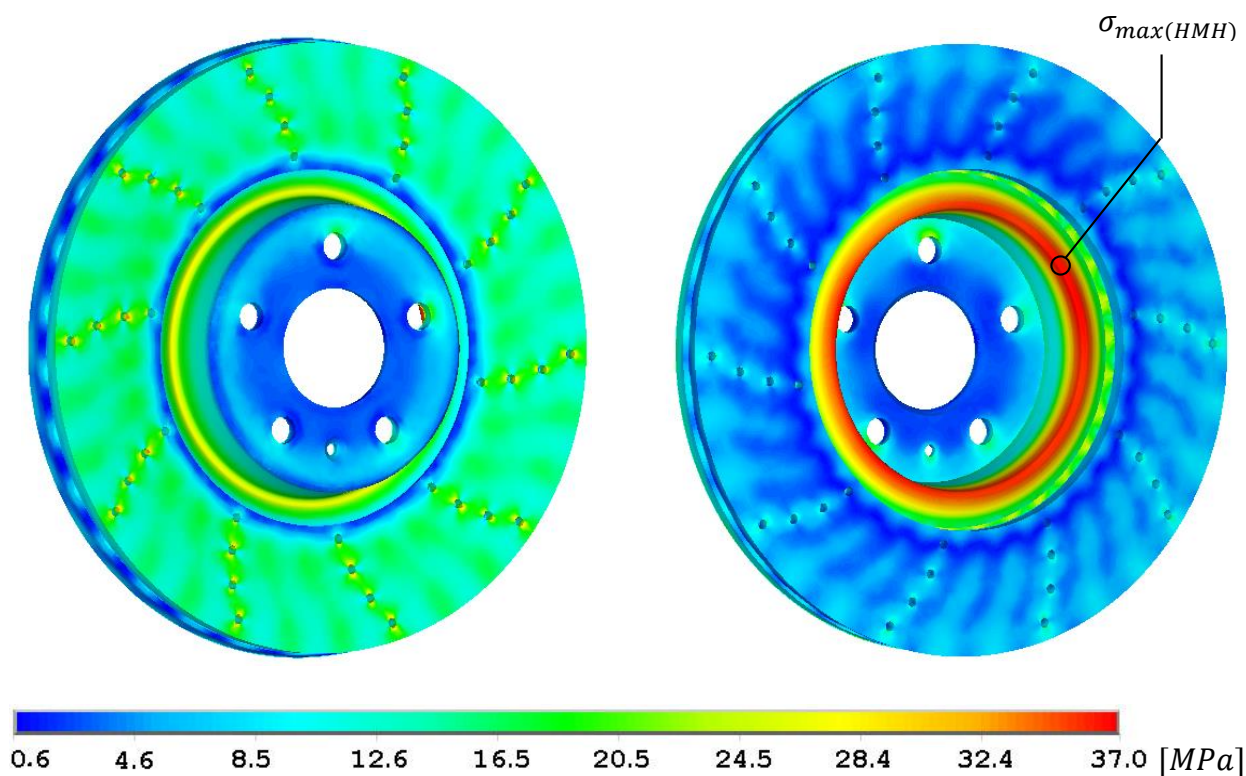
V rámci celkově nižšího redukovaného napětí je i posuv materiálu daný deformací menší, nicméně tvar deformace je totožný (viz obr. 50), jako tomu bylo v případě plného, nechlazeného kotouče.



Obr. 50 Deformace chlazeného kotouče způsobená vnitřním napětím

$$u_{max} = 0,077 \text{ mm}$$

5.2.3 CHLAZENÝ, VRTANÝ



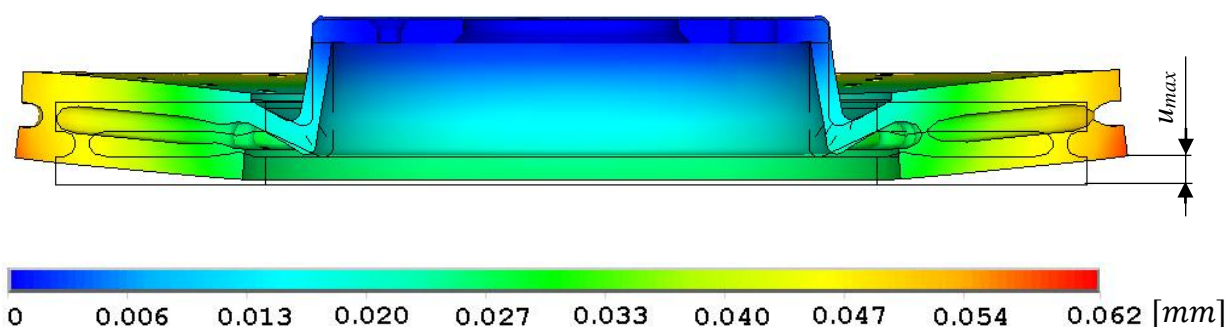
Obr. 51 Redukované napětí materiálu dle HMH chlazeného, vrtaného kotouče

$$\sigma_{max(HMH)} = 37,0 \text{ MPa}$$



Poslední analyzovaný model dosáhl dle předpokladu z teplotních výsledků i nejnižších hodnot redukovaných napětí. Inklinované místo je opět na spojení částí příruby a třecích ploch. Stejně jako v minulém případě se vyskytl problém se zvýšeným napětím na konci chladících žebér a nově také na vrtaných otvorech na horní třecí ploše. Po kontrole jednoho z označených otvorů bylo zjištěno, že uvedená hodnota napětí odpovídá poloze geometrické hrany, v místě kde se nachází výpočetní uzel prvku. V tomto případě bylo zřejmé, že jakékoli zvyšování hustoty sítě povede pouze k lokálnímu navyšování napětí do nekonečných hodnot. Pro eliminaci tohoto parazitního napětí by bylo nutné hranu zaoblit poloměrem a stejně tak všechny identické otvory řešit tímto způsobem. Jelikož ale není úkolem detailně sledovat chování děr, nýbrž komplexní chování modelu, tak stejně jako v předchozím případě je situace uvažována jako anomálie a dále neřešena.

Na obr. 52 je vyobrazena deformace objektu, kde se opět opakuje situace předchozích výsledků s maximálním posuvem na konci kotouče.

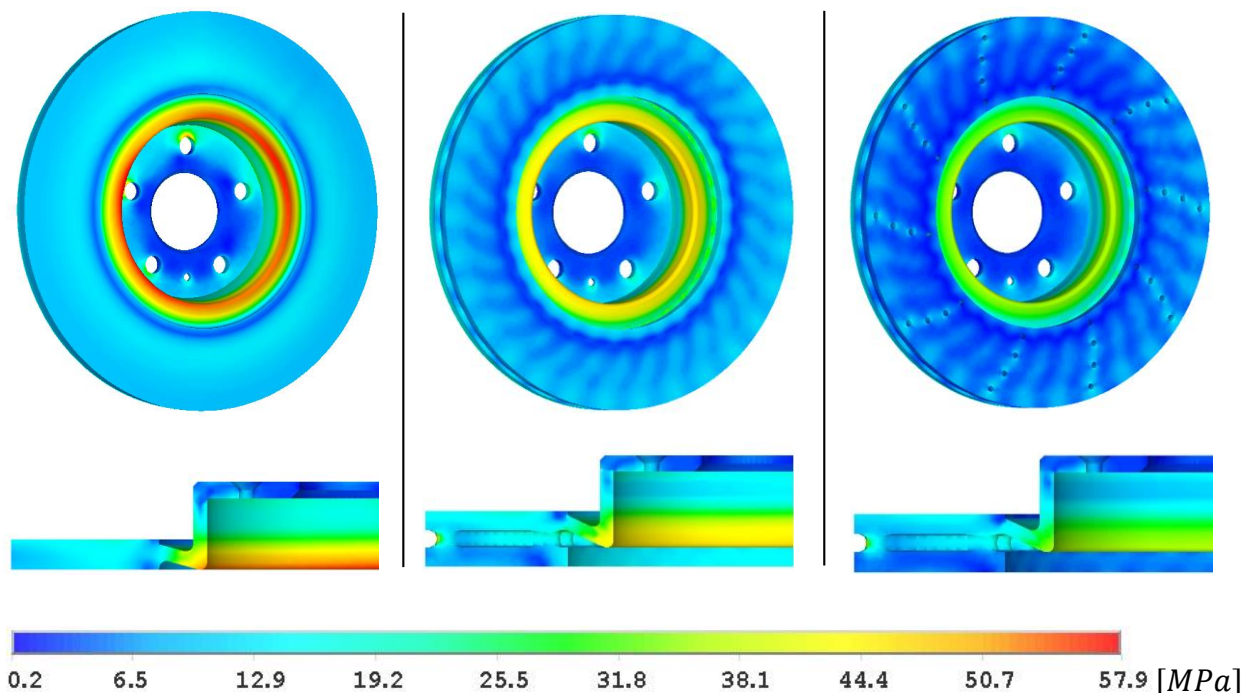


Obr. 52 Deformace chlazeného, vrtaného kotouče způsobené vnitřní napjatostí

$$u_{max} = 0,062 \text{ mm}$$

5.2.4 VZÁJEMNÉ POROVNÁNÍ

Následující obr. 53 představuje názorné srovnání redukovaných napětí všech kotoučů v rámci jednotného rozmezí hodnot, kde maximum je dáno max. hodnotou napětí u plného, nechlazeného kotouče. V tomto případě je opět znatelný rozdíl mezi plným a vrtaným modelem, což koresponduje s výsledky tepelného ohřevu.

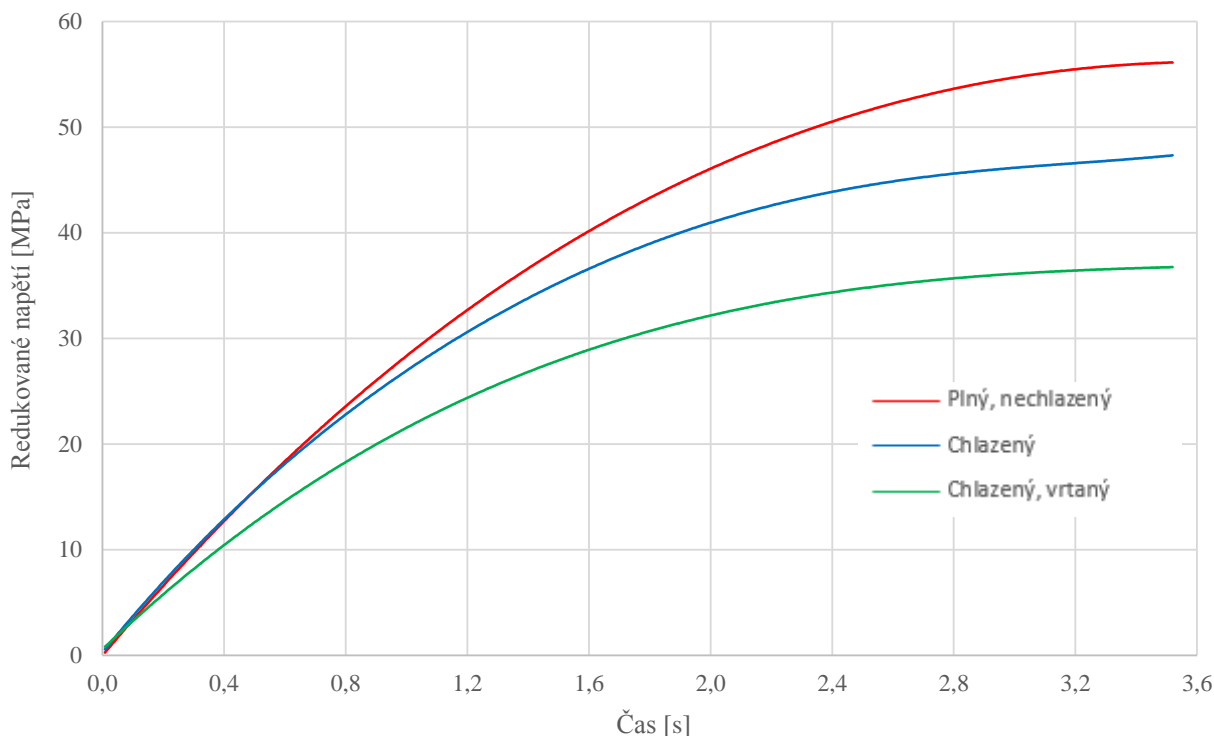


Obr. 53 Porovnání redukovaného napětí materiálu všech uvedených modelů

Znovu je třeba zmínit průběhy jednotlivých napětí v závislosti na čase. V tomto případě jsou ovšem průběhy rozděleny na 2 skupiny. První skupina uvedena na obr. 54 znázorňuje vzrůstající redukované napětí vzniklé pouze tepelnou roztažností materiálu, tzn. bez působení tlaku brzd. destiček a tím pádem i zpětného brzděného momentu. Hodnoty byly měřeny vždy v bodech označených na předchozích případech proměnnou $\sigma_{\max(HMH)}$. Křivky jsou nelineárního charakteru, avšak tvarem odpovídají polynomu 4. řádu. V tomto případě není tak znatelný rozdíl ve tvaru závislosti nechlazeného a chlazeného kotouče, jako tomu bylo v případě průběhů tepelného ohřevu. Tato diference je dána situací, kdy je max. napětí měřeno na místě, kde nedochází k přímé aplikaci měrného tepelného toku, a tedy i když v případě chlazených modelů po 2. sekundě brzdění teplota stagnuje, tak se teplo nadále šíří do zbylých oblastí, což vysvětluje nárůst hodnot po celou dobu brzdění.



Závislost redukovaného napětí způsobené teplotou na čase



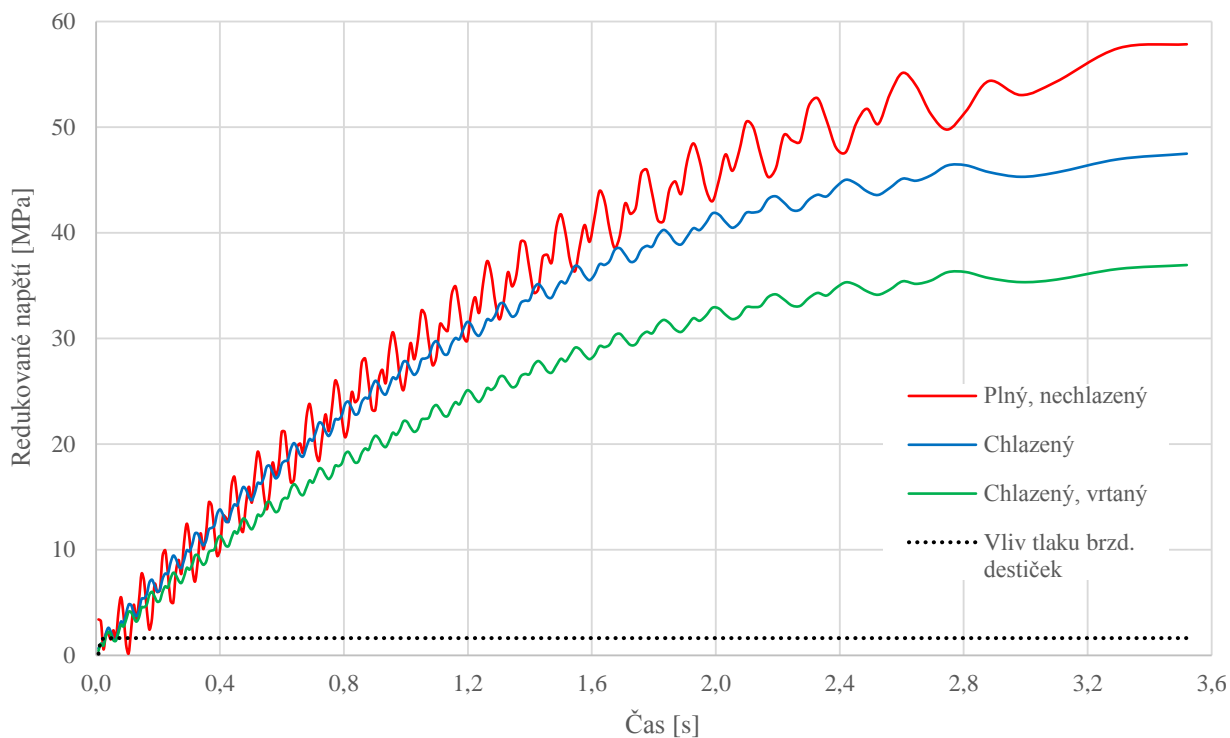
Obr. 54 Porovnání průběhu redukovaných napětí způsobené pouze teplotou

Druhá sledovaná skupina výsledků vyobrazena v následujícím grafu sleduje nejen vliv tepelné roztažnosti, ale především přidává i vliv od tlaku brzdových destiček a zpětného brzděného momentu. V průbězích se nově objevují skokové změny způsobující špičkové maximální a minimální hodnoty v rámci úvahy průběhu samotné křivky polynomu 4. řádu. Každá špičková hodnota znázorňuje symetrické ovlivnění brzdovými destičkami, kdy v rámci rotace zatěžovacího zdroje dosáhly při každém plném otočení místa, kde bylo měřeno max. redukované napětí. Oba chlazené kotouče byly schopny tyto skokové změny lépe korigovat, což je viditelné na křivkách průběhů a nejen z tohoto hlediska je pak jejich konstrukce výhodnější.

Spodní přímka s počátečním vzrůstajícím náběhem je vyobrazena jako doplněk a znázorňuje vliv samotného tlaku brzdových destiček při nerotujícím kotouči. V praxi tento jev nastává, pokud řidič sešlápne plnou silou brzdový pedál u stojícího vozidla. Hodnota, kterou segmenty vyvozují, odpovídá redukovanému napětí v materiálu 1,64 MPa a byla změřena na povrchu třecí plochy v místě podepřeném chladícím žebrem.



Závislost redukovaného napětí na čase



Obr. 55 Porovnání průběhu redukovaných napětí

Závěrečné souhrnné porovnání představuje tab. 6, kdy jsou stejně jako v případě teplotního namáhání shrnuty max. hodnoty napětí, posuvů a jejich procentuální podíl k plnému, nechlazenému kotouči, kde bylo vždy dosaženo max. hodnot.

Tab. 6 Porovnání sledovaných hodnot u všech kotoučů

Typ kotouče	$\sigma_{\max(\text{HMH})}$ [MPa]	u_{\max} [mm]	$\frac{\sigma_{\max(\text{HMH})}}{\sigma_{\max(\text{HMH,plný})}} \cdot 100$ [%]	$\frac{u_{\max}}{u_{\max(\text{plný})}} \cdot 100$ [%]
Plný, nechlazený	57,9	0,085	-	-
Chlazený	47,5	0,077	82,1	90,6
Chlazený, vrtaný	37,0	0,062	63,9	72,9



5.3 ZHODNOCENÍ

V rámci komplexního hodnocení vlivu uvažovaného brzdového manévru na jednotlivé modely je třeba se zabývat především materiálovým hlediskem kotoučů, brzdových destiček a brzdového třmene spojeného s dalšími přidruženými komponentami. Krom hlavní oblasti zájmu v rámci zvýšené teploty a napjatosti materiálu, které v extrémních případech při přetížení brzd může vést ke smrtelným nehodám, je nutné se zaměřit i na akustický a uživatelský komfort vozidla, což opět může přispět k vyšší bezpečnosti. Obzvláště problémové mohou být vznikající vibrace při brzdění z vyšších rychlostí, které jsou navíc často doprovázeny obtěžujícím akustickým hlukem v podobě těžko identifikovatelného zdroje pískání.

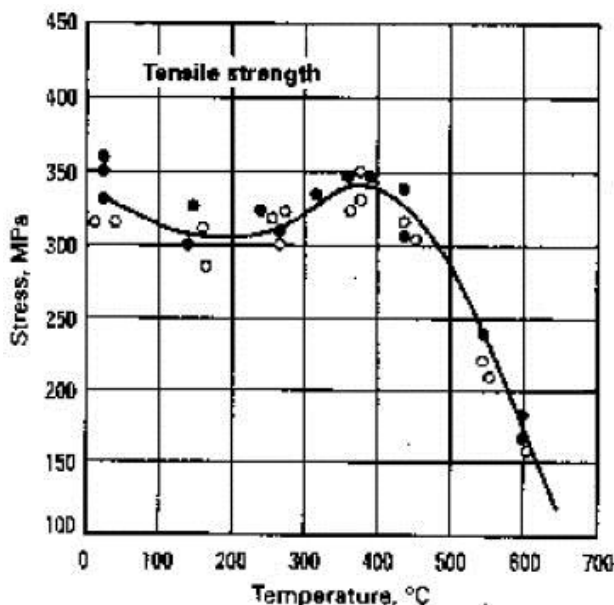
5.3.1 BRZDOVÝ KOTOUČ

V úvodu práce byl definován použitý materiál typu legovaná šedá litina s lupínkovým grafitem o obsahu uhlíku 3,4%. Volba materiálu byla úzce spjata s normou SAE J341, která jej uvádí jako nejrozšířenější typ v rámci výborných teplo-vodivých vlastností, snadné obrobitelnosti a dostupné ceně.

Z hlediska teplotních výsledků jsou uváženy pouze krátkodobě max. dosažené hodnoty na povrchu třecích ploch uvedené v tab. 5. Zvýšená teplota materiálu šedé litiny způsobuje několik zásadních změn ve struktuře.

MECHANICKÉ VLASTNOSTI

Mechanické vlastnosti použitého materiálu, zejména pak mez pevnosti zmíněná v kap. 3.1.1 odpovídá velikosti $R_m = 268 \text{ MPa}$. Tato hodnota není uváděna ke konkrétní teplotě, nicméně je teplotou značně ovlivňována, což popisuje obr. 56.



Obr. 56 Závislost meze pevnosti šedé litiny na teplotě [16]

Ze závislosti je možné říci, že uvedená hodnota meze pevnosti představuje blíže neurčenou střední hodnotu z tohoto průběhu. V případě max. dosažené teploty plného, nechlazeného



kotouče, tedy 503°C, se mez pevnosti pohybuje okolo hodnoty 290 MPa a v rámci toho, že zmíněný kotouč dosáhl max. redukovaného napětí 57,9 MPa, tak konstrukční bezpečnost je pětinasobná k meznímu stavu porušení. V tomto a ani ve zbylých případech není tedy nutné uvažovat o změně konstrukce, popř. o snaze redukce kriticky zatížených míst, jelikož materiál bude vyvozovat pouze elastické chování, kde mezní deformace jsou opět naznačeny v předchozích kapitolách. V rámci těchto deformací dochází zejména k posuvům koncových bodů modelu v řádu setin mm, což by bezpečně měl kompenzovat systém plovoucího usazení brzdového třmene a brzdné vlastnosti by tak neměly být ovlivněny, ani změny řidičem nikterak registrovány.

STRUKTURNÍ ZMĚNY

U materiálu tohoto typu je velmi známá a kontrolovaná teplota v blízkosti 750°C, tzv. teplota „červeného žáru“, což odpovídá stavu, kdy třecí plochy zahřátých brzdových kotoučů svítí do okolí jasnou červenou barvou. Teplota sama o sobě není pro materiál nebezpečná, jelikož kritická hodnota, a tedy teplota tavení, nastává až v blízkém okolí hodnoty 1145°C. Uvedena je ovšem z důvodu, že již nastávají rozsáhlé strukturní změny, při nichž dochází k perlitické přeměně a zároveň vylučování martenzitu. Tento typ přeměny má vlastnost vytvářet velmi tvrdou, těžce obrobitelnou strukturu, která v případě vyloučení na povrch třecích ploch kotouče má za následek usazení v podobě martenzitických skvrn (viz obr. 57), což zvýší lokálně koeficient tření. Uvedený jev je jedním z činitelů problému s vibracemi brzdového systému a řešení je pouze v hlubokém soustružení ploch kotouče, popř. jejich definitivní výměně. Na druhou stranu je nutné uvést, že tento jev nenastává vždy, ale pouze v případě následného prudkého ochlazení kotouče, např. při průjezdu odlezelou vodou. Dochází-li k přirozenému chlazení proudem vzduchu, tak by zmíněná situace nastat neměla.



Obr. 57 Martenzitická povrchová skvrna [21]

Jelikož ale ani jedna ze zjištěných teplot nedosáhla blízkosti tohoto limitu, tak je opět možné tento potenciální problém ignorovat. Co ovšem ignorovat již nelze, je jisté vylučování menšího množství volného feritu, ke kterému dochází přibližně okolo 500°C, a tedy dosažené max. teploty plného, nechlazeného kotouče. Následek způsobí snížení koeficientu tření v řádu setin, avšak změna je plně vratná, takže v extrémním případě by to značilo jisté, ovšem velmi malé prodloužení brzdné dráhy na samém konci zastavení.

Obecně jsou právě strukturní změny, způsobené extrémním tepelným namáháním, průvodci nastávajících mezních stavů a nevratné deformace brzdových komponent. Časté případy jsou vznik tzv. vlasových trhlin na povrchu třecích ploch (viz obr. 58 a), které jsou do určité míry



výrobci tolerovány, a provoz je nadále s pravidelnými kontrolami povolen. Méně časté, ale o to více extrémní, jsou případy mezního stavu dolomení brzdových ploch (viz obr. 58 b)), jenž nastávají při extrémní zátěži a především v průběhu brzdění, což už je životu nebezpečná situace, které by se při každém navrhování a dimenzování brzdového systému mělo zabránit.



a) vlasové trhliny



b) lom brzdové plochy

Obr. 58 Možné druhy poškození brzdných ploch

5.3.2 BRZDOVÉ DESTIČKY

Nehomogenní materiál brzdových destiček dosahuje mnohonásobně horších hodnot tepelné vodivosti a tím pádem i teplotní roztažnosti. Max. teplota je vždy dosažena na povrchu materiálu, kde odpovídá přibližně lokální teplotě kotouče. Následně se uplatňuje úvaha zmíněná v počátku, že přidružené komponenty vč. brzdových destiček absorbují 15% celkového ztrátového tepla, které se od brzdových segmentů šíří tepelnou kondukcí dále do třmene.

Dle výrobce se posuzují z hlediska teplotního namáhání 2 hodnoty teplot, a sice max. dlouhodobá provozní teplota a max. teplota materiálu. Velikosti jsou v zásadě závislé na typu směsi a heterogenitě použitého materiálu. V případě uvažovaných semi-metalických destiček jsou hodnoty přibližně 400°C a 700°C v pořadí výše zmíněném. Z tohoto lze již usuzovat, že problémový bude opět pouze kotouč plný, nechlazený, který překonává hodnotu max. dlouhodobé provozní teploty o více než 100°C. Při reálném brzděném manévru tato situace vyvolá snížení koeficientu tření, což bude mít za následek prodloužení brzděné dráhy. Jelikož výrobce z důvodu svého know-how neposkytuje žádné grafické závislosti koeficientu tření na teplotě, tak nelze usuzovat konkrétní hodnoty ani jejich přesné důsledky. V případě druhém není při brzdění ze 100 km/h dosaženo max. teploty materiálu ani u jednoho z modelů a to ani v tak extrémním případě, jaký autor uvažuje, tudíž je možné bezpečně říci, že nedojde k vadnutí brzdového účinku blíže vysvětleného v kap. 3.1.2 a znázorněného na obr. 19.

5.3.3 PŘIDRUŽENÉ KOMPONENTY

Poslední hodnocenou skupinou jsou komponenty vyvolávající brzdný účinek, a tedy soustava tvořená destičkami, třmenem, hadicemi a brzdovou kapalinou. Jak už bylo zmíněno, uvažovaný tepelný přechod do těchto přidružených komponent je pouze 15% celkového tepla, s tím že jednotlivé komponenty tvoří sestavu, která je otevřená pro obtékání vzduchu a dále se skládá z rozličných materiálů s rozdílnou tepelnou vodivostí. Na základě analytického



výpočtu ztrátového tepla připadající do těchto míst, viz obr. 45, byla max. hodnota stanovena na 88°C. Je to extrémní případ s tím, že se nedá říci, jestli tato teplota bude pouze v oblasti brzdových destiček nebo bude měřitelná i v materiálu brzdového třmenu. Každopádně je zřejmé, že nebezpečná situace tady představuje potenciální var brzdové kapaliny, který však nastává dle druhu a stáří kapaliny v rozmezí 230-270°C. V rámci výše zmíněné teploty tento stav nastat nemůže, a tedy brzdový manévr nepředstavuje pro zbylé komponenty žádný problém.



ZÁVĚR

Předložená práce shrnuje přímočarý postup ke stanovení teplotního a mechanického namáhání brzdových kotoučů pouze za použití softwarových řešení typu MBS a MKP.

Z obecného hlediska je dané řešení poukázáno na předem definovaném procesu brzdění ze zvolené rychlosti a velmi omezeném ochlazování. Nicméně metoda jako taková je univerzální, takže v případě potřeby je možné ji modifikovat na složitější proces, který bude složen nejen z brzdění z různých rychlostí, ale také s časovými mezerami nutných pro následnou akceleraci, což může sloužit jako predikce vadnutí brzd jak pro osobní vozidla, tak vozidla závodní na předem známé trati.

Uvedené výsledky a jejich hodnocení detailně popisují chování jednotlivých typů brzdových kotoučů podrobených stejným typem zatížení za plně srovnatelných podmínek. Dle předpokladu se potvrdilo, že plný, nechlazený brzdový kotouč dosahuje z analyzované trojice nejméně příznivých výsledků, které jsou dány zejména absencí jakéhokoli systému vnitřního chlazení a také nižší výškou brzdné plochy. Vnitřně chlazený typ se jeví jako optimální řešení při použití na dané hmotnosti kategorii vozidla, což potvrzuje i jeho široká aplikace výrobcí vozidel. Naopak použití nadstandardního řešení v podobě chlazeného kotouče s vrtanými otvory se ukázalo pro daný brzdový manévr jako teoreticky zbytečné, jelikož max. teplotní hodnoty jsou srovnatelné s modelem nevrtaným a vypočítané redukované napětí v materiálu dosahuje vysokého koeficientu bezpečnosti vůči meznímu stavu u všech uvažovaných variant. Hlavní přínos vrtaného typu tak není ani využit, jelikož uvažované brzdové destičky nedosahují kritické teploty materiálu.

Je ovšem třeba zmínit, že výpočtový model obsahuje několik kompromisních řešení z hlediska adekvátního chlazení, kde v praxi povětšinou dochází k náporovému chlazení složeného z turbulentního víření v okolí kol vozidla, což bude mít za následek pokles max. stanovených teplot. Stejně tak rotace tepelného zdroje po 43° je v určitém pojetí omezené řešení, které bylo zvoleno z důvodu výpočtové náročnosti.

Z praktického hlediska se ukázalo, že všechny uvedené typy kotoučů bez potíží snesou uvažované zatížení a to jak teplotní, tak teplotně-mechanické. Vzniklé deformace probíhají pouze na elastické úrovni a dochází k nim v místech kompenzovaných konstrukcí brzdového třmene. Po jejich přirozeném ochlazení vzduchem tak budou teoreticky vykazovat v dalším brzděném manévru stejné vlastnosti. Přesto je nutné zmínit, že použití plného nechlazeného kotouče na přední nápravě uvedeného vozidla je riskantní, jelikož zvýšené teploty již způsobí pokles koeficientu tření obou stykových komponent, což se projeví v prodloužení brzděné dráhy.

S přihlédnutím k poznatkům získaných při vypracování této práce autor doporučuje pro další analýzu brzdových kotoučů pod zatížením zaměřit se na několik úprav. Jako první je třeba stanovit přesný součinitel přestupu tepla experimentem na uvažovaných typech kotoučů, což bude mít za následek reálnější hodnoty přestupu tepla do okolí, a tedy účinnější ochlazování. Za úvahu také stojí řešit problém komplexně za použití sestavy brzdových destiček a kotouče, kde by se brzdové segmenty aktivně podílely na zastavení rotující hmoty, což by především mohlo vyvrátit předpoklad, kdy kotouč absorbuje uvažovaných 85% ztrátového tepla. Posledním námětem na přiblížení výsledků praktickým měřením je převod úlohy z metody konečných prvků do metody konečných objemů, kde už by bylo možné do výpočtu zavést komplexní obtékání komponent proudícím vzduchem a následně tak reagovat úpravou konstrukce za účelem účinnějšího odvodu tepla.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [2] Wilwood DynaPro. *Hot Rodding* [online]. 2013 [cit. 2013-11-15]. Dostupné z: <http://blogs.popularhotrodding.com/6799870/tech/1965-mustang/>
- [3] *Hodnocení opotřebení a změn tribologických vlastností brzdových kotoučů* [online]. Plzeň, 2007 [cit. 2013-11-15]. Dostupné z: http://www.ateam.zcu.cz/download/Prezentace_diplomka_Voch.pdf. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni. Vedoucí práce Doc. Ing. Milan Honner, Ph.D.
- [4] Brzdové kotouče. *Autodily-JSJ* [online]. 2013 [cit. 2013-11-15]. Dostupné z: <http://www.autodily-jsj.cz/124-brzdovy-kotouc-hart-288mm-chlazeny.html>
- [5] Průvodce tuningem: Lepší brzdy stojí za to!. KRAUS, Jakub. *Autofun.cz* [online]. 2013 [cit. 2013-11-15]. Dostupné z: <http://autofun.blesk.cz/brzdy-11251/>
- [6] Popis jednotlivých částí a příslušenství brzdové destičky. *Vepa - Pavla Štěpánková* [online]. 2001 [cit. 2013-11-16]. Dostupné z: http://vepa.prodejce.cz/texty/texty_cj/hlavni.htm
- [7] TOMÁŠEK, Vladimír. *Frikční kompozity pro brzdové systémy automobilů a metody jejich charakterizace*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2009, 98 s. ISBN 978-80-248-2085-9.
- [8] ŠROUB, Jan a Vladislav LANG. *Vyhodnocení měření termomechanických nestabilit kotoucových brzd* [online]. Plzeň, 2012 [cit. 2013-11-18]. Dostupné z: http://dsp.vscht.cz/konference_matlab/MATLAB08/prispevky/104_sroub.pdf. Konferenční clánek. Západočeská univerzita v Plzni.
- [9] *Omegaeng.cz* [online]. 2013 [cit. 2013-11-18]. Dostupné z: <http://www.omegaeng.cz/shop/tsc.html>
- [10] MUŽÁK, Jaroslav. *Měření teploty brzdového kotouče za jízdy vozidla* [online]. Brno, 2008 [cit. 2013-11-20]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studium/zaverecne-prace?zp_id=16065. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Ondřej Blaťák.
- [11] *Termomechanika technologických procesů* [online]. 2013 [cit. 2013-11-20]. Dostupné z: <http://tpp.zcu.cz/cz/uvod>
- [12] KREIDL, Marcel. *Měření teploty: senzory a měřicí obvody*. 1. vyd. Praha: BEN, 2005, 239 s. Senzory neelektrických veličin. ISBN 80-730-0145-4.
- [13] *Thermal Imaging Survey* [online]. 2013 [cit. 2013-11-20]. Dostupné z: <http://www.thermogram.co.uk/>



- [14] Thermal and stress analysis of brake discs in railway vehicles. ODER, G., M. REIBENSCHUH, T. LERHER, M. ŠRAML, B. ŠAMEC a I. POTRČ. *Advanced Engineering*[online]. 2009 [cit. 2013-11-20]. Dostupné z: http://edu-point.eu/digitaledition/adveng/AE0301/AE0301_095_102.pdf
- [15] BELHOCINE, Ali a Mostefa BOUCHETARA. *Simulation of fully coupled thermomechanical analysis of disc brake rotor*. Algeria, 2012. s. 169-181. E-ISSN: 2224-3429. Dostupné z: <http://www.wseas.org/multimedia/journals/mechanics/2012/54-126.pdf>. Odborný článek. University of Sciences and the Technology of Oran.
- [16] IHM, Mark. Introduction to Gray Cast Iron Brake Rotor Metallurgy. SAE [online]. 2011 [cit. 2014-04-10]. Dostupné z: <http://www.sae.org/events/bce/tutorial-ihm.pdf>
- [17] Ate-brakes. *Optimally engineered: The Original ATE PowerDisc* [online]. 2013 [cit. 2014-04-10]. Dostupné z: http://www.ate-brakes.com/www/download/ate_de_en/themes/10_products/10_friction-parts/download_download_channel_download_channel_download_channel_dow/pd_presentation_pdf_en.pdf
- [18] ANSYS® Academic Research, Release 14.0, Help System, ANSYS, Inc.
- [19] PAVELEK, M. - JANOTKOVÁ, E.: Application of interferometry to temperature field measurements in neighbourhood of rotating discs. International Congress CHISA '96. Paper No. 0015, Praha 1996.
- [20] MSC Adams®, 2010, Help System, MSC.Software.
- [21] Poškození brzdových kotoučů. *Mjauto* [online]. [cit. 2014-04-07]. Dostupné z: <http://www.mjauto.cz/poskozeni-brzdovych-kotoucu>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ABS	[-]	Anti-lock Brake System
CAD	[-]	Computer-Aided Design
CFD	[-]	Computational Fluid Dynamics
MBS	[-]	Multi Body System
MKP	[-]	Metoda Konečných Prvků
\dot{q}	[W·m ²]	měrný tepelný tok
μ	[-]	Poissonovo číslo
μ_d	[-]	dynamický koeficient tření
μ_p	[-]	třecí koeficient mezi pneumatikami a vozovkou
μ_{pad}	[-]	koeficient tření mezi destičkou a brzd. kotoučem
μ_s	[-]	statický koeficient tření
b	[mm]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
c	[mm]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
C	[J·K ⁻¹]	tepelná kapacita
D	[mm]	průměr brzd. kotouče
D _{ch}	[mm]	průměr chlazeného brzd. kotouče
D _{chv}	[mm]	průměr chlazeného, vrtaného brzd. kotouče
D _p	[mm]	průměr plného, nechlazeného brzd. kotouče
D _x	[m·s ⁻²]	maximální zpomalení vozidla
E	[Pa]	Youngův modul pružnosti
E _k	[J]	kinetická energie odpovídající části vozidla
E _{red}	[J]	redukováná kinetická energie
F	[N]	síla odpovídající tlaku brzd. destičky
F _{fbm}	[N]	maximální brzdná síla
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
h	[mm]	výška těžiště vozidla
I _{red}	[kg·m ²]	reduvaný moment setrvačnosti
J	[kg·m ²]	moment setrvačnosti
L	[mm]	rozvor náprav
m	[kg]	celková pohotovostní hmotnost vozidla
m _f	[kg]	hmotnost připadající na přední nápravu
M _{fbm}	[N·m]	maximální brzdný moment



N_u	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Nusseltovo číslo
p_a	[MPa]	tlak vyvolaný brzd. destičkou
P_z	[W]	ztrátový výkon
Q	[W]	tepelný tok
r	[m]	poloměr disku kola vč. pneumatiky
r_{di}	[m]	vnitřní poloměr aktivní třecí plochy brzd. kotouče
r_{do}	[m]	vnější poloměr aktivní třecí plochy brzd. kotouče
R_e	[MPa]	mez kluzu
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
R_m	[MPa]	mez pevnosti
S_d	$[m^2]$	aktivní plocha brzd. destičky
t	[s]	čas brzdění
t_d	[mm]	vzdálenost brzd. ploch (výška kotouče)
t_{ch}	[mm]	výška chlazeného kotouče
t_{chv}	[mm]	výška chlazeného, vrtaného kotouče
t_p	[mm]	výška plného, nechlazeného kotouče
t_z	[s]	čas zastavení
T_{maxm}	$[^{\circ}C]$	maximální teplota materiálu
T_{maxs}	$[^{\circ}C]$	maximální teplota na aktivní třecí ploše kotouče
T_{maxu}	$[^{\circ}C]$	maximální provozní teplota
T_{melt}	$[^{\circ}C]$	teplota tavení
T_{mid}	$[^{\circ}C]$	teplota uprostřed materiálu mezi brzdnými plochami
T_{mins}	$[^{\circ}C]$	minimální teplota na aktivní třecí ploše kotouče
T_{opt}	$[^{\circ}C]$	optimální provozní teplota
u_{max}	[mm]	maximální posuv materiálu vlivem deformace
ν	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	kinematická viskozita vzduchu
v_i	$[m \cdot s^{-1}]$	počáteční rychlost vozidla
V_d	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost, při níž se uvažuje dynamický koeficient tření
V_s	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost, při níž se uvažuje statický koeficient tření
W	[N]	celková tíha vozidla
W_f	[N]	dynamická tíhová síla působící na přední nápravu
W_{fs}	[N]	statická tíhová síla působící na přední nápravu
α	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel přestupu tepla



β	[K ⁻¹]	koeficient tepelné roztažnosti
θ	[rad]	úhel rozevření brzd. destičky
λ	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	tepelná vodivost
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota
$\sigma_{\max(\text{HMH})}$	[MPa]	maximální redukované napětí dle HMH
ω_i	[rad·s ⁻¹]	počáteční úhlová rychlost kola/kotouče



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Analytické řešení brzdného manévru.....	I
---	---



PŘÍLOHA 1 – ANALYTICKÉ ŘEŠENÍ BRZDNÉHO MANÉVRU

1.1 PARAMETRY VOZIDLA A BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Hmotnost vozidla:	$m = 1435 \text{ kg}$
Rozložení hmotnosti na jednotlivé nápravy:	55:45
Rozvor náprav:	$L = 2578 \text{ mm}$
Vzdálenost těžiště od přední nápravy:	$b = 1160 \text{ mm}$
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy:	$c = 1418 \text{ mm}$
Výška těžiště:	$h = 870 \text{ mm}$
Pneumatiky 225/45 R17:	
Průměr disku:	$D_d = 17 \cdot 25,4 = 431,8 \text{ mm}$
Poloměr disku:	$R_d = \frac{D_d}{2} = 215,9 \text{ mm}$
Výška profilu pneumatiky:	$P_r = 225 \cdot 0,45 = 101,3 \text{ mm}$
Výsledný poloměr kola:	$r = R_d + P_r = 317,2 \text{ mm}$
Třecí koef. mezi vozovkou a pneu.:	$\mu_p = 0,8$
Brzdový kotouč:	
Vnější průměr brzdové plochy:	$d_{do} = 312 \text{ mm}$
Vnější poloměr brzdové plochy:	$r_{do} = \frac{d_{do}}{2} = 156 \text{ mm}$
Vnitřní průměr brzdové plochy:	$d_{di} = 190 \text{ mm}$
Vnitřní poloměr brzdové plochy:	$r_{di} = \frac{d_{di}}{2} = 95 \text{ mm}$
Vzdálenost od třecích ploch (šířka):	$t = 25 \text{ mm}$
Brzdové destičky:	
Úhel rozevření:	$\theta = 45^\circ$
Činná brzdná plocha:	$S_d = 6113 \text{ mm}^2$
Třecí koeficient:	$\mu_{pad} = 0,34$



1.2 ŘEŠENÍ BRZDNÉHO MANÉVRU

Počáteční rychlost vozidla:	$v_i = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$
Počáteční úhlová rychlost kola/kotouče:	$\omega_i = \frac{v_i}{r} = 87,6 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$
Hmotnost připadající na přední nápravu:	$m_f = m \cdot 0,55 = 789,3 \text{ kg}$
Hmotnost připadající na 1 přední kolo:	$m_{fi} = \frac{m_f}{2} = 394,6 \text{ kg}$
Hmotnost připadající na zadní nápravu:	$m_r = m \cdot 0,45 = 645,8 \text{ kg}$
Hmotnost připadající na 1 zadní kolo:	$m_{ri} = \frac{m_r}{2} = 322,9 \text{ kg}$
Tíhová síla vozidla:	$W = m \cdot g = 14072,5 \text{ N}$
Statická tíhová síla působící na přední nápravu:	$W_{fs} = m_f \cdot g = 7739 \text{ N}$
Statická tíhová síla působící na zadní nápravu:	$W_{rs} = m_r \cdot g = 6332,6 \text{ N}$
Zpomalení vozidla na hranici tření:	$D_x = \mu_p \cdot g = 7,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
Dynamická tíhová síla působící na přední nápravu při brzdění vozidla:	$W_f = W_{fs} + W \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{D_x}{g} = 11539,2 \text{ N}$
Dynamická tíhová síla působící na zadní nápravu při brzdění vozidla:	$W_r = W_{rs} - W \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{D_x}{g} = 2533,4 \text{ N}$
Max. brzdná síla působící na přední nápravu:	$F_{fbm} = \mu_p \cdot W_f = 9231,3 \text{ N}$
Max. brzdná síla působící na zadní nápravu:	$F_{rbm} = \mu_p \cdot W_r = 2026,7 \text{ N}$
Max. brzdňý moment přenositelný na vozovku v rámci 1 kola:	$M_{fbm} = \frac{F_{fbm}}{2} \cdot r = 731,6 \text{ N} \cdot \text{m}$
Max. tlak vyvozený každou z brzdových destiček na přední nápravě:	$p_a = \frac{2 \cdot M_{fbm}}{\theta \cdot \mu_{pad} \cdot r_{di} \cdot (r_{do}^2 - r_{di}^2)} = 1,558 \text{ MPa}$
Ovládací síla působící na 1 brzd. destičku:	$F = p_a \cdot S_d = 9522,5 \text{ N}$
Redukovaný moment setrvačnosti odpovídající části vozidla:	$E_k = E_{red}$
	$\frac{1}{2} \cdot m_{fi} \cdot v_i^2 = \frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot \omega_i^2$
	$I_{red} = m_{fi} \cdot \frac{v_i^2}{\omega_i^2} = 39,7 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$