



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**EXPERIMENTÁLNÍ IDENTIFIKACE NVH BRZDOVÝCH
SOUSTAV**

EXPERIMENTAL IDENTIFICATION OF BRAKE SYSTEM NVH

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Juraj Drtílek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Juraj Drtílek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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:

Experimentální identifikace NVH brzdových soustav

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Detailní laboratorní měření brzdových systémů osobních vozidel s ohledem na NVH (hluk a vibrace) včetně hledání původců těchto negativních jevů u konkrétního definovaného problému.

Cíle diplomové práce:

1. Zpracování přehledu metodik testování NVH brzdových soustav.
2. Řešení NVH definovaného problému na brzdové soustavě s použitím standardních metod.
3. Návrh vlastní metodiky testování daného problému a její srovnání s konvenčními postupy.

Seznam doporučené literatury:

CHEN, Frank, TAN, Chin An a QUAGLIA, Ronald L. Disc brake squeal: mechanism, analysis, evaluation, and reduction/prevention. Warrendale, Pa.: SAE International, 2006. ISBN 0768012481.

RAHIM ABU BAKAR, Abd. Disc brake squeal a prediction methodology. Saarbrücken: VDM Verlag Dr. Müller, 2008. ISBN 9783836435918.

REIMPELL, Jornsen. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá řešením původu zvuku, vznikajícího při brzdění testovaného automobilu, nazývaného Gouki noise a byla zpracována ve spolupráci s firmou Federal Mogul. Cílem práce je vytvořit testovací metodiku, která by umožňovala experimentálně odhalit původce tohoto nežádoucího zvuku a případně navrhnout další postup jeho prevence.

KLÍČOVÁ SLOVA

Brzdy, pískání brzd, testování brzd, dynamometr, NVH testování

ABSTRACT

This Diploma Thesis is dedicated to solve the source of noise, observed during braking processes on tested vehicle, called Gouki noise and has been worked out in corporation with Federal Mogul company. The aim of this work to create test methodology, which allows to experimentally detect the source of undesirable noise and eventually suggest next steps in its prevention.

KEYWORDS

Brakes, brake squeal, brake testing, dynamometer, NVH testing

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DRTÍLEK, J. *Experimentální identifikace NVH brzdových soustav*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 58 s. Vedoucí diplomové práce Petr Hejtmánek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. května 2017

.....

Juraj Drtílek

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému konzultantovi, Ing. Pavlu Štorkovi, Ph.D. z firmy Federal Mogul a vedoucímu práce, Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za odbornou pomoc a cenné rady při zpracování diplomové práce.

OBSAH

Úvod	9
1 Mechanismy vzniku pískání brzd	10
1.1 Třením indukované periodické impulsivní buzení (Slip stick)	10
1.2 Okamžitý rezonanční mód	12
1.3 Mechanismus vyzařování zvuku	13
2 Parametry ovlivňující vznik pískání	14
2.1 Vliv tlumení systému a kompresibility brzdových desek	14
2.2 Vliv třecího koeficientu	14
2.3 Vliv tuhosti	15
2.4 Vliv elastických konstant	15
3 Kontaktní plochy a dynamika rozhraní	16
3.1 Fenomenologický model kontaktu a tření	16
3.2 Topografie povrchu a statistika	18
4 NVH testování	22
4.1 Faktory vedoucí k zavedení NVH testování	22
4.2 Nevýhody NVH testování	23
4.3 Technika NVH testování	23
4.3.1 Senzory	23
4.3.2 Měřicí systém	23
4.4 Optimalizace systémových nastavení	24
5 Testování třecích materiálů	25
6 Testovací procedury	29
6.1 AK Noise	29
6.2 SAE J2521	30
6.3 Shrnutí testovací metodiky	31
7 Typy brzdových desek	32
7.1 Organické brzdové desky	32
7.2 Kovové brzdové desky	33
7.3 Keramické brzdové desky	33
8 Gouki noise	35
8.1 Charakteristika	35
8.2 Brzdová aplikace	36
8.3 Testovací procedura	38
8.4 Příprava testu	41
8.4.1 Testovací vybavení	41

8.4.2	Měření brzdových desek a kotouče	42
8.4.3	Akustické měření rezonančních frekvencí	43
8.4.4	Instrumentace měřícího hw	44
9	Výsledky měření.....	46
9.1	Měření s alu diskem	48
9.2	Porovnání brzdových desek	49
9.3	Hodnocení hw po testu	51
9.4	Další testování.....	53
	Závěr.....	55
	Použité informační zdroje.....	56
	Seznam použitých zkratk a symbolů	57

ÚVOD

Brzdění, které je v automobilech uskutečněno třením kovových materiálů jeden o druhý, někdy vytváří nežádoucí zvuky a vibrace. Hluk vznikající při brzdění způsobuje nepohodlí pasažérům a výrazným způsobem snižuje vnímání kvality automobilu. V dnešní době, kdy jsou automobily vyladěné do posledního detailu a dochází ke snaze maximálního utlumení všech nežádoucích zvuků vozidla, jsou hluk a vibrace způsobené brzdami majiteli mnohem více vnímatelné a pro automobilku znamenají vysoké náklady na záruční služby. Tento zvuk bývá také označován jako pískání nebo skřípání. Od počátku 20. století byla provedena řada analytických, výpočetních a experimentálních výzkumů. Spousta problémů byla díky nástupu výpočetní techniky vyřešena, avšak pískání brzd stále zůstává nevyřešitelným problémem a doposud není známa žádná metoda, kterou by se dal zcela potlačit.

Pískání brzd je nepříjemný, většinou monotónní a vysoký zvuk. Obvykle se objevuje ve frekvencích od 1 do 20 kHz. Toto frekvenční rozpětí je dále děleno na nízké (od 1 do 3 kHz), střední (od 3 do 6 kHz) a vysoké (od 6 do 20 kHz). Horní hranice tohoto rozpětí je dána slyšitelnými frekvencemi lidského ucha, kdy je maximální slyšitelná frekvence lidského ucha právě 20 kHz, s rostoucím věkem tato hranice slyšitelnosti klesá. Hluk pocházející od brzd o frekvenci menší než 1 kHz se obvykle popisuje jako vrzání, skřípání nebo sténání. To bývá obvykle způsobeno nejen třením mezi jednotlivými materiály při brzdění, ale také modální charakteristikou systému zavěšení.

Pískání brzd se může objevit při jakékoli teplotě a může ale také nemusí záviset na aktuální vzdušné vlhkosti. Když brzdy pískají pouze po ránu vlivem podmínek nočního prostředí, nazývá se tento jev jako „ranní nemoc“ (studené pískání). Toto studené pískání se obvykle objevuje v malých rychlostech při nízkém brzděném tlaku. Pískání při vyšších teplotách se objevuje, když dochází k chladnutí brzd po jejich zahřátí. Tyto charakteristiky byly pozorovány během laboratorních pokusů, ale také jízdních testů a otevřely vědcům cestu k pochopení mechanismů pískání brzd a vytváření jednotného, cenově přívětivého přístupu v konstrukci tišších brzd.

Modelování a analýza pískání brzd je náročný problém, k jehož řešení jsou potřeba znalosti mechaniky na makro a mikroskopické úrovni zahrnujícími kontaktní mechaniku, nelineární dynamiku a vibrace, akustiku a tribologii. I přes značné množství různých variant v konstrukci brzd a komplexnosti problému, bylo dosaženo značného pokroku v každé oblasti jejich výzkumu - od pochopení základních mechanismů pískání brzd až po optimalizaci tvaru brzdových kotoučů. [4]

1 MECHANISMY VZNIKU PÍSKÁNÍ BRZD

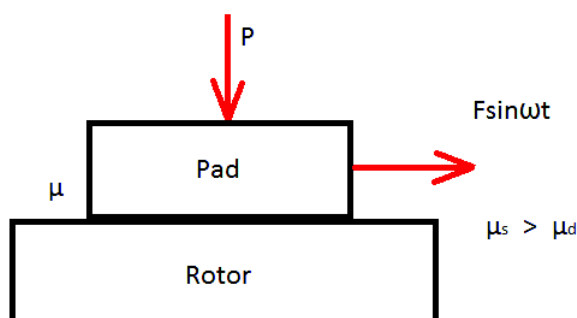
Příčiny vzniku tohoto zvuku můžeme rozdělit do pěti hlavních kategorií (nebo jejich kombinací): slip stick (způsoben rozdílem mezi statickým a dynamickým třecím koeficientem), negativní tlumení (na rozdíl od běžného tlumení, které disipuje vibrační energii a snižuje náchylnost brzdy ke vzniku pískání, akumuluje vibrační energii a zvětšuje budící sílu [1]), geometrická a kinematická omezení, kmitání rezonančními módy a vibrace způsobené brzdovým kotoučem (vibrace způsobené nerovnostmi brzdového kotouče během jeho otáčení). Počátky výzkumu pískání brzd byly spjaty s pokusy popsat jeho příčinu jedním z výše uvedených mechanismů.

Postupem času se s přibývajícími výsledky ukázalo, že ani jeden z výše uvedených mechanismů nedokáže sám o sobě tento problém popsat. V některých případech se například jako správný mechanismus jeví negativní tlumení, ale pro jiné se zase jako vhodnější mechanismus k popsání vzniku pískání jeví kmitání jedním z rezonančních módů brzdových desek. Ačkoli je jeden mechanismus vždy dominantní, záleží vždy na charakteristikách konkrétního brzdového systému a provozních podmínkách.

Z pohledu dynamiky je pískání brzd způsobeno nestabilitou brzdového systému. Pokud brzdový systém v krátkém čase akumuluje velké množství energie, může dojít k jejich pískání. Systém má tendenci být nestabilní při určitých frekvencích z důvodu přítomnosti specifického buzení. Avšak pokud nedojde k nastoupení určitých podmínek, pískání se ani při těchto frekvencích nemusí objevit. Na druhou stranu i pokud je celý systém relativně stabilní na určité frekvenci, může dojít k pískání, pokud dojde k velkému buzení při daných podmínkách. [4]

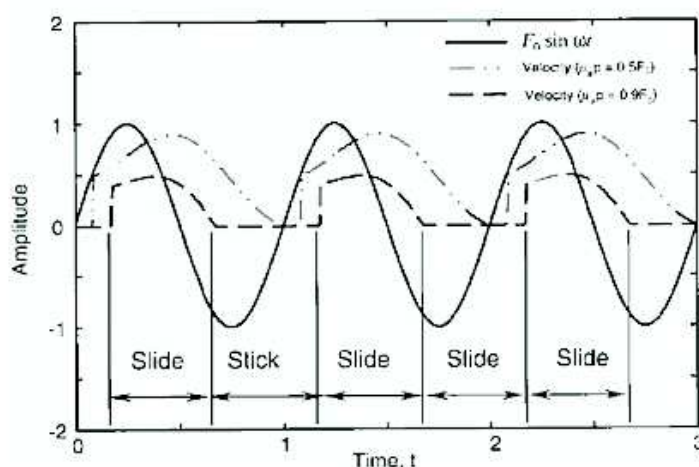
1.1 TŘENÍM INDUKOVANÉ PERIODICKÉ IMPULSIVNÍ BUZENÍ (SLIP STICK)

Třecí síla vytvářející slip stick a tím také nestabilitu brzdového systému byla pozorována a studována již v počátcích výzkumu pískání brzdových systémů. Slip stick je primárně způsoben rozdílem mezi statickým a dynamickým třecím koeficientem, také známým jako Stribeckův efekt. Je známo, že se tento rozdíl mění v průběhu provozu v závislosti na provozních podmínkách, změnách na kontaktních plochách, změnách teploty, kluzné rychlosti a dalších podmínkách.



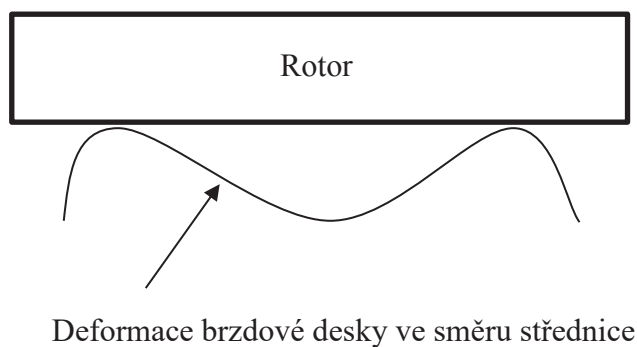
Obr. 1 Schématické znázornění slip sticku

Nejjednodušším příkladem, který popisuje slip-stick je předpokládat brzdovou desku jako pevné těleso které se opírá o brzdový kotouč při konstantní rychlosti. Můžeme si je představit jako těleso ležící na pohyblivém pásu, uchycené horizontálně pružinou k pevnému bodu. Z počátku je síla působící pružiny menší než statická třecí síla, takže se těleso pohybuje společně s pásem. S rostoucí deformací pružiny roste síla od pružiny až do doby, než je její velikost stejná nebo vyšší než velikost statické přitlačné síly a těleso se vzhledem k pásu začne sunout (těleso klouže po pásu). Při pohybu tělesa je pohyb závislý na dynamické třecí síle (která je nižší než statická) a deformace a síla pružiny se zmenšují. To způsobuje zpomalení relativního pohybu tělesa po pásu až do doby, kdy se těleso začne pohybovat opět spolu s pásem a celý cyklus se opět opakuje. Dále si mechanismus slip-sticku můžeme představit jako buzení brzdové desky silou se sinusovým průběhem.



Obr. 2 Závislost vznikajícího buzení na výsledné síle [2]

Slip stick nezpůsobuje pouze podélné vibrace, ale také rotační a příčné vibrace. Když brzdová deska vibruje jedním z jejích rezonančních módů (například třetím ohybovým módem), kontakt mezi deskou a kotoučem je znázorněn na následujícím obrázku. I když dojde k počátečnímu stlačení při zvýšení tlaku v brzdovém systému, můžeme stále kontaktní tlak uvažovat jako sinusovou funkci. Výsledkem je sinusová závislost třecí síly na čase. [4]

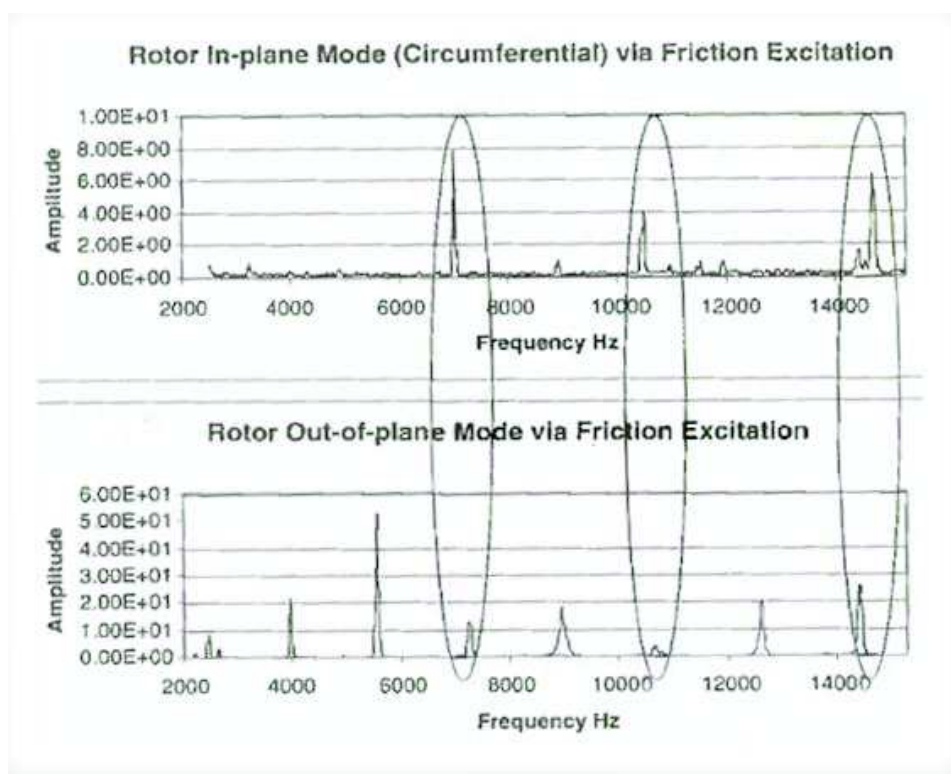


Obr. 3 Schéma vibrací brzdové desky indukovaných rezonančním módem

1.2 OKAMŽITÝ REZONANČNÍ MÓD

Třecí procesy na kontaktních plochách si můžeme představit jako okamžité dynamické zatížení, ze kterého je vytvářen okamžitý mód kmitání. Když dojde k pískání brzd, okamžitý mód je definovaný jako okamžitý mód pískání. V závislosti na charakteristikách rozhraní jako jsou kontaktní tuhost, drsnost (zahrnující částice mezi rozhraním), třecí síla, tlak, teplota a rychlost, okamžitý mód pískání je často vázán na příslušné rezonanční módy nebo jejich harmonické složky kvůli přenosu a akumulaci efektivní vibrační energie. Je nutné poznamenat, že aby došlo ke vzniku pískání, okamžitý mód nemusí být nutně přímo vázaný na rezonanční frekvence změřené nebo vypočítané konvenčními metodami. Jinými slovy jakékoli dynamické změny zatížení nebo změny tření mění chování systému při rezonančních frekvencích.

Pro názornou ilustraci výskytu rezonančních frekvencí budeme brzdový kotouč uvažovat pouze jako kovovou třecí plochu se známými modálními charakteristikami a žádnými rezonančními frekvencemi v měřeném rozsahu. K záznamu naměřených hodnot byl užit čtyřkanálový analyzátor se dvěma jednoosými akcelerometry na brzdovém kotouči pro měření vibrací ve vertikálním a horizontálním směru, jedním umístěným na brzdové desce a jedním mikrofonom zavěšeným nad testovacím vzorkem. Brzdový kotouč byl umístěn na pružném kvádru pro simulaci volnovazebných podmínek. Naměřené rezonanční frekvence vybuzečné třecími procesy jsou znázorněny na následujícím grafu. Amplitudy těchto rezonančních frekvencí se mohou měnit v závislosti na opotřebení. [4]



Obr. 4 Rezonanční frekvence brzdového kotouče [2]

1.3 MECHANISMUS VYZAŘOVÁNÍ ZVUKU

Když frekvence buzení brzdového kotouče dosáhne hodnoty rezonanční frekvence, brzdový kotouč se stane velmi efektivním zdrojem zvuku. V mnoha případech se domníváme, že je brzdový kotouč dominantním zdrojem zvuku při pískání brzd. Když dojde k pískání a brzdový systém se stane nestabilním, všechny komponenty brzdového systému jsou buzeny kmitáním o stejné frekvenci, ale amplitudy jednotlivých komponent se mohou výrazně lišit. V některých případech mohou mít například brzdové desky tak velké amplitudy ve srovnání s brzdovým kotoučem, že se mohou stát dominantním zdrojem zvuku. Tento případ je patrný z následujícího obrázku, který znázorňuje okamžitý mód pískání brzd při jeho výskytu. [4]



Obr. 5 Optická deformace brzdového kotouče měřená holografickým interferometrem [5]

2 PARAMETRY OVLIVŇUJÍCÍ VZNIK PÍSKÁNÍ

2.1 VLIV TLUMENÍ SYSTÉMU A KOMPRESIBILITY BRZDOVÝCH DESEK

Tlumicí efekt při pískání brzd je jedním z nejzajímavějších témat. Analýzou, při které byl snímač uchycen k brzdovému kotouči, bylo dokázáno, že pokud umístíme nějaký typ tlumení na brzdový kotouč, může dojít ke zvětšení nestability systému a tím také vzniku pískání. Pokud avšak toto tlumení umístíme na snímač, způsobí redukci nestability celého systému. Jiná analýza prokázala, že pokud zvětšíme tlumení brzdového kotouče, povede to ke zmenšení nestability systému, zatímco zvětšení tlumení brzdových desek může za určitých podmínek vést k destabilizaci systému. Řada dalších analýz také prokázala, že tlumení pomáhá ke snížení nestability celého systému, která se projevuje především vznikem pískání. Nejmodernější studie využívající komplexní modální analýzy celého brzdového systému poukazují na to, že zvyšující se tlumení brzdových desek nebo kotouče pomáhá stabilizaci systému. Při pokusu bylo například zjištěno, že díky nárůstu tlumení brzdových desek došlo ke snížení náchylnosti systému ke vzniku pískání na frekvenci 7 kHz. Pokud je tlumení na určité frekvenci zvýšeno na 13 %, nestabilní mód na této frekvenci vymizí.

Ačkoli je uvažováno a praktikováno v komunitě zabývající se výzkumem brzd, že zvyšující se tlumení brzdových desek má za následek snížení vysokofrekvenčního pískání, je nutné dát pozor na nízké frekvence. Zvyšující se tlumení může za některých okolností vést k rozdílným výsledkům. Pro nízkofrekvenční pískání (obvykle menší než 3 kHz), pokud brzdové desky slouží především jako spojení mezi ostatními komponenty, s rostoucím tlumením se však toto spojení prodlužuje i do vyšších frekvencí a nedochází ke vzniku pískání.

Vliv tlumení brzdových desek na nízkofrekvenční pískání nemusí být lineární nebo monotónní na relativně nízkých hladinách tlumení. Nastává se tedy otázka, existuje-li taková hodnota tlumení brzdových desek, která by zapříčinila vzniku pískání brzd na slyšitelných frekvencích?

Tlumení brzdových desek je způsobeno jejich stlačitelností – kompresibilitou. Z předchozích analýz tedy vyplývá, že vyšší kompresibilita redukuje vznik pískání. Avšak k pochopení celého problému vzniku pískání je třeba pochopit také vztahy mezi tlumením brzdových desek, kompresibilitou a elastickými konstantami třecího materiálu. [2]

2.2 VLIV TŘECÍHO KOEFICIENTU

Z komplexních modálních analýz nebo nelineárních analýz můžeme vidět, že se třecí koeficient do určité úrovně zvyšuje, poté dojde ke spojení dvou módů a vytvoření komplexního módu, který má velkou náchylnost k nestabilitě. Pokud nadále dochází ke zvyšování hodnoty třecího koeficientu, dochází také ke zvyšování hodnoty tlumení brzdových desek, která souží jako ukazatel stupně nestability komplexního módu a může se objevit více nestabilních módů. Navíc testy brzdových systémů ukazují, že existují hraniční hodnoty třecího koeficientu, pod kterými se pískání brzd objevuje pouze zřídka.

Mnohé testy prokázaly, že pokud je hodnota třecího koeficientu vyšší než 0,35, pískání brzd se výrazně zhorší. Vyšší hodnoty třecího koeficientu mají vždy tendence činit celý systém

nestabilnějším. Avšak okamžitá náchylnost k pískání ať už při vyšším nebo nižším třecím koeficientu μ je závislá také na provozních podmínkách a budících silách. Změna třecího koeficientu v závislosti na čase je jeden z nejdůležitějších faktorů vzniku pískání. Bylo zjištěno, že za nízkých teplot a vysoké vlhkosti vzduchu, některý typy materiálů (především bez azbestové organické materiály) po prvních několika zabrzdění mají velmi vysoký třecí koeficient, který může způsobovat takzvané studené nebo ranní pískání. Testy bylo také prokázáno, že třecí koeficient roste spolu s rostoucí teplotou. [2]

2.3 VLIV TUHOSTI

Tuhost, tedy změna tvaru v závislosti na zatížení, má velký vliv na nestabilitu brzdového systému. Existuje optimální hodnota tuhosti pro každý komponent, která učiní systém stabilnějším, avšak Analýza pískání brzd metodou konečných prvků od G.D. Lilese dospěla k závěru, že tužší brzdové desky mají sklon ke zmenšení náchylnosti k pískání. V podstatě ale v případě tuhosti záleží na konkrétním případě. Ve většině případů se ale ukázalo, že při dosažení určité hodnoty kontaktní tuhosti došlo ke spojení dvou rezonančních módů a došlo ke vzniku komplexního módu. Pokud se však kontaktní tuhost dále zvyšovala, komplexní mód se opět rozdělil na dva módy, což ukazuje na to, že tato závislost není monotónní. [2]

2.4 VLIV ELASTICKÝCH KONSTANT

Elastické konstanty třecího materiálu mohou mít značný vliv na stabilitu brzdového systému, jak bylo prokázáno komplexními modálními analýzami. Stabilita řešení těchto analýz je především závislá na elastických konstantách brzdových desek. To může pomoci objasnit, proč některé materiály mají větší tendenci ke vzniku pískání než jiné, a také proč některá vozidla pískají častěji než jiné při použití stejných třecích materiálů. Tyto komplexní analýzy se využívají k výběru třecích materiálů nebo ovlivnění elastických konstant tak, aby došlo k redukci nestabilních módů. [2]

3 KONTAKTNÍ PLOCHY A DYNAMIKA ROZHRAŇÍ

Tření, které je neodmyslitelně nezbytné pro fungování brzd, je také hlavní příčinou pískání brzd a vibrací. Abychom mohli úspěšně simulovat brzdový systém a předcházet pískání brzd, je nutné správně pochopit toto tření a rozsáhlý teoretický model brzdového systému.

Zatímco Coulombův model tření je již znám po staletí, v posledních pár desetiletích bylo odvozeno velké množství třecích modelů k přesnějšímu určení vlivu tření v různých brzdových systémech. S ohledem na nepřeberně velké množství materiálů, typů zátěže, a velikostí brzdového systému, nelze použít pouze jeden univerzální třecí model k pokrytí škály všech aplikací. Stěžejní jsou modely zabývající se především vznikem pískání brzd. Tyto modely jsou charakteristické relativně krátkým trváním, mírným třecím tlakem a výrazně dynamickým prostředím s vysokofrekvenčními vibracemi.

Tradičně byly vibrace vyvolané třením přisuzovány vlivu skluzu nebo rychlosti na koeficient tření. Vskutku velké množství modelů bylo založeno právě na tomto poznatku. Nejkompletnější a nejkomplexnější model byl Dietrichův model, později přepracovaný a upřesněný A.L. Ruinou.

Avšak přestože rychlostně závislé tření a výsledný negative damping jsou vskutku primárními mechanismy nízko rychlostního slip sticku (také označovaného jako groan-vrzení), je tu také jiný aspekt třecího rozhraní, který bývá často zanedbáván, přestože může být hlavním faktorem při hluku vznikajícím při brzdění, především pískání. Tímto aspektem je normálová poddajnost třecího rozhraní a její vliv na dynamickou stabilitu třecího skluzu. Řada vědců pozorováním normálové oscilace na rozhraní a jejich vliv na stabilitu skluzu došla k závěru, že je normálová poddajnost rozhraní může mít kritický vliv na výskytu třením indukovaných vibrací. [3]

Aby mohl být třecí model efektivně využit k modelování hluku od brzd, měl by splňovat minimálně dvě následující kritéria:

1. Zahrnovat rozdíl mezi statickým a dynamickým třením a závislost rychlosti na koeficientu tření
2. Zahrnovat nelineární normálovou shodu rozhraní a její efekt na dynamiku a stabilitu brzd během brzdění

3.1 FENOMENOLOGICKÝ MODEL KONTAKTU A TŘENÍ

V roce 1985 Oden a Martins vynalezli relativně jednoduchý model kontaktu a tření, který byl schopen zachytit nejzákladnější charakteristiky důležité pro vznik třením indukovaných vibrací. Tento model byl také úspěšně použit při počítačových simulacích třecích vibrací a později byl rozšířen a byla v něm zahrnuta také závislost rychlosti na tření.

Tento model se skládá ze dvou základních rovnic:

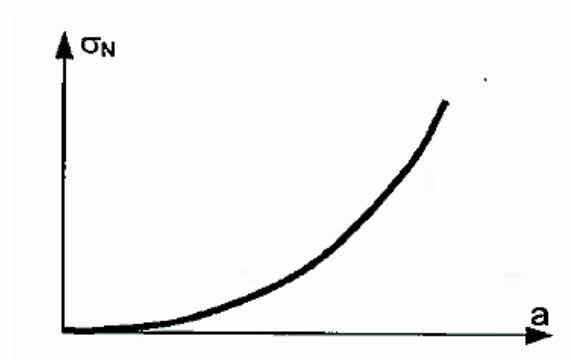
- zákon normálové shody
- tření

Zákon normálové shody reprezentuje nelineární shodu kontaktních rozhraní, která je způsobena drsností kontaktních povrchů. V tomto modelu, který dobře koresponduje s experimentálními měřeními je ve tvaru:

$$\text{Když } a \geq 0, \text{ pak } \sigma_N = c_N a^{m_N} + b_N a^{l_N} \dot{a} \quad (1)$$

$$\text{Když } a < 0, \text{ pak } \sigma_N = 0 \quad (2)$$

Kde σ_N je normálové napětí, a je normálový průnik rozhraní a $\dot{a}$ jeho časová derivace. Průnik a je nulový při prvním kontaktu mezi povrchy (dotyk nejvyšších nerovností) a jeho hodnota se zvyšuje přibližováním povrchů k sobě. Jeho závislost na normálovém napětí je znázorněna na obrázku 6.



Obr. 6 Graf závislosti normálového průniku na normálovém napětí [3]

První člen rovnice reprezentuje elastickou odezvu rozhraní, zatímco druhý podmínky tlumení korespondující s disipací energie během normálových oscilací. Ve skutečnosti je povaha této disipace mnohem komplexnější a tvar použitý v této rovnici je předpokládán pouze pro model, kde je celkový tlumicí efekt způsoben předpokládanými visko-plastickými vlastnostmi povrchu, kontaminanty a mazivy. Koeficienty c_N a b_N jsou obvykle považovány za konstanty. Měli bychom poznamenat, že tlumení během normálových oscilací je relativně slabé a v souvislosti se vznikem pískání může být obvykle zanedbáno.

Druhá konstitutivní rovnice rozhraní je rovnice třecího odporu ve formě:

$$\text{Když } \sigma_T \geq R \text{ pak } \sigma_T = R \quad (3)$$

$$\text{Když } \sigma_T < R \text{ pak } \sigma_T = \mu \sigma_N \quad (4)$$

$$\sigma_T = \mu \sigma_N \quad \text{pro } \sigma_T < R \quad (5)$$

$$|\dot{\epsilon}_T| = \frac{1}{L} \left| \frac{dL}{dt} \right| \frac{F}{A} \frac{1}{P} \quad (6)$$

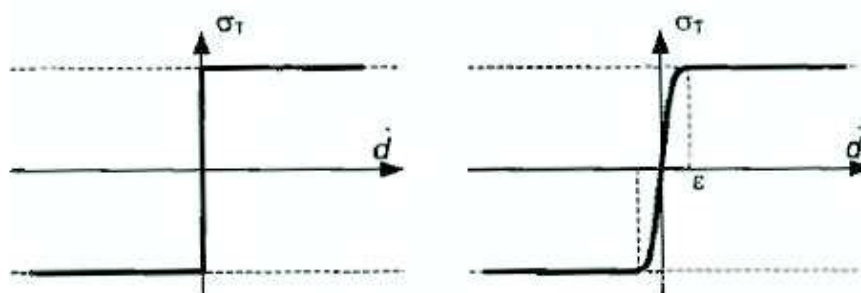
Kde $\dot{\epsilon}_T$ třecí rychlost spočítaná jako časová derivace třecí vzdálenosti a index T značí tangenciální směr vzhledem ke kontaktnímu povrchu. Λ je parametr označující směr smýkání, a skutečnost že je smýkání přítomno, může rychlost dosahovat různých hodnot při stejné trakci. Aby se vyhnulo číselným rozdílům plynoucích z toto poznatku, třecí je zákon obvykle upraven:

$$\dot{\epsilon}_T = \frac{1}{L} \frac{dL}{dt} \frac{F}{A} \frac{1}{P} \quad (7)$$

$$\text{Když } Q, \text{ pak } : ; L : t F - Z Z \quad (8)$$

$$\text{Když } P, \text{ pak } : ; L \quad (9)$$

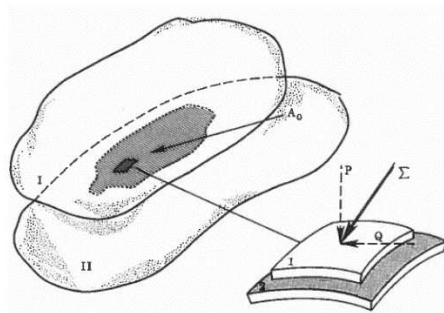
Kde $\Rightarrow$ značí, že je možné tento vztah použít pouze pro kladné hodnoty $\Rightarrow$ Porovnání upraveného a neupraveného třecího zákona je znázorněna na obrázku 7. [3]



Obr. 7 Porovnání upraveného a neupraveného třecího zákona [3]

3.2 TOPOGRAFIE POVRCHU A STATISTIKA

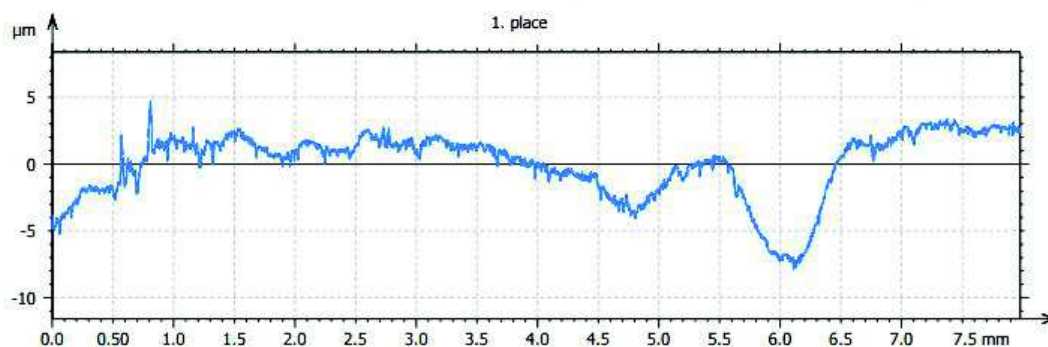
Silně nelineární chování kontaktních povrchů je způsobeno tím, že povrchy lišící se použitými materiály, jsou obvykle velmi hrubé, tvořené výběžky různých výšek, sklonů a tvarů. Při narůstajícím tlaku v brzdové soustavě dochází k navyšování počtu výběžků, které se dostávají do kontaktu a tím dochází také ke zvětšování kontaktní plochy. Tento narůstající kontakt třecích povrchů přispívá k silně nelineárnímu nárůstu tlaku mezi povrchy a tím také k nárůstu tření.



Obr. 8 Schéma kontaktu dvou deformovatelných těles [3]

Začneme hodnocením kontaktu dvou deformovatelných těles I a II s kontaktní plochou A_0 , znázorněné na obr. 8. Jak je z obrázku patrné, ke studiu použijeme element třecí plochy. Vektor průměrného napětí Σ působící na třecí plochu je tvořen složkami působící normálové síly P a tangenciální síly Q . Hromadné deformace těles I a II jsou zanedbávány, zaměříme se pouze na charakteristiku mechanických vlastností kontaktního rozhraní. Standardní metodou k určení drsnosti povrchu třecích součástí je měření profilometrem nebo stylusem pohybujícím se po materiálu, který zaznamenává vertikální profil třecího materiálu, jak je znázorněno na obr. 9.

ISO 4287		
Amplitude parameters - Roughness profile		
Ra	0.426 μm	Gaussian filter, 0.8 mm
Rp	1.33 μm	Gaussian filter, 0.8 mm
Rv	1.43 μm	Gaussian filter, 0.8 mm
Rz	2.76 μm	Gaussian filter, 0.8 mm
Rc	2.44 μm	Gaussian filter, 0.8 mm
Rt	6.17 μm	Gaussian filter, 0.8 mm
Rq	0.539 μm	Gaussian filter, 0.8 mm
Rsk	-0.157	Gaussian filter, 0.8 mm
Rku	3.69	Gaussian filter, 0.8 mm
Material Ratio parameters - Roughness profile		
Rmr	0.181 %	$c = 1 \mu\text{m}$ under the highest peak, Gaussian filter, 0.8 mm
Rdc	0.790 μm	$p = 20\%$, $q = 80\%$, Gaussian filter, 0.8 mm



Obr. 9 Měření drsnosti povrchu brzdového kotouče

Uvažujeme, že mezi dvěma protilehlými povrchy I a II dojde ke kontaktu. Jsou stanoveny referenční roviny určující průměrnou výšku profilu daného povrchu a tvar každého profilu charakterizujeme zavedením funkcí $z_1(x, y)$ a $z_2(x, y)$ reprezentujících drsnost nad příslušnými referenčními rovinami v určitém bodě povrchu. Pokud označíme vzdálenost mezi referenčními rovinami h , můžeme určit vzdálenost mezi třecími plochami s v určitém bodě povrchu ve tvaru:

$$s(x, y) = h - z(x, y) \quad (10)$$

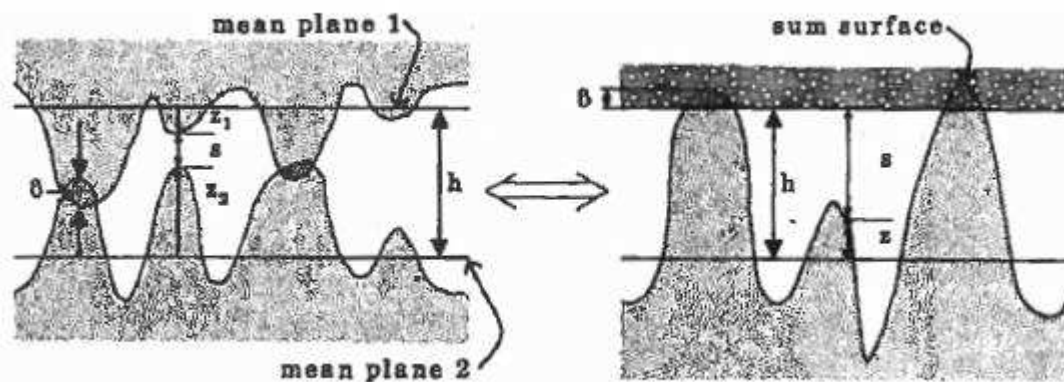
Kde z je suma funkcí $z_1 + z_2$ v daném bodě povrchu. V případě nedeformovaných povrchů je hodnota s v kterémkoli místě zkoumaného povrchu větší než 0. S narůstající silou působící kolmo na zkoumané povrchy vzdálenost mezi těmito povrchy h klesá a v každém minimu funkce $s(x, y)$ dochází k mikro kontaktu mezi těmito třecími rovinami, které vede k lokální deformaci povrchů.

Pokud označíme vzdálenost, ve které začne docházet ke kontaktu nevyšších výčnělků povrchu h_0 (počátek kontaktu), potom lze určit hodnotu a , která se vyskytuje ve fenomenologickém modelu v kapitole 3.1 ze vztahu:

$$a = h_0 - h \quad (11)$$

Další statistické výpočty na kontaktních plochách byly zjednodušeny výzkumem Francise [2.26]. Ve své práci poznamenává, že suma funkcí z kontaktu dvou drsných deformovatelných povrchů je ekvivalentní kontaktu jednomu povrchu výšky z s rovným hladkým nedeformovatelným povrchem znázorněným na obr. 10. Je však nutné poznamenat, že argumenty uváděné Francisem vycházejí pouze z geometrických předpokladů. Z pohledu mechaniky je nutné poznamenat:

1. Kontakt součtu výčnělků s hladkým nedeformovatelným povrchem není ekvivalentní kontaktu výčnělků mezi sebou. Zejména normálová síla působící na výběžky je při kontaktu výběžků s nedeformovatelnou rovnou plochou dvojnásobná než normálová síla působící na výběžky při jejich kontaktu.
2. V případě, že bude při kontaktu docházet ke tření mezi jednotlivými plochami, nebude tření při kontaktu součtu výčnělků odpovídat tření způsobenému bočním kontaktem mezi jednotlivými výčnělky.



Obr. 10 Statistické zjednodušení kontaktu třecích ploch dle Francise [2]

Z těchto důvodů používáme součet ploch výčnělků v kontaktu pouze k reprezentování statistických charakteristik třecích povrchů. Pro mechanické výpočty je každý průnik součtu ploch interpretován jako kontakt dvou výčnělků.

Obvykle uvažujeme náhodné rozložení výšky povrchu, které lze výhodně zapsat ve tvaru:

$$z(x, y) = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cos(xk_{xn} + yk_{yn} + \varepsilon_n) \quad (12)$$

Kde jsou amplitudy C_n , čísla vln k_{xn} a k_{yn} a fáze ε_n náhodné proměnné. Pro izotropické materiály mohou být statistické parametry povrchu určeny z analýzy jednoho profilu povrchu $z(s)$. [3]

4 NVH TESTOVÁNÍ

4.1 FAKTORY VEDOUcí K ZAVEDENí NVH TESTOVÁNí

Řada faktorů, jako například minimální tolerance zákazníků k nežádoucím zvukům, vede výrobce k zavádění tzv. NVH testování (noise, vibration and harshness). Hlavní uplatnění nachází především při vývoji a testování převodovek, kdy i ten nejmenší nepatřičný zvuk může vést k nákladným záručním opravám, při testování brzdových komponent vede díky užití prvků nápravy testovaného vozidla k přesnějšímu rozložení sil působících na brzdové komponenty, což může vést ke změnám výskytu nežádoucích zvuků. Dalšími faktory vedoucí k využití NVH testování v tomto odvětví jsou například prodlužující se záruční lhůty nebo neustále rostoucí technická komplikovanost výrobků.

Hluk, vibrace a drsnost chodu (NVH) jsou jedním z projevů automobilu vnímaných řidičem. Hluk lze slyšet, vibrace cítit a poukazuje na kvalitu odstínění hluku a vibrací. Hluk se skládá z mnoha nechtěných a neočekávaných zvuků. Při posuzování kvality převodovek jsou to například tiché a hladké dráhy při řazení mezi jednotlivými rychlostmi, u brzd se hodnotí především vibrace přenášené do řízení a vznik nežádoucího hluku (pískání) při brzdění.

NVH testování je také velmi efektivní při odhalování výrobních a konstrukčních vad a také vad vzniklých při provozu jako například poruchy ložisek, chybějící podložky nebo komponenty se špatně zvolenou tolerancí. Tyto závady mohou způsobovat nejen nežádoucí zvuky a vibrace, ve finále ale také mohou vést ke zkrácení životnosti komponent vedoucí k nákladným záručním opravám. Jedním z faktorů, který vede mnoho výrobců k zavedení NVH testování je také neustále se zvyšující komplikovanost jednotlivých komponent ale také zavádění odlehčených materiálů, které se v dnešní době ve velké míře používá při vývoji turbodmychadel, a které mohou být také významným zdrojem nežádoucího hluku a vibrací. V posledních třiceti letech dosáhli výrobci automobilů značného pokroku ve snížení hluku v kabině vozidel. Dosáhly toto především díky zavedení tlumících materiálů a silnějších oken. Tyto změny vedly k tomu, že řidiči nyní očekávají mnohem tišší jízdu nejen v luxusních vozidlech prémiových značek, ale také v automobilech na opačné straně nabídky – v levných automobilech pro každodenní použití.

Jakýkoli nežádoucí zvuk nebo vibrace jako například pískání, drnčení nebo bouchání mohou mít vliv na zákazníka a tím také jeho vztah k produktu a výrobci. V některých případech tyto projevy nemají vliv na funkci nebo životnost komponent, mohou ale v zákazníkovi vyvolat dojmy, že něco není v pořádku, což může vést zákazníka k podání reklamace nebo požadování odškodného.

Hluk a vibrace jsou používány již dlouhou dobu jako měřítko kvality. Výzvou pro všechny výrobce je správně pochopit úroveň a charakteristiky zvuků, které nejsou zákazníky tolerovány a použít tento subjektivní pocit jako limitní faktor při testování komponent. Dříve se například při vývoji převodovek velmi využívala zkušenost konstruktérů, kteří se na základě zvuku vydávaného zařízením při testování snažili určit jeho příčinu. V dnešní době je však mnohem přesnější, rychlejší, důvěryhodnější a opakovatelnější použití vhodnějších nástrojů než i to nejtrénovanější ucho zkušeného konstruktéra. Vznikající NVH systémy jsou schopny měřit, analyzovat, klasifikovat a diagnostikovat díky komplexním informacím z čidel a díky nim provádět hodnocení kvality testovaného produktu v reálném čase. [6]

4.2 NEVÝHODY NVH TESTOVÁNÍ

Subjektivní pohled při upevňování testovaných součástí pro NVH testování ve spojení s použitím nevhodných měřících technik znamenají, že se mohou dostat některé součásti s výrobními nebo konstrukčními vadami do výroby, v horším případě až k zákazníkovi, což by znamenalo nemalé náklady spojené se záruční reklamací produktu. Neefektivní testovací techniky mohou také brzdít výrobu, když dochází k opravám nebo výměnám vadných prvků.

Některé testovací systémy postrádají třídící systémy, výsledky jsou špatně interpretovány a dochází k přijetí špatných nebo naopak odmítnutí dobrých součástí. Jiné systémy neposkytují dostatečnou a vhodnou diagnózu poruchy která vedla k poruše testované součásti. Tato schopnost diagnózy je neocenitelná při usnadnění opravy defektů nebo sledovatelnosti trendu vylepšení dané součásti.

Některé testovací systémy nejsou schopny zachytit, zpracovat a analyzovat rozsáhlá data nutná k detekci některých poruch nebo vad. Například u převodovek mohou být některé poruchy zjevné pouze při určitých rychlostech. Abychom mohli detekovat tyto defekty, testovací cyklus převodovky musí být proveden dostatečně rozsáhle s dostatečně jemnou regulací rychlosti, aby bylo možné naměřit co největší množství potřebných dat. [6]

4.3 TECHNIKA NVH TESTOVÁNÍ

Testovací NVH systémy se skládají ze senzorů, měřícího systému, třídícího systému a výsledku-rozhodnutí o splnění požadavků nebo vyřazení produktu.

4.3.1 SENZORY

Používají se dva typy senzorů-kontaktní a bezkontaktní. Výběr vhodného senzoru závisí na finančních omezeních, prostředí, ve kterém bude test prováděn a specifických vadách, které mají být během testu odhaleny.

Typické bezkontaktní senzory jako například mikrofony, nebo laserový měřák rychlosti nejsou během testu spojeny s testovaným produktem. I když mají výhody pro použití v některých aplikacích, nemusí být jejich použití vhodné v některých testovacích prostředích. Například mikrofón není průmyslově stabilní a vyžaduje častou kalibraci. Hluk na pozadí může také způsobit nepřesnosti v naměřených výsledcích.

Kontaktní senzory, jako například piezoelektrický akcelerometr jsou připevněny k testovacímu zařízení a mají výhody například v úrovni robustnosti a jsou relativně imunní vůči hluku na pozadí. Obvykle kontaktní senzory bývají levnější než senzory bezkontaktní, jejich nevýhodou je však přímý vliv na testovanou součást.

4.3.2 MĚŘÍCÍ SYSTÉM

Měřící signál snímá signál ze senzorů a převádí jej ve měřená data. Poté mohou být data zvuku a vibrací vytaženy a následně analyzovány. Naměřená data mohou být zpracována z časové domény na frekvenční doménu pomocí Fourierovy transformace (FFT). Dodatečné užitečné informace a přesnost měření se dá získat, pokud data s časovou doménou jsou převedeny na data s úhlovou doménou užitím senzoru snímajícím úhel natočení hřídele.

Mohou být použity různé způsoby zpracování:

-Analýza časové nebo frekvenční domény se používá především k detekci poruch při přechodných stavech. Analýza časové domény je vhodná zejména při hledání poruch, které by způsobily klepání a bouchání mechanismu při známém čase nebo pozici během testu.

-Frekvenční analýza je nejběžnějším nástrojem používaným k detekci a diagnostikování poruch. Velmi vhodná je k diagnostice poruch převodovek jako kvílení ozubených kol nebo poruchy ložisek. Tyto poruchy jsou spojeny s předvídatelnými frekvencemi.

Výše zmíněné techniky zpracování vedly k měření zvukových charakteristik, které jsou logicky přiřaditelné specifickým konfiguracím produktu, jeho vlastnostem a kvalitě. Většina poruch může být identifikována analýzou specifických vlastností výsledků průběhů. Pokud se použijí vhodné techniky zpracování na každou důležitou součást systému, může být vytvořena mapa buzení vhodná k identifikaci a klasifikaci poruch.

Třídící systém poté vyhodnotí, jestli naměřená data vedou k dobrým nebo špatným výsledkům. Tyto výsledky mohou být určeny inženýrskými standarty a specifikacemi, výsledky ze silničních testů nebo pouhým převedením slyšitelného nežádoucího zvuku na měřitelné hodnoty. Nejvhodnější je toho vyhodnocení provádět během testu v reálném čase. Pokud systém vyhodnotí špatné výsledky, měl by upozornit inženýra k provedení diagnostiky příčiny problému. Tento přístup vede ke snížení požadovaný čas spojený s opravou nebo náhradou zničené součásti.

4.4 OPTIMALIZACE SYSTÉMOVÝCH NASTAVENÍ

Ruku v ruce s cenným pochopením výrobního procesu a obsáhlými výsledky testů, výrobci se snaží o optimalizaci procesu NVH testování. Pochopení příčiny vzniku poruchy může vést k dřívějšímu odhalení jejich vzniku. Například pokud Paretova analýza odhalí, že poškozená převodová kola jsou nejběžnější poruchou při NVH testování převodovky při posledním testu, může být tento test uskutečněn dříve a tímto může být problém podchycen před koncem testování.

Optimalizace testů mohou:

- snížit čas testovacích cyklů
- snížit počet poruch při testu
- maximalizovat životnost senzorů
- využívat pokročilé techniky zpracování pro ostatní poruchy nesouvisející s NVH testováním [6]

5 TESTOVÁNÍ TŘECÍCH MATERIÁLŮ

Pískání brzd je problém přetrvávající již od doby vynálezu automobilu. Zpočátku byla většina testů založena pouze na subjektivním posuzování a měření probíhajícím v běžném provozu. Postupem času byla vyvinuta řada laboratorních testů s velkým množstvím různých přístupů. Moderní dynamometry se staly sofistikovanou testovací platformou k identifikaci sklonu brzd k vytváření pískání a diagnostikování problémů týkajících se pískání. Záměrné a opakované vytváření pískání brzd není jednoduché. V mnoha případech se pískání objevuje jen během některých zastavení a brždění při konstantních otáčkách. Toto pískání se také často vyskytuje pouze za určitých podmínek. Těmito podmínkami mohou být například rychlost, teplota, vlhkost vzduchu, tlak v brzdovém systému a opotřebení.

Během vývoje brzdných materiálů se provádí řada testů: testy stlačení, tvrdosti, měření vedení tepla atd., avšak finální hodnocení lze provádět až na základě rozsáhlých testů na automobilech s reálnými komponenty. Fungování brzd není pouze ovlivněno materiálem a prvky brzdového systému, ale také chováním řidiče, způsobu užívání vozidla, opotřebením brzdového systému a přírodních podmínkách, při kterých je vozidlo provozováno. Pokud k těmto faktorům přibereme v úvahu také případné vlivy asistenčních systémů, brždění motorem a aerodynamiky, žádné laboratorní testy nemohou nasimulovat provozní podmínky přesně.

Aby došlo ke snížení nákladů na předběžnou kvalifikaci materiálů a usnadnění výzkumu, byla vyvinuta řada laboratorních testovacích zařízení. Ze všech těchto zařízení je získáváno velké množství dat, avšak například naměřené hodnoty tření nemusí přesně odpovídat hodnotám naměřeným jinou metodou na jiném zařízení. Jednou z příčin těchto nepřesností je například to, že řada velkých dynamometrů jsou speciálně vyrobené v počtu pouze jednoho kusu. Z toho vyplývá, že data pro různé materiály jsou obvykle hodnoceny za různých podmínek na hraně daných testovacích metod a mohou být v souladu jedné i druhé metody.

Testování brzd tedy probíhá v několika úrovních:

1. Laboratorní tribometry
2. Testování na dynamometrech se zmenšenými komponenty
3. Testování na dynamometrech se skutečnými komponenty
4. Testování na vozidlech na válcové zkušebně
5. Testování na vozidlech na uzavřeném okruhu
6. Testování na vozidlech v běžném provozu

Testovací metody, které neprobíhají na vozidlech zahrnují velké množství různých testů od jednoduchých „tažných“ testů probíhajících při konstantním tlaku a rychlosti až po komplexní testy zahrnující naprogramované změny tlaku, rychlosti, teploty a opakovaným bržděním, které simulují specifické situace nastávající při brždění během provozu vozidla (např. SAE J 1652).

Úkolem dynamometrů je reprodukovat podmínky a hluk způsobený brzdami zjištěný během provozu vozidla. To nabízí řadu přístupů, ale moderní dynamometry sloužící k testování brzd si jsou značně podobné. Současné koncepce lze rozdělit na dva základní typy. Jsou to tzv. hřídelové dynamometry, kdy je brzdový kotouč roztáčen hřídelí přímo z dynamometru. Druhou

kategorií jsou nápravové dynamometry, kdy je dynamometrem roztáčený buben, který pohání kolo s pneumatikou, které je namontováno na těhlici s brzdou a brzdovým kotoučem.

První dynamometry slouží k zjištění vzniku pískání brzd sloužili pouze k provádění testů brzdění při konstantních otáčkách (tzv. drag braking). V této době neměli jakékoli prostředky k simulaci setrvačnosti automobilů. Se zavedením první celosvětově uznávané testovací procedury zabývající se vznikem pískání SAE J2521 se tyto dynamometry staly zastaralými, protože tato procedura vyžadovala jak brzdění při konstantní rychlosti, tak i úplná zastavení a nutnost využití setrvačnosti, a tak došlo k jejich dalšímu rozvoji. Využití setrvačnosti umožnilo jemnější řízení při nízkých rychlostech, při kterých se obvykle objevuje pískání.

K roztáčení brzdového kotouče se používá elektromotor. Pro současné dynamometry se používají elektromotory o výkonu od 75 do 300 kW. Aby mohlo dojít k realistické simulaci zastavení vozidla, musí být také zahrnut vliv setrvačnosti vozidla. To může být uskutečněno dvěma způsoby. Tradičním způsobem je montáž kotoučů na hřídel elektromotoru, jejichž setrvačnost při rotaci je stejná jako lineární setrvačnost pohybujícího se vozidla. Ve většině případů je nutná manuální montáž těchto disků, některé dynamometry jsou však schopné provést automatickou montáž těchto disků v závislosti na požadované setrvačnosti. V závislosti na typu vozidla a potřebné setrvačnosti tyto disky váží od několika desítek po několik stovek kilogramů. V současnosti se však k simulaci setrvačnosti vozidla používá elektromotor, většina dynamometrů však umožňuje využití obou těchto způsobů, aby byla umožněna co největší flexibilita při simulaci brzdových systémů.

Moderní počítače umožňují simulaci setrvačnosti vozidel řízením elektromotoru pohánějícím hřídel. Přestože z řady důvodů je nutné použití nejméně jednoho setrvačného disku na hřídeli dynamometru, je v dnešní době možné provádět extrémně jemné úpravy velikosti setrvačnosti. Jednoduchý výpočet odhadu přírůstku setrvačnosti k simulaci setrvačnosti vozidla můžeme uvažovat ve tvaru:

$$I_a = \frac{9549,3 * P_m * R_r}{a g \Omega} \quad (13)$$

Kde a je zrychlení vozidla, g tíhové zrychlení, P_m maximální výkon motoru (obvykle 150 % jmenovitého výkonu), R_r poloměr otáčení kola a Ω otáčky dynamometru.

Ať je použita jakákoli metoda, cílem je co nejpresnější simulace setrvačnosti vozidla, aby bylo zastavení vozidla simulováno co nejpresněji. Pokud bude tato setrvačnost simulována dostatečně přesně, bude brzda při testování zatěžována stejným momentem, teplotou a časem zabrzdění jako při testování na samotném automobilu. Jednou z dalších podmínek, které je nezbytné dodržet není pouze typ brzdové kapaliny, která je předepsaná výrobcem, ale také dávkování tlaku v brzdové soustavě. V některých případech může být výskyt pískání citlivý na rychlost nárůstu tlaku v brzdové soustavě nebo naopak na rychlost jeho poklesu po ukončení brzdové aplikace. Samozřejmostí je také při testování na dynamometrech použití stejných brzdových komponentů, jako na automobilu, jako jsou například brzdové desky, čelisti, brzdíč nebo brzdový buben a všechny jejich komponenty. Rozpor však nastává v dalších komponentech. Někteří výzkumníci považují za nezbytné používat k testům celé zavěšení

nápravy včetně disku s pneumatikou odvalující se po podložce simulující reálné zatížení. Tato konfigurace je nezbytná pro zkoumání nízko frekvenčního hluku, avšak nutnost této konfigurace ke zkoumání vysoko frekvenčních zvuků, jako je například pískání, je dosud sporná.

Prostředí, ve kterém je brzda provozována je také důležité pro reprodukci zvuku zaznamenaném na automobilu. Toto prostředí zahrnuje nejen akustické podmínky, ale také počasí. To znamená v podstatě volné akustické pole nad brzdou a odražející pole na podložce, které svým chováním simuluje vozovku. V opačném případě může být zvuková energie vytvářená brzdami vyzářena s malou impedancí všemi ostatními směry. K napodobení volného akustického pole, ve kterém se vozidlo nachází, jsou stěny testovací komory ze zvukově absorpčních materiálů jako jsou například rohože ze skelných vláken, minerální vlna a akustické pěny. Protože pískání brzd se vyskytuje při frekvencích 1000 Hz a vyšších, je absorpce těchto materiálů nejdůležitější při těchto frekvencích. Vhodné je dosáhnout absorpčního koeficientu alespoň 0,8 nebo vyšší pro frekvence vyšší než 500 Hz.

Místnosti, ve kterých se umísťují testovací dynamometry mívají podlahu z oceli, betonu nebo jiného akusticky reflexivního materiálu. Akustické charakteristiky podlahy, by měly odpovídat vlastnostem používaných vozovek. K zajištění dostatečně nízkého hluku na pozadí, aby bylo možné zachytit pískání, stěny testovací místnosti bývají navrhovány s ohledem na co nejvyšší tlumení hluku. Obvykle tyto místnosti mají úroveň hluku na pozadí menší než 50 dB. Často se také používá konstrukce dvojitých stěn, aby bylo dosaženo požadovaného tlumení. Jedná se o ocelové stěny oddělené několika centimetry izolační pěny nebo izolace ze skelných vláken. Díky této konstrukci může dojít ke snížení úrovně hluku na pozadí až o 30 dB.

Je také nezbytné zajistit během testování totožné testovací podmínky. To obvykle zahrnuje kontrolu teploty a vlhkosti v testovací komoře. Systémy ovlivňující teplotu a vlhkost bývají obvykle součástí přímo testovacích dynamometrů.

Často se setkáváme s pískáním brzd nazývaným „ranní nemoc“. Tato situace nestává, když auto zůstává přes noc venku na podzim a během zimních měsíců. Během noci dochází k nárůstu vlhkosti a ráno může její hodnota překročit až 90 %. V téže době dochází k poklesu teploty k bodu mrazu, nebo ještě níž. Tyto nízké teploty v kombinaci s vysokou vlhkostí vzduchu obvykle podporují vznik pískání. V některých případech se pískání brzd vyskytuje pouze za těchto specifických podmínek a při jakýkoli jiných provozních podmínkách se již pískání brzd neobjevuje. Se vzrůstajícím povědomím o vlivu přírodních podmínek na vznik pískání brzd, má většina nových dynamometrů systémy pro regulaci teploty a relativní vlhkosti vzduchu. Navíc většina výrobců automobilů požaduje specifické přírodní podmínky, které musí být dodrženy během jednotlivých fází testovacích procedur zkoumání výskytu pískání. Očekává se, že požadavky na tyto specifické podmínky během testování budou vyžadovány čím dál častěji.

Kritickou částí testování na dynamometrech je jejich systém řízení a získávání dat. Sofistikovaný řídicí systém je nezbytný pro dosažení požadovaných provozních podmínek s ohledem na použitou testovací proceduru. Řídicí systém ovlivňuje tlak v brzdové soustavě, zpomalení nebo kroutící moment. Může také obsahovat protokoly nastavující požadované spouštěcí teploty a změny tlaků, rychlostí a další faktory během brzdění.

Abychom mohli správně pochopit výskyt pískání brzd, je důležité získat velké množství dat, především data týkající se zvuku. V některých případech postačí získat data z jednoho mikrofónu. Ve složitějších případech může být k získání potřebných dat nutné užití většího

množství mikrofónů, akcelerometrů, nebo také laserového Dopplerova vibrometru a optických holografických systémů. Často se také pro doplnění údajů z mikrofónů na brzdu umísťuje akcelerometr pro měření vibrací. Data získaná z akcelerometrů lze porovnat s naměřenými daty z mikrofónů k odfiltrování pískání pocházejících od brzdy od cizích zvuků z dynamometru.

K napodobení provozních podmínek na automobilech, rychlosti a přechody mezi testy, bývá brzda na dynamometru chlazena proudem vzduchu. Během normálního provozu brzdy na automobilu, zejména při vysokých rychlostech, způsobuje proudící vzduch její velké ochlazení, které je nutné dodržet i při testování na dynamometrech. Často také bývají specifikované teploty zahájení jednotlivých testovacích cyklů, která bývá zpravidla nižší než konečné teploty na konci předchozích cyklů, je tedy nutné následné ochlazení brzdy. Díky chlazení brzdy proudem vzduchu dochází ke zkrácení času chladnutí brzdy a tím dochází k urychlení celého testovacího procesu.

Během testů zkoumajících výskyt pískání brzd je důležité zaznamenat všechny provozní podmínky abychom mohli správně pochopit všechny faktory, které působí na brzdu během výskytu pískání. To obvykle zahrnuje měření tlaku v brzdové soustavě, jedné nebo více teplot, otáček, hladiny akustického tlaku a amplitudy vibrací. [2]



Obr. 11 Testovací dynamometr

6 TESTOVACÍ PROCEDURY

6.1 AK NOISE

Testovací procedura pro testování hluku při brzdění, nazývaná jako AK byla vyvinuta skupinou německých vědců. Základním konceptem této testovací procedury je matice testů, která umožňuje kontrolu náchylnosti brzdového systému k vytváření pískání.

AK testovací procedura začíná fází zajetí brzdových desek a kotouče, kdy je třecím materiálům umožněno se správně usadit. To je následováno klimatizačním krokem. Hlavní částí testovací procedury je další cyklus nazvaný city/country. Jedná se o krok, kdy se brzda otáčí rychlostí odpovídající rychlosti vozidla 3 a 10 km/h při definovaném tlaku v brzdové soustavě. Tyto nízké rychlosti se používají v důsledku častého výskytu pískání. Tento krok se provádí pro velké množství teplot v rozpětí od 50 do 300°C. Namísto udržování konstantního definovaného tlaku v brzdové soustavě se používají různé tlakové profily. Například dochází k lineárnímu nárůstu tlaku z hodnoty, která je nižší než nominální hodnota až na hodnotu vyšší než nominální hodnota a následně dochází k lineárnímu poklesu tlaku na tlak odpovídající začátku brzdného cyklu. Trojúhelníkový profil zajišťuje, že pokud existuje tlak, který je odlišný od nominálního tlaku, při kterém se objevuje pískání, dojde k jeho zaznamenání.

Po dalším klimatizačním kroku je spuštěna procedura forward/reverse. Účelem této procedury je zachycení zvuků, které se objevují, pokud je brzda provozována v opačném směru, tedy při couvání. Dochází k vyhodnocení několika tlakových profilů při různých teplotách při rychlosti 3 km/h. Často se totiž stává, že zákazníci slyší pískání způsobené brzdami, které se objevuje pouze při couvání z parkovacího místa.

Spolu s klimatizačním krokem a cyklem city/country jsou tyto cykly dvakrát zopakovány, celkem se tedy jedná o 990 cyklů. Poté následuje krátká část brzdění při změně rychlosti až do úplného zastavení. Tyto kroky probíhají při různých tlacích a teplotách z počáteční rychlosti odpovídající 30 km/h, celkem se jedná o 54 zastavení. Vysokoteplotní klimatizační sekce následně umožňuje provést sérii vysokoteplotních zastavení. Tato série začíná opakováním cyklu city/country, ale tentokrát za vyšších počátečních teplot. Účelem této sekce je ukázat vyšší náchylnost brzd ke vzniku pískání po zahřátí. Ze stejného důvodu dochází také v následujícím kroku k zopakování cyklu forward/reverse.

Data z AK noise procedury mohou být vyhodnocena různými způsoby. Jedním z nejběžnějších způsobů je graf výskytu hluku. Může být zaznamenán počet výskytů hluku, nebo častěji procentuální část brzdných aplikací, při kterých došlo k výskytu hluku. Nízké procento značí dobré výsledky vzniku hluku. Každý výrobce automobilů a každý dodavatel má svoje vlastní algoritmy pro definování přijatelného hluku. Většina z nich považuje výsledek tohoto testu menší než 1 % jako velmi dobrý. Od této testovací procedury byla odvozena řada dalších testovacích procedur. Jedním z nejčastějších názorů na tuto proceduru je její uzavřenost, nezahrnuje totiž dostatek zpomalovacích sekvencí. Většina této procedury je totiž zaměřena na vznik pískání při pohybu konstantní rychlostí. [2]

6.2 SAE J2521

Procedura SAE J2521 byla vyvinuta skupinou amerických vědců vedenou Peterem Blaschkem, aby umožnila detailnější pohled na vznik pískání brzd, než poskytovala procedura AK Noise. Tato procedura zahrnuje mnohem více zastavení, aby došlo k lepší simulaci běžných provozních podmínek vozidla. Tato procedura také zahrnuje charakteristiku třecího koeficientu po každé z hlavních sekcí. Důležitou odlišností procedury SAE J2521 je to, že je zvuk nahráván ve všech krocích testovací matice. To je důležité pro zjištění případů, kdy se nejvyšší úroveň hluku projevuje v krocích určení charakteristiky třecího koeficientu. Poprvé je zde také specifikována poloha mikrofonu, který slouží k nahrávání hluku vznikajícího při brzdových aplikacích a umožňuje následné odlišení hluku způsobeného dynamometrem a nežádoucího pískání třecích materiálů.

Procedura začíná počátečním zjetím třecích materiálů. Toto zjetí je simulováno 30 brzdými aplikacemi z rychlosti 80 km/h na 30 km/h při tlaku 30 bar a teplotě 100°C. Poté následuje část počátečního usazení brzd sérií 32 brzdých aplikací, kde dochází opět ke zpomalení z počáteční rychlosti 80 km/h na 30 km/h při počáteční teplotě 100°C. Avšak díky vyšším hodnotám tlaku v brzdové soustavě, který může dosáhnout velikosti až 51 bar dochází k dosažení vyšších teplot brzd na konci brzdové aplikace. Počáteční zjetí třecích materiálů končí 6 kroky charakteristiky třecího koeficientu brzdových materiálů. Tyto kroky jsou totožné s prvním krokem.

Jak již bylo zmíněno výše, hluk je zaznamenáván během všech brzdových aplikací. Z počátku se zdál být počet brzdových aplikací během počátečního zjetí třecích materiálů jako nedostatečný, avšak výhodnou tohoto řešení je možnost zachycení tzv. green noise. V některých případech se totiž s pískáním brzd setkáváme již u nových automobilů. Pro výrobce je samozřejmě nepřijatelné, aby se pískání brzd vyskytovalo na automobilu, který právě sjel z výrobní linky. Doufá se tedy, že nahrávání zvuku v počátečních fázích této procedury pomůže k odstranění těchto problémů.

Další fází testovací procedury je hlavní fáze hodnocení vzniku pískání. Tato série je třikrát opakována, aby došlo k získání dostatečného množství testovacích dat, celkem se tedy jedná o 554 brzdových aplikací. První sekce je brzdění při konstantní rychlosti, které je velmi podobné testovací proceduře AK Noise. Používají se rychlosti 3 a 10 km/h, počáteční teploty 50-200 °C a brzdící tlaky 0-30 bar s lineárním nárůstem a následně poklesem tlaku v brzdové soustavě. Poté následuje udržovací mezikrok a následně zahřátí před kroky Backward/forward. Tyto kroky jsou taktéž podobné proceduře AK Noise. Brzdění probíhá z rychlosti 3 km/h v obou směrech rotace při tlaku v rozmezí 0-20 bar a teplotách 150-50 °C, kde je zkoumána náchylnost ke vzniku pískání, jak pro jízdu vpřed, tak pro couvání.

Nevýhodou této procedury je nezahrnutí vlivů prostředí. Dobrým příkladem je například tzv. „ranní nemoc“. Aby mohlo dojít k simulaci tohoto zvuku, musela by procedura specifikovat podmínky jako téměř 90 % vlhkost vzduchu a teploty blízké bodu mrazu. Očekává se však, že to bude jedna z dalších modifikací této procedury, aby bylo možné úspěšně simulovat další možnosti vzniku pískání brzd. [2]

6.3 SHRUTÍ TESTOVACÍ METODIKY

Ačkoli jsou dynamometry využívány ke zkoumání vzniku pískání brzd po staletí, první celosvětově uznávanou procedurou byla procedura SAE J2521 publikovaná v červnu 2001. I když je v ní dobře charakterizovaná oblast testování s relativně novými standardy pro měřicí procedury, je v této oblasti stále spousta věcí k naučení a ke zlepšení.

Testovací dynamometry pro testování vzniku pískání brzd se stále vyvíjejí. Před několika lety byl standardem dynamometr bez simulace požadované setrvačnosti, jejíž reprezentace je nutná pro brzdové aplikace, ve kterých očekáváme vznik pískání. Také je považováno za vhodné používání čtvrtinových modelů vozů včetně odpružení pro dosažení co nejpřesnějších výsledků vzniku pískání a dynamometry musí tento trend následovat a umožnit upevnění těchto sestav. Dalším vývojem dynamometrů bylo umožnění simulace vhodných přírodních podmínek. Potřebujeme simulovat například „ranní nemoc“ a další přírodní podmínky abychom lépe pochopily vznik pískání za různých provozních podmínek jako například chladné oblasti s vysokou vlhkostí vzduchu nebo oblasti s vysokými průměrnými teplotami a nízkou vlhkostí vzduchu.

Procedura SAE J2521 se ukázala jako dobrý nástroj pro určení náchylnosti brzd ke vzniku pískání. Avšak již nyní je patrná nutnost dalších úprav této procedury. Některými z dalších úprav testovacích procedur je například stanovení požadavků přesně definovaných přírodních podmínek nebo změna počtu opakování kroků v jednotlivých sekcích. Řada měření však ukázala, že data získaná testováním na dynamometrech zcela nekorespondují s daty získanými měřením přímo na automobilech. Otázkou je, zda je možné upravit dynamometry, testovací hardware a procedury tak, aby byly schopny zcela nahradit nákladné testování na automobilech. Na druhou stranu je možné díky testům na dynamometrech simulovat stejné provozní podmínky pro různé testy, což umožňuje lepší předvídaní výskytu pískání, zkrácení testovacího času a rychlejší výměnu testovaných součástí. [2]

7 TYPY BRZDOVÝCH DESEK

Brzdové desky jsou především o kompromisech. Brzdové desky, které fungují dobře v běžném provozu nejsou v hodné pro provoz na závodní dráze, stejně tak jako brzdové desky určené pro závodní použití nefungují adekvátně v běžném provozu. Není možné vyrobit „ideální“ brzdovou desku pro každý typ vozidla nebo každý typ řidiče a každou situaci. Řidičský styl, osobní preference a provozní podmínky konkrétního vozidla záleží na konkrétním uživateli, proto se vyrábí několik typů brzdových desek pro každé vozidlo pro různá použití.

7.1 ORGANICKÉ BRZDOVÉ DESKY

Organické brzdové desky, také známé jako NAO (non-asbestos organic) byly vyvinuty jako alternativa k azbestovým brzdovým deskám. Jsou složeny z různých vláken spojených pojící pryskyřicí. Některé z běžně používaných materiálů pro výrobu organických brzdových desek jsou například sklo, guma, uhlík nebo kevlar. Protože materiály a nástroje pro výrobu těchto brzdových desek jsou stále nejméně nákladné, nacházejí tyto brzdové desky uplatnění především v prvovýrobě, kdy je tímto typem brzdových desek v USA vybaveno až 70 % nových automobilů.

Klady:

- měkké, tiché, nízké opotřebení brzdového kotouče
- nepotřebují příliš tepla k vytvoření velkého tření
- produkují méně prachu než kovové desky
- nízké výrobní náklady
- vhodné pro běžný provoz za různých přírodních podmínek
- velmi vhodné pro každodenní používání

Zápory:

- dobrá funkčnost pouze v omezeném rozmezí teplot
- rychlé opotřebení v porovnání s ostatními typy brzdových desek
- vysoká kompresibilita může způsobovat špatnou odezvu brzdového pedálu
- při přehřátí dochází k razantnímu snížení třecího koeficientu
- nevhodné pro sportovní využití



Obr. 12 NAO brzdové desky [7]

7.2 KOVOVÉ BRZDOVÉ DESKY

Jak název napovídá, 30-65 % hmotnosti těchto brzdových desek tvoří kovy, především ocel, železo, měď atd. Tyto kovy jsou kombinovány s modifikátory tření a plnivem. Kovové brzdové desky mají nejširší rozsah použití. Tato univerzálnost je však kompenzována vyšším sklonem k pískání a vyšší prašností. Mají také vyšší životnost v porovnání s organickými brzdovými deskami a jejich kovová matrice lépe odvádí teplo od brzdového kotouče a umožňuje efektivnější chlazení brzd.

Klady:

- výrazně lepší brzdné výkony v porovnání s organickými deskami
- vysoká teplotní odolnost díky kovovým příměsím
- dobrý nástup brzdného účinku za studena
- velké rozmezí teplot
- nízká kompresibilita-lepší citlivost brzdového pedálu
- velký rozsah použití-od běžného provozu až po extrémní použití na okruhu

Zápory

- vyšší sklon ke vzniku pískání než organické nebo keramické brzdové desky
- vyšší produkce prachu
- díky vyšší abrazivitě způsobují rychlejší opotřebení brzdového kotouče
- dražší než organické brzdové desky
- nutnost správného zajetí



Obr. 13 Kovové brzdové desky [7]

7.3 KERAMICKÉ BRZDOVÉ DESKY

Nejnovějším typem brzdových desek jsou keramické brzdové desky. Tyto brzdové desky vznikly jako náhrada za organické a kovové brzdové desky z důvodu snížení hluku a množství prachu. Keramické brzdové desky jsou složeny z hustého keramického materiálu s měděnými vlákny. [7]

Klady

- tišší než ostatní typy brzdových desek-vznikající hluk je mimo slyšitelnou oblast lidského sluchu

- produkují jemnější světlejší prach který neulpívá na kolech
- vyšší životnost než ostatní typy brzdových desek
- stabilní brzdný výkon ve velkém rozpětí teplot

Zápory

- obvykle nejdražší varianta brzdových desek
- nevhodné pro použití do extrémně chladného prostředí
- slabý odvod tepla způsobuje navýšení teplot v brzdovém systému
- neexistující aplikace pro nákladní a závodní automobily



Obr. 14 Keramické brzdové desky [7]

8 GOUKI NOISE

8.1 CHARAKTERISTIKA

Tento zvuk ve zkoumané podobě byl pozorován na zadní kotoučové brzdě u nového modelu francouzské automobilky. Neprojevuje se jako běžné pískání, nýbrž se jedná o zvuk připomínající spíše nízkofrekvenční vrzání objevující se ve velmi malých rychlostech při zastavování automobilu. Jedním z možných původců tohoto zvuku se zpočátku zdálo být uložení zadní nápravy nebo její odpružení. Vůz, na kterém byl tento jev pozorován byl vybaven zadní klikovou nápravou s vlečnými rameny spojenými zkrutnou příčkou odpruženou vinutými pružinami s teleskopickými tlumiči.



Obr.15 Zadní náprava testovaného vozidla

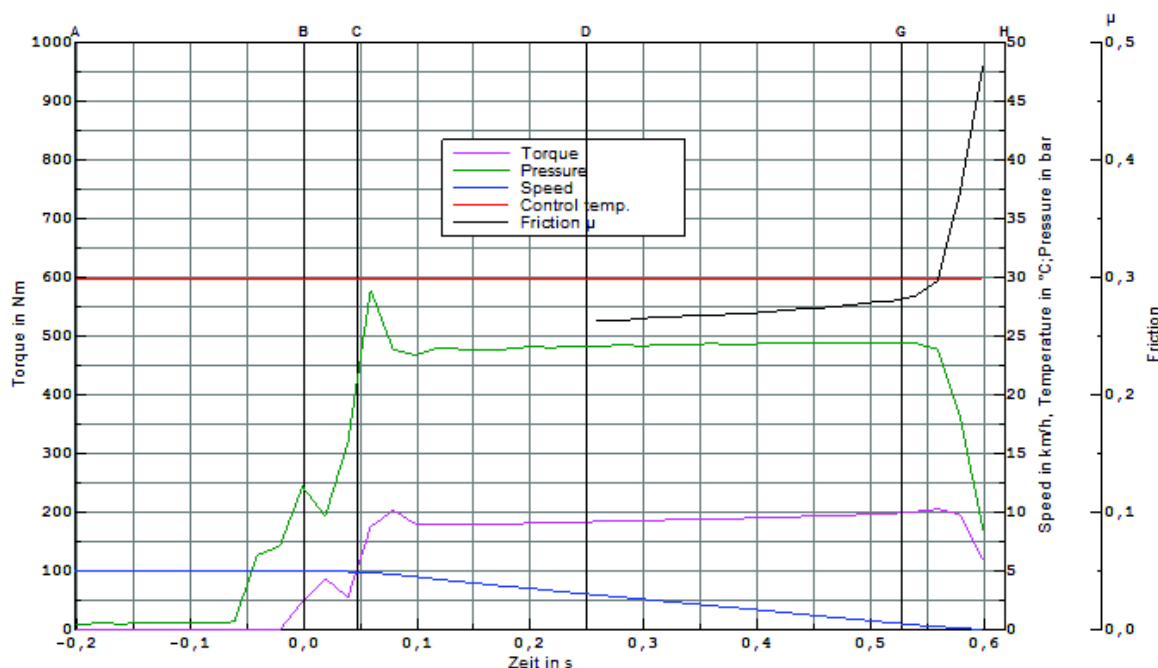
Určení výskytu tohoto zvuku bylo možné na základě údajů z testů přímo na automobilech, a především subjektivních pocitech testovacích jezdců popisujících jeho výskyt. Z dostupných zdrojů bylo tedy patrné, že vrzavý zvuk se objevuje při „zhoupnutí“ auta bezprostředně po jeho zastavení vlivem zbytkové energie v celém systému. Tento zvuk se také vyskytoval pouze za určitých podmínek – pouze při zastavení v malých rychlostech a relativně nízkých teplotách jako například zastavení při ranním výjezdu z garáže či popojíždění na semaforech. Naopak při intenzivnějším brzdění z vyšších rychlostí, při kterých bylo dosaženo vyšších teplot brzdového kotouče, se tento zvuk neobjevil.



Obr.16 Zkoumání výskytu gouki noise na automobilu

8.2 BRZDOVÁ APLIKACE

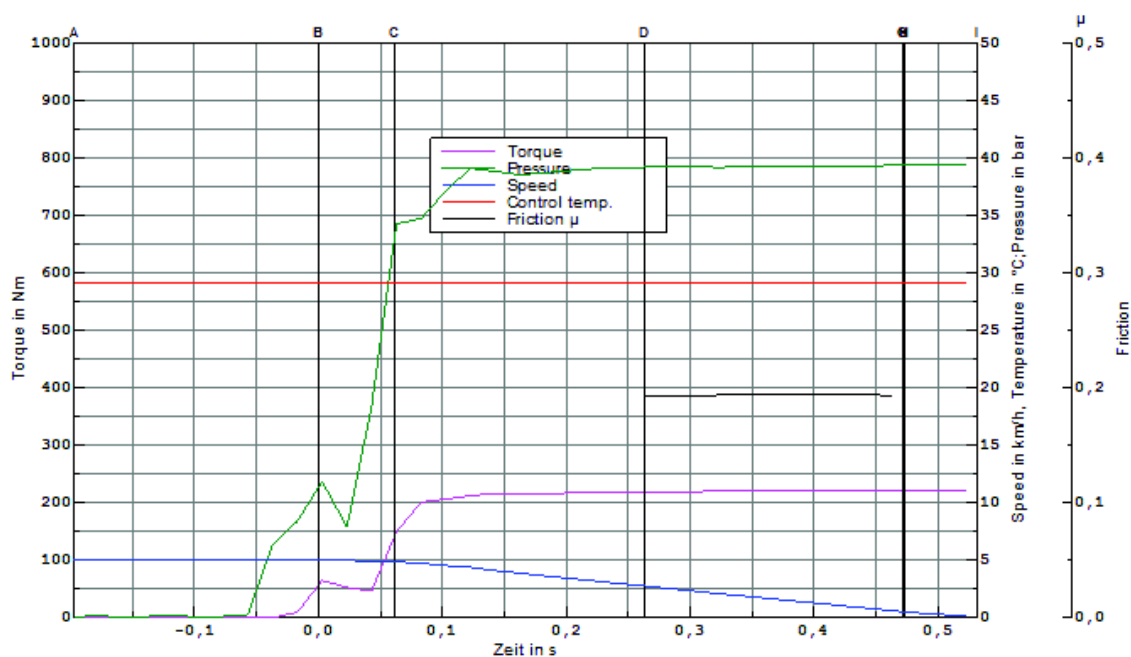
Po zjištění podmínek, při kterých dochází ke vzniku gouki noise bylo nutné pokusit se tento problém simulovat v laboratorních podmínkách na dynamometru, aby bylo možné zjistit jeho příčinu, a aby mohlo dojít k jeho eliminaci. Důvodem, proč tento problém nebyl odhalen při vývoji brzdových desek pro konkrétní aplikaci bylo již samotné řízení brzdových kroků při testech. Na obr. 17 je záznam brzdového kroku v běžně používané formě.



Obr. 17 Příklad průběhu brzdové aplikace

Z obrázku je patrný průběh brzdové aplikace. Brzdový krok začíná v bodě A, kdy není v brzdovém systému žádný tlak a dynamometr se točí otáčkami odpovídajícími rychlosti automobilu 100 km/h (tyto otáčky se dopočítávají na základě požadované rychlosti a zadaném efektivním poloměru rotace). Samotné brzdění probíhá mezi body C a G, mezi těmito body lze pozorovat pokles rychlosti až do zastavení dynamometru. Nárůst brzdového tlaku začíná již před dosažením bodu C tak, aby na základě definovaného přírůstku tlaku za určitý čas byla v bodě C dosažena nominální hodnota požadovaného tlaku v brzdové soustavě. Brzdová aplikace je ukončena po dosažení konečné rychlosti a v tomto momentě dochází také k poklesu tlaku v brzdové soustavě a tím k odbrzdění. Záznam mezi body G a H slouží k porozumění chování brzdy po odbrzdění a pozorování změny teploty v brzdovém kotouči.

Hlavním důvodem, proč nebylo možné při původním testování odhalit gouki noise, je právě toto odbrzdění bezprostředně po zastavení, zatímco při testování na automobilu se tento nežádoucí zvuk projevoval po zastavení při sešlápnutém brzdovém pedálu, tedy stálým tlakem v brzdovém systému. Proto bylo nutné upravit řízení testovacího programu. Požadavkem bylo vytvoření testovacího kroku, který by umožňoval udržení tlaku v brzdové soustavě i po zastavení, aby bylo možné zkoumat zbytkovou energii v systému, která by se podle očekávání měla projevit jako zbytkový moment, který by měl být schopný dynamometr zaznamenat. Tento úkol však svojí komplikovaností přesahoval schopnosti autora práce, proto byl tento úkol přenechán odborníkovi, zabývajícímu se konkrétním řídicím softwarem použitým při řízení testů na dynamometrech.

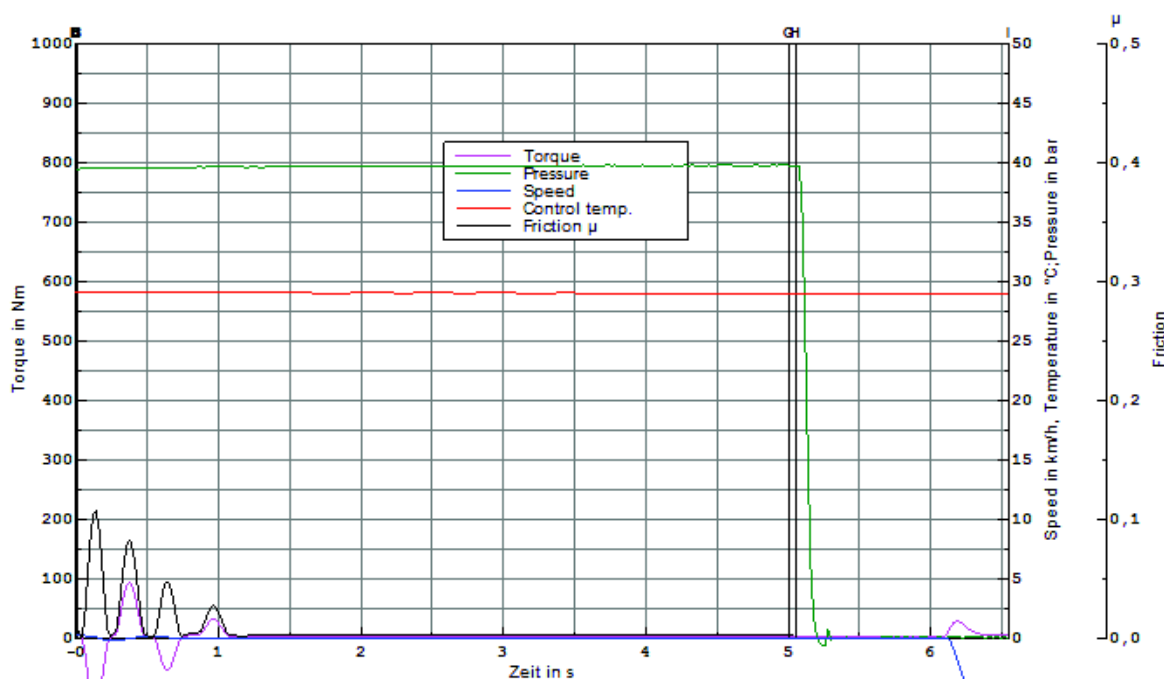


Obr. 18 Upravená brzdová aplikace s udržováním tlaku po dosažení konečné rychlosti

Po úpravě řídicího programu byl vytvořen nový typ testovacího kroku, který umožňoval udržení požadovaného tlaku v brzdovém systému i po ukončení brzdové aplikace. Při udržování konstantního tlaku v brzdové soustavě je také patrné lineární zpomalení způsobené konstantním momentem až do konce brzdového kroku. Ani s novým řízením brzdových kroků však nebylo možné tento zvuk simulovat a zjistit jeho příčinu. Problémem byla maximální možná délka brzdového kroku po skončení brzdění. Délku brzdového kroku lze řídit požadovanou konečnou

rychlostí otáčení dynamometru nebo délkou trvání kroku. Jelikož v prvním kroku bylo nutné dosáhnout požadovanou změnu rychlosti, nebylo možné využít časové řízení brzdového kroku a brzdový krok byl ukončen dříve, než se stihl projev zbytkový moment způsobený nahromaděnou energií v systému. Jelikož s touto dobou trvání brzdového kroku nebylo možné nic dělat, jevila se jako nejlepší možnost zaznamenání tohoto momentu pomocí dalšího brzdového kroku.

Po několika různých variantách kombinace brzdových kroků se nejvíce osvědčila následující varianta. Jako první nový brzdový krok s možností udržovat požadovaný tlak v brzdové soustavě až do konce brzdového kroku řízený změnou rychlosti otáčení dynamometru, následovaný běžně používaným časově řízeným brzdovým krokem s odbrzděním na konci. Nastavení stejného tlaku pro oba brzdové kroky způsobí, že nedojde k odbrzdění na začátku druhého kroku, ale tlak se udržuje konstantní až do uplynutí stanoveného času, kdy dojde k odbrzdění. Otáčky dynamometru jsou v druhém kroku nulové. Druhý krok tedy slouží pouze k zaznamenání chování brzdy po předchozím brzdění.



Obr. 19 Zaznamenání zdroje Gouki noise

Kombinací těchto dvou kroků bylo již možné zaznamenat zdroj zkoumaného zvuku. Zvuk byl pravděpodobně skutečně způsoben zakmitáním nápravy vlivem zbytkové energie v systému, který je patrný sinusovým průběhem krouticího momentu působícího na zadní nápravu. Nevýhodou tohoto řešení záznamu pomocí dvou kroků je doma mezi jednotlivými záznamy, kdy vzniká okno cca 120 ms, které nejsme schopni pomocí tohoto testovacího přístupu zaznamenat.

8.3 TESTOVACÍ PROCEDURA

Po vyřešení problémů s řízením brzdových kroků bylo možné přejít k tvorbě testovací procedury, aby došlo k vytvoření srovnatelných podmínek pro srovnání jednotlivých materiálů.

Pro správné fungování třecích materiálů provést správné zasetí brzdových desek. Toto zasetí vychází z testovací procedury SAE J2521, která je mezinárodně uznávanou testovací procedurou pro zkoumání výskytu nežádoucích zvuků při brzdění. Testovací procedura začíná takzvaným prvotním zasetím třecích materiálů. To je uskutečněno brzděním z rychlosti 80 km/h na 30 km/h při počáteční teplotě 100 °C a relativně malých tlacích v brzdové soustavě v rozmezí od 15 do 51 bar, celkem se jedná o 32 brzdových kroků. Toto prvotním zasetí je následováno sérií matic s různými počátečními teplotami. Tlaky v brzdové soustavě jsou při těchto maticích 0, 30, 5, 25, 10, 20 a 15 bar, brzdění probíhá v rychlostech 10 a 3 km/h pro každý ze zadaných tlaků. Rychlost otáček dynamometru se během těchto brzdových kroků nemění, dochází k tzv. drag braking, tedy brzdění při konstantní rychlosti. Tyto brzdové kroky se opakují pro matice s počátečními teplotami 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250, 275 a 300°C. Celá tato série je poté opakována v sestupném pořadí počátečních teplot.

Tab. 1 Řídící parametry testovací matice gouki noise

Číslo kroku	Počáteční rychlost	Konečná rychlost	Počáteční teplota	Tlak	Trvání
	[km/h]	[km/h]	[°C]	[bar]	[s]
494	5	0	30	5	
495	5	0	30	10	
496				10	2
497	5	0	30	5	
498	5	0	30	25	
499				25	2
500	5	0	30	5	
501	5	0	30	40	
502				40	2
503	-5	0	30	5	
504	-5	0	30	10	
505				10	2
506	-5	0	30	5	
507	-5	0	30	25	
508				25	2
509	-5	0	30	5	
510	-5	0	30	40	
511				40	2
512	10	0	30	5	
513	10	0	30	10	

514				10	2
515	10	0	30	5	
516	10	0	30	25	
517				25	2
518	10	0	30	5	
519	10	0	30	40	
520				40	2
521	-10	0	30	5	
522	-10	0	30	10	
523				10	2
524	-10	0	30	5	
525	-10	0	30	25	
526				25	2
527	-10	0	30	5	
528	-10	0	30	40	
529				40	2

Samotná matice sloužící k simulaci gouki noise se skládá z opakování série tří brzdových kroků pro různé hodnoty tlaku v brzdové soustavě, celkem se tedy jedná o 34 brzdových kroků. Prvním krokem je brzdění při tlaku pouze 5 bar. Při tomto brzdění dojde k přesnějšímu vymezení vůle mezi brzdovými deskami a kotoučem a umožňuje nám dosáhnout větší přesnosti při opakování brzdění. Druhým krokem je samotné brzdění. Na základě údajů z testování na automobilu se provádí z relativně malé rychlosti 5 a 10 km/h, ve směru vpřed i vzad, až do zastavení při počáteční teplotě 30 °C a různých tlacích v brzdové soustavě. Třetím krokem je krok sloužící k záznamu chování brzdových desek po zastavení, probíhá při nulových otáčkách a tlaku odpovídajícímu předcházejícímu kroku. Pro zaznamenání většího množství dat se tato matice opakuje dvakrát.

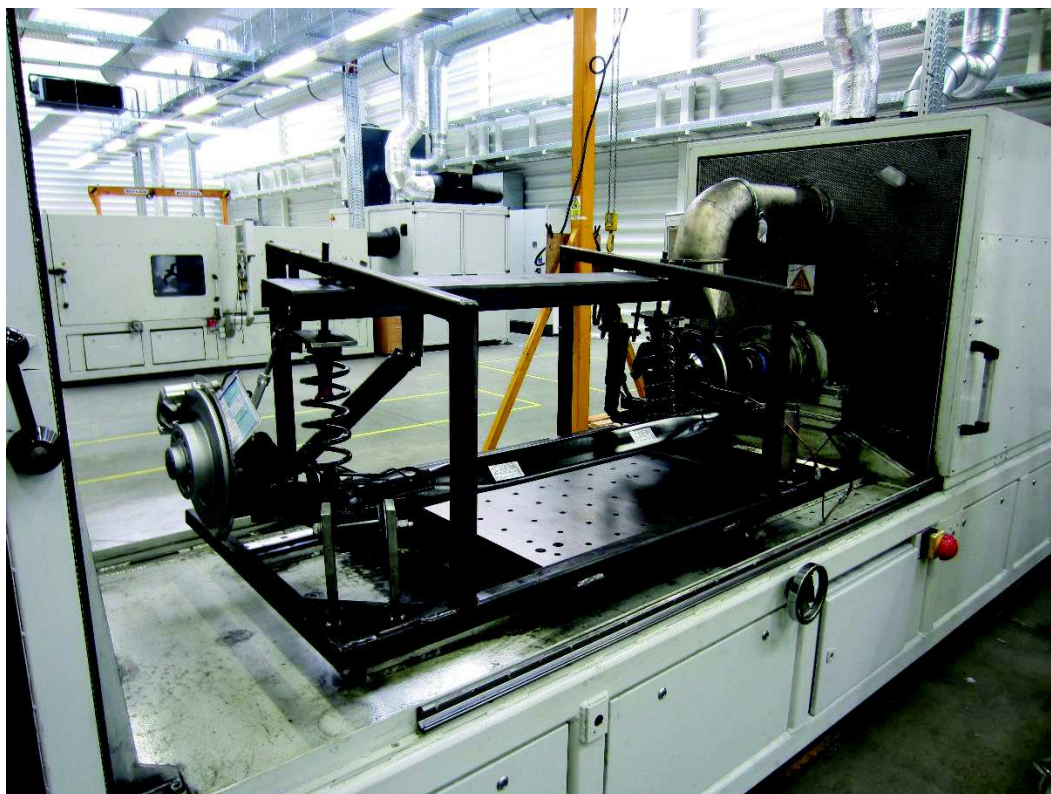
Teplota chladícího vzduchu je stanovena na 20 °C, rychlost foukání 80 km/h v průběhu celého testu a vzorkovací perioda je 200 ms.

Celkem se tato testovací procedura skládá z 566 brzdových kroků a její doba trvání je přibližně 8,2 hodiny.

8.4 PŘÍPRAVA TESTU

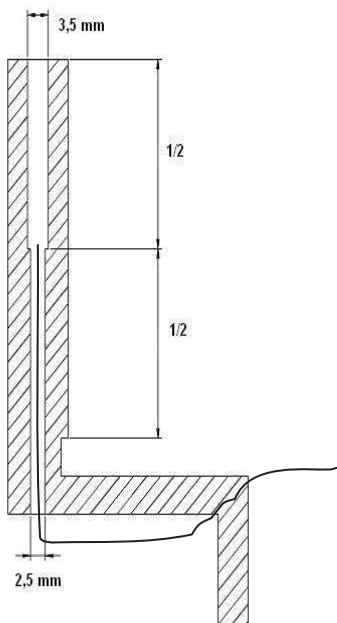
8.4.1 TESTOVACÍ VYBAVENÍ

Pro co nejpresnější navození provozních podmínek odpovídajících podmínkám při testování na automobilu bylo nutné vyrobit odpovídající testovací přípravek. Tento přípravek je tvořen zadní klikovou nápravou zkoumaného automobilu s podélnými vlečnými rameny, tlumiči, pružinami a nábojem. Úchyty použité pro uchycení nápravy do pomocného rámu odpovídají uchycení na karoserii zkoumaného vozidla. Souřadnice bodů uchycení nápravy ke karoserii byly pro potřebu zkoumání výskytu gouki noise dodány výrobcem.



Obr. 20 Testovací přípravek umístěný na dynamometru

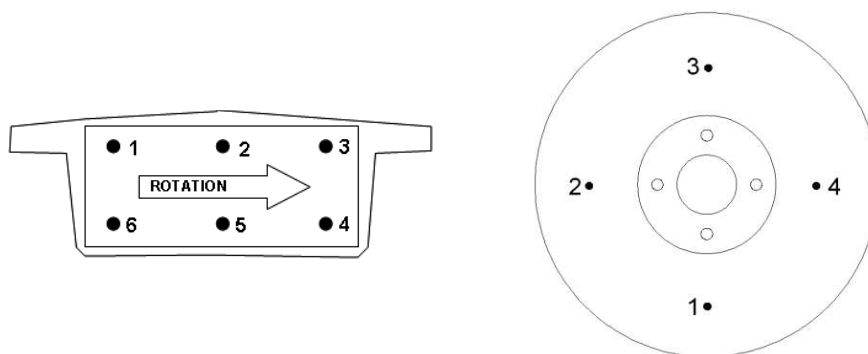
Po ustanovení nápravy do pomocného rámu, bylo nutné také vyvolat odpovídající předepnutí pružin. To bylo provedeno pomocí dvou háků se šroubovicemi spojených stahovací maticí. Délka stlačení pružiny byla odvozena od délky stlačení pružiny testovaného automobilu se dvěma pasažéry na předních sedadlech (v tomto obsazení probíhala většina testů přímo na automobilu). Dále byl testovací přípravek osazen originálními kotouči s ložiskem o rozměru 290x11 mm, originálním jednopístkovým brzdíčem s průměrem pístku 38 mm a originálními brzdovými deskami. Dále bylo provedeno navrtání brzdového kotouče a instrumentace termočlánku typu K pro snímání řídicí teploty brzdového kotouče během testu dle obrázku.



Obr. 21 Umístění termočládku v brzdovém kotouči

8.4.2 MĚŘENÍ BRZDOVÝCH DESEK A KOTOUČE

Před spuštěním testu bylo provedeno také měření tloušťky brzdových desek a brzdového kotouče, aby bylo možné stanovit opotřebení v průběhu testu, případně také zkoumat výskyt gouki noise v závislosti na opotřebení brzdových desek a kotouče. Naměřené hodnoty v definovaných bodech jsou zaznamenány v následující tabulce.



Obr. 22 Měřicí body testovaných brzdových desek a kotouče

Tab. 2 Rozměry testovaných desek a kotouče před testem

	Brzdový kotouč	Vnitřní brzdová deska	Vnější brzdová deska
	[mm]	[mm]	[mm]
1	10,974	15,988	15,963
2	10,987	15,960	15,972
3	10,986	15,951	15,985
4	10,984	15,931	15,941
5		15,932	15,935
6		15,958	15,948

Tab. 3 Hmotnosti testovaných desek a kotouče před testem

Brzdový kotouč	Vnitřní brzdová deska	Vnější brzdová deska
[g]	[g]	[g]
7948,6	237,7	238,4

8.4.3 AKUSTICKÉ MĚŘENÍ REZONANČNÍCH FREKVENCÍ

Akustické měření rezonančních frekvencí je nedestruktivní testovací technika založená na modální nebo vibrační analýze součástí. Touto metodou jsou analyzovány například přirozené frekvence nebo tlumení materiálu, které přímo souvisejí s mechanickými vlastnostmi materiálů. Porucha ve struktuře součásti vede ke změně mechanických vlastností a z toho důvodu dochází k redukci některých přirozených frekvencí a nárůstu tlumících faktorů. Například prasklina v materiálu může způsobit potlačení některých rezonančních frekvencí a nárůst tlumícího koeficientu. Každý objekt má nekonečně mnoho rezonančních módů, které se projevují jako špičky ve frekvenční odezvě. Frekvence rezonančních módů závisí na elastických vlastnostech materiálu a geometrii.

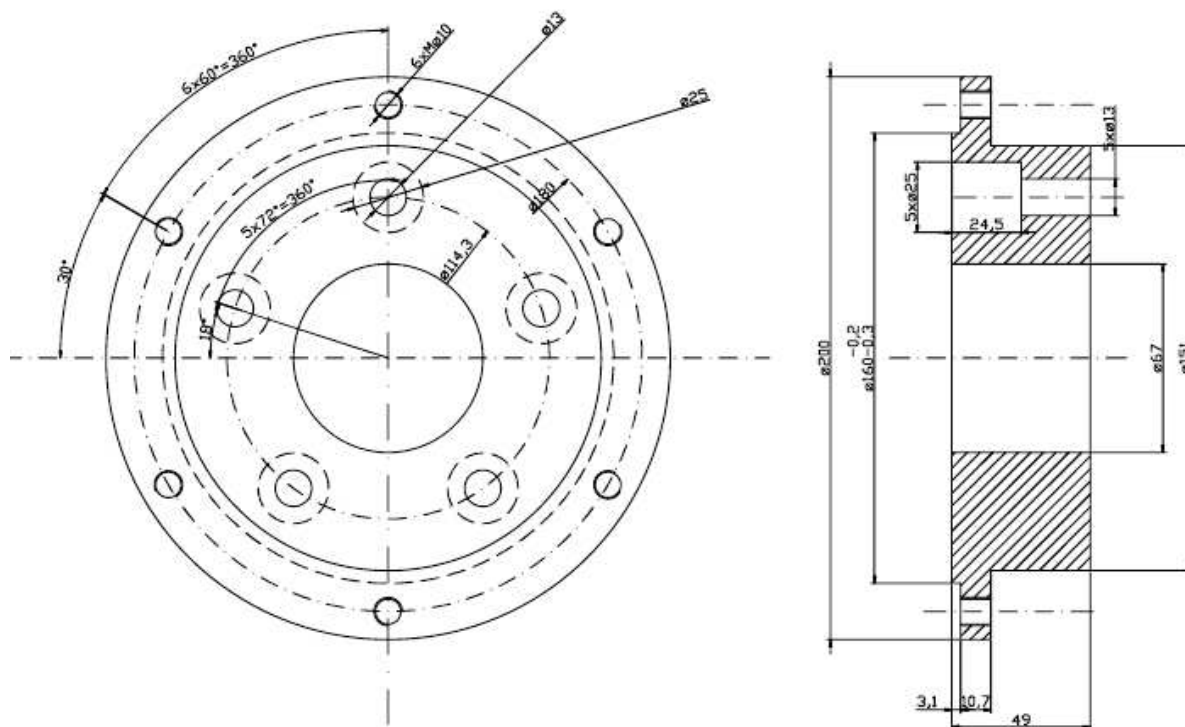
Před testováním výskytu gouki noise na zkoumané aplikaci bylo provedeno toto měření pro testované brzdové desky a brzdový kotouč, aby bylo možné na základě údajů z akcelerometru získaných během testu určit, zdali frekvence, ve kterých se gouki noise objevuje, nejsou také zároveň rezonančními frekvencemi, které daný zvuk způsobují. Naměřené hodnoty rezonančních frekvencí brzdových desek vybraného testu s nejlepšími výsledky jsou 4823, 6709 a 9952 Hz.



Obr. 23 Akustické měření rezonančních frekvencí

8.4.4 INSTRUMENTACE MĚŘÍCÍHO HW

Po výrobě testovacího přípravku a nezbytném měření testovaných materiálů bylo možné provést montáž zařízení na dynamometr. Testovací rám s nápravou byl navržen tak, aby jej bylo možné uchytit k upínací desce dynamometru pomocí šroubů M14, brzdový kotouč je s dynamometrem spojen hřídelí se dvěma homokinetickými klouby a přírubou s odpovídající roztečí.



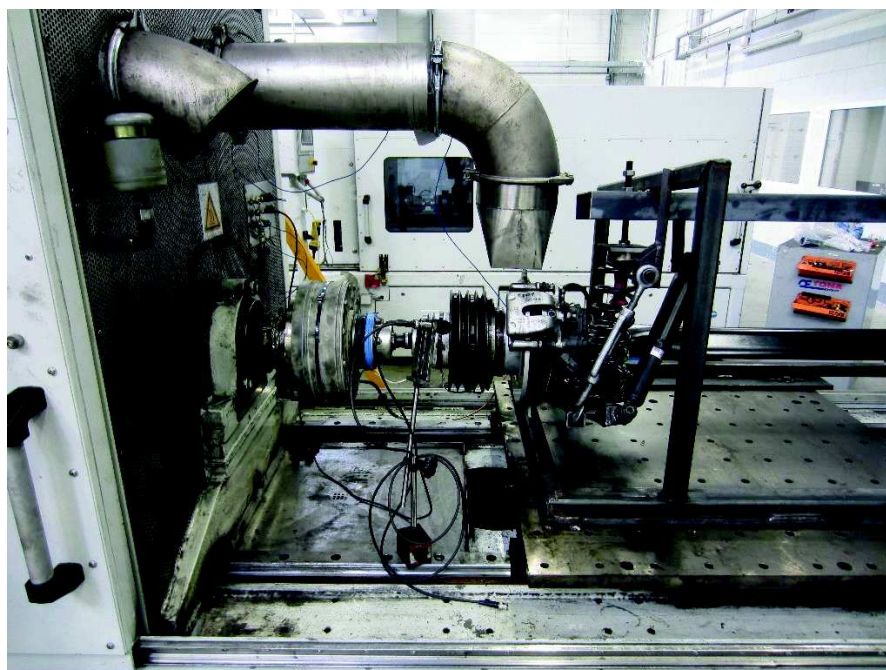
Obr. 24 Rozměry příruby pro uchycení hřídele k brzdovému kotouči

Termočlánek v brzdovém kotouči je propojen s dynamometrem pomocí kroužkového sběrače umístěném v dynamometru. Dále byl na vnější brzdovou desku umístěný jednoosý akcelerometr PCB o senzitivitě 100 mV/g připojený na DT modul, který je součástí dynamometru.



Obr. 25 Umístění akcelerometru

Aby bylo možné průkazně ověřit, že opravdu dochází k výskytu gouki noise při jednotlivých brzdných krocích, došlo k instalaci mikrofону, který umožňoval nahrávání zvuků ve formátu mp3 vznikajících při brzdění. Pozice mikrofónu byla odvozena od jiných, běžně používaných testovacích procedur, ve vzdálenosti 50 cm ve vertikálním i horizontálním směru od brzdového kotouče. Správná funkčnost mikrofónu byla ověřována pomocí kalibrátoru před každým testem. Aby nedošlo k degradaci třecích materiálů vlivem jejich přehřátí, byl nad brzdu umístěn výstup chlazeného vzduchu. Rychlost proudění vzduchu a jeho teplota je definovaná pro každý brzdový krok samostatně.

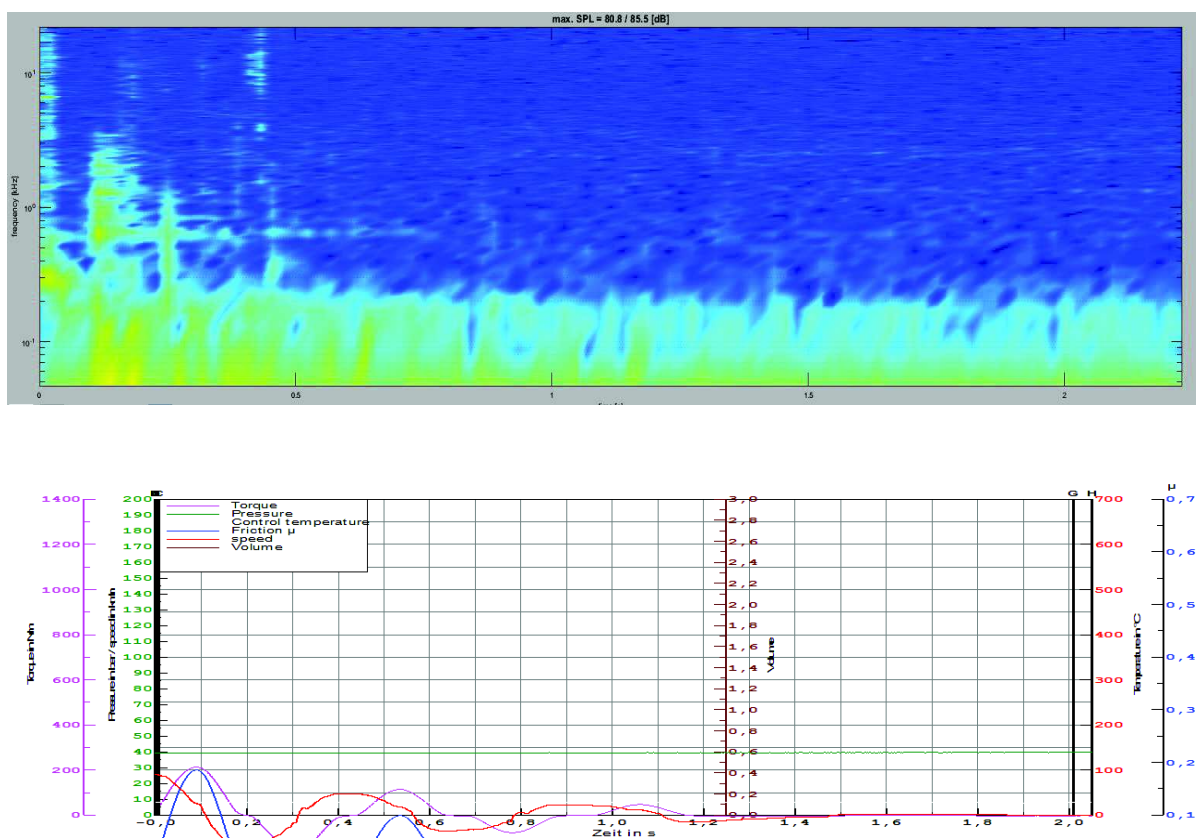


Obr. 26 Instrumentace testovaného vybavení

9 VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Na základě výše uvedených poznatků byla provedena série měření. V průběhu různých měření docházelo ke korekcím veličin jako například teploty chladícího vzduchu nebo tlakového gradientu (rychlosti nárůstu tlaku v brzdové soustavě). Přestože se nepodařilo simulovat zvuk gouki noise, dle předpokladů řada testů ukázala velmi nezvyklé vibrace brzdové desky po zastavení, které doposud nebyly při testování brzd zkoumány a které jsou nejpravděpodobnějším zdrojem tohoto nežádoucího zvuku.

Nejvíce se tyto vibrace brzdových desek během testování projevovaly u kovových brzdových desek (které mají největší sklon ke generování hluku) při brzdění z malé rychlosti a relativně vysokém brzděném tlaku. Konkrétně provedeme zhodnocení výsledků při brzdění z rychlosti 5 km/h směrem vzad a brzděném tlaku 40 bar.

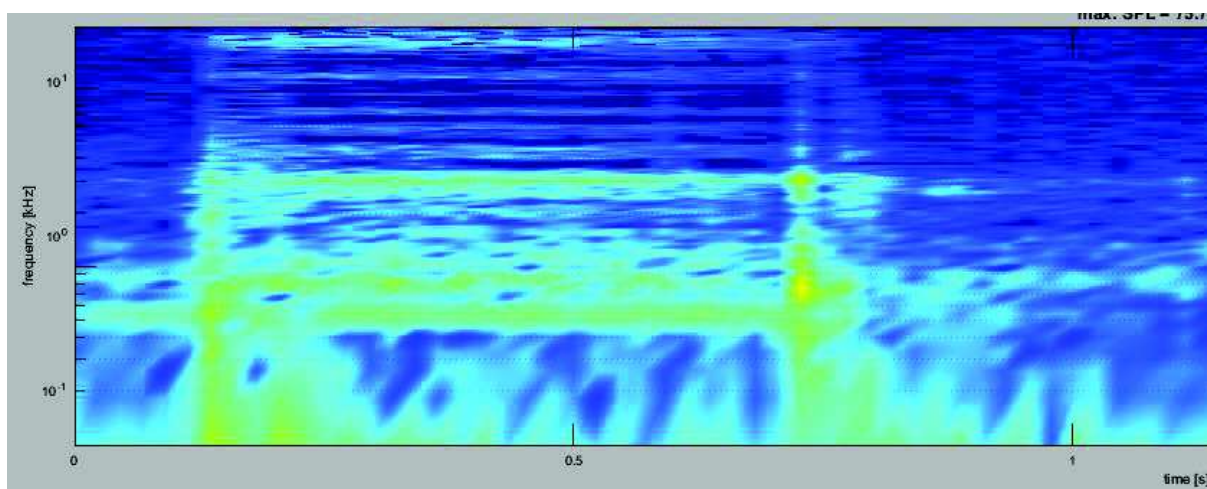


Obr. 27 Porovnání naměřených dat z dynamometru a spektrogramu vytvořeného na základě naměřených dat z akcelerometru

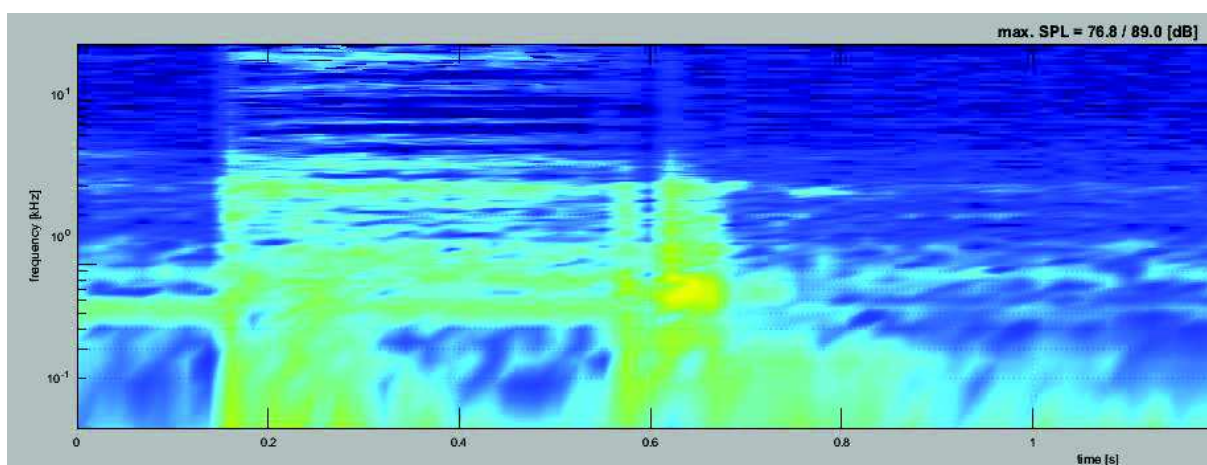
Z grafu naměřených hodnot z dynamometru je patrné zakmitání brzdy po ukončení brzdění, jak bylo popsáno v kapitole 8.2. Tomu odpovídají i data získaná měřením pomocí akcelerometru. Ze spektrogramu vytvořeného na základě naměřených dat z akcelerometru lze pozorovat v čase do 1 s od začátku brzdového kroku řadu nízkofrekvenčních vibrací okolo 100 Hz. Z hlediska

generování zvuku je důležitější však výskyt vibrací o frekvencích okolo 10 kHz v čase cca 0,1 s od začátku brzdového kroku. Tyto vibrace, které generují hluk až 85,5 dB, se jeví jako nejpravděpodobnější původce hledaného zvuku, avšak jeho výskyt se pomocí zvukového záznamu brzdového kroku ověřit nepodařilo. Lze pozorovat, že dochází k výskytu vibrací v rozmezí 8–10 kHz, kde se nachází také jedna z rezonančních frekvencí brzdových desek naměřená prostřednictvím ARD, je tedy pravděpodobné, že dochází k rozkmitání brzdových desek jedním z rezonančních módů a tím dochází ke vzniku pozorovaného zvuku.

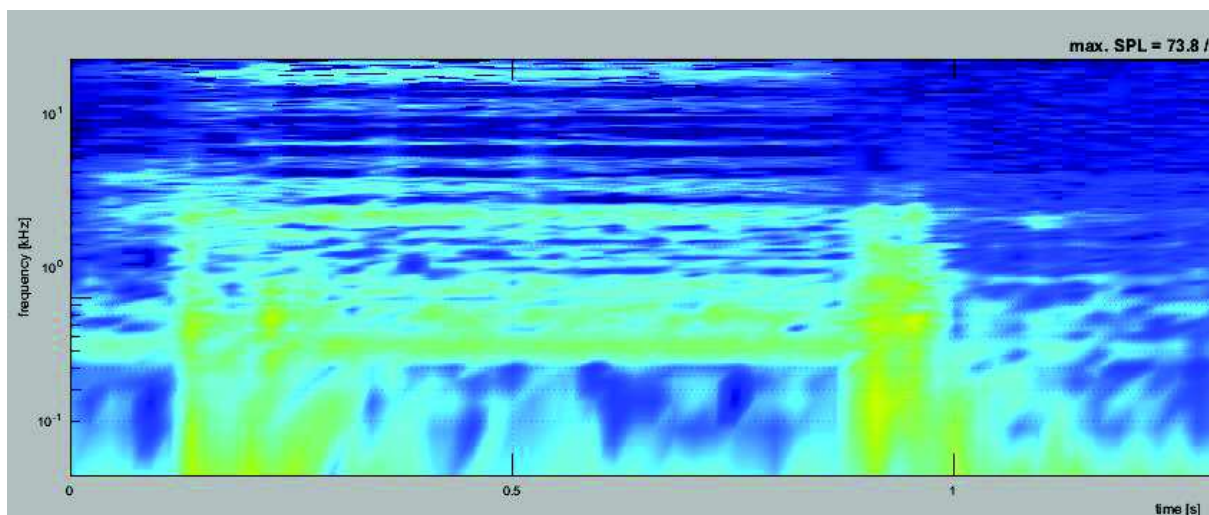
Tento typ vibrací se vyskytuje téměř ve všech brzdových krocích po skončení brzdění při různých tlacích a rychlostech. Z následujících spektrogramů lze porovnat výskyt vibrací v závislosti na těchto parametrech.



Obr. 28 Spektrogram brzdového kroku 495: brzdění z rychlosti 5 km/h při tlaku 10 bar



Obr. 29 Spektrogram brzdového kroku 499: brzdění z rychlosti 5 km/h při tlaku 25 bar



Obr. 30 Spektrogram brzdového kroku 512: brzdění z rychlosti 10 km/h při tlaku 40 bar

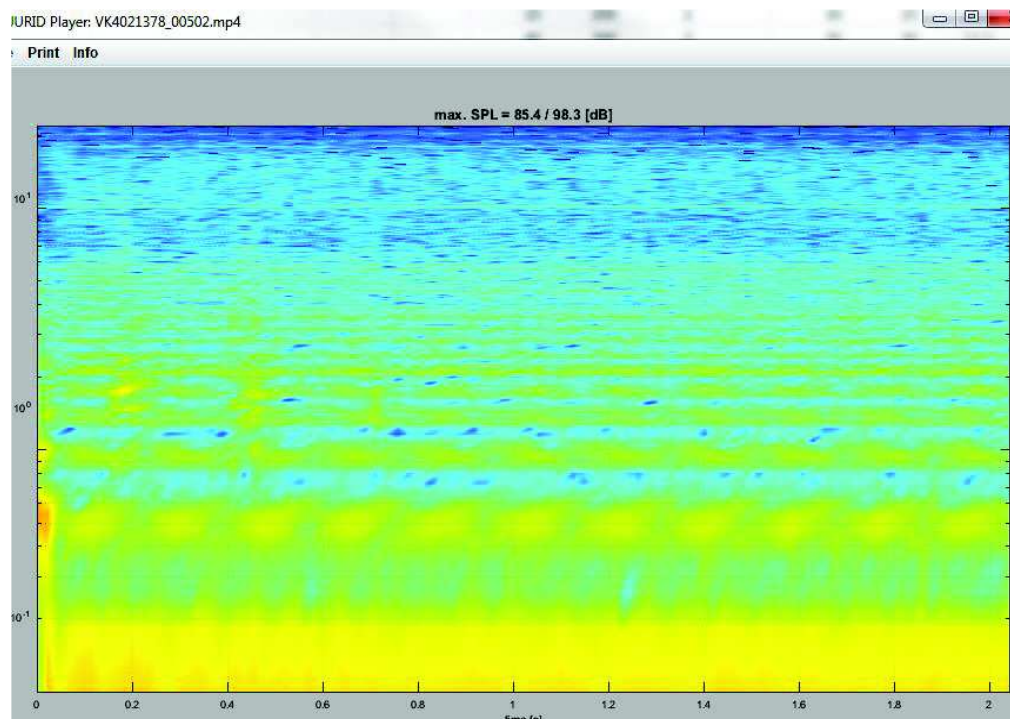
9.1 MĚŘENÍ S ALU DISKEM

Dalším krokem k zajištění lepších výsledků v dostupných podmínkách se jevílo doplnění testovacího přípravku o originální disk s pneumatikou testovaného automobilu. Automobil je vybaven poměrně atypickým diskem o průměru 20 palců doplněný pneumatikou 195/55/20. Kvůli této modifikaci musela být také upravena příruba pro uchycení hřídele s homokinetickými klouby, která zprostředkovává přenos krouticího momentu z dynamometru na testovaný přípravek. Instrumentace měřicích zařízení a testovací procedura zůstaly kvůli porovnatelnosti naměřených hodnot zachovány. Jedinou změnou bylo umístění chladicího hrdla – kvůli disku nebylo možné umístit hrdlo přímo nad brzdu a tím zrychlit její ochlazování mezi jednotlivými kroky a tím docílit rychlejšího průběhu testu (spuštění daného testovacího kroku je řízeno požadovanou maximální teplotou brzdového kotouče). Délka testu se vlivem posunutí hrdla chladicího vzduchu prodloužila přibližně o 2 hodiny.



Obr. 31 Testovací přípravek s originálním diskem a pneumatikou

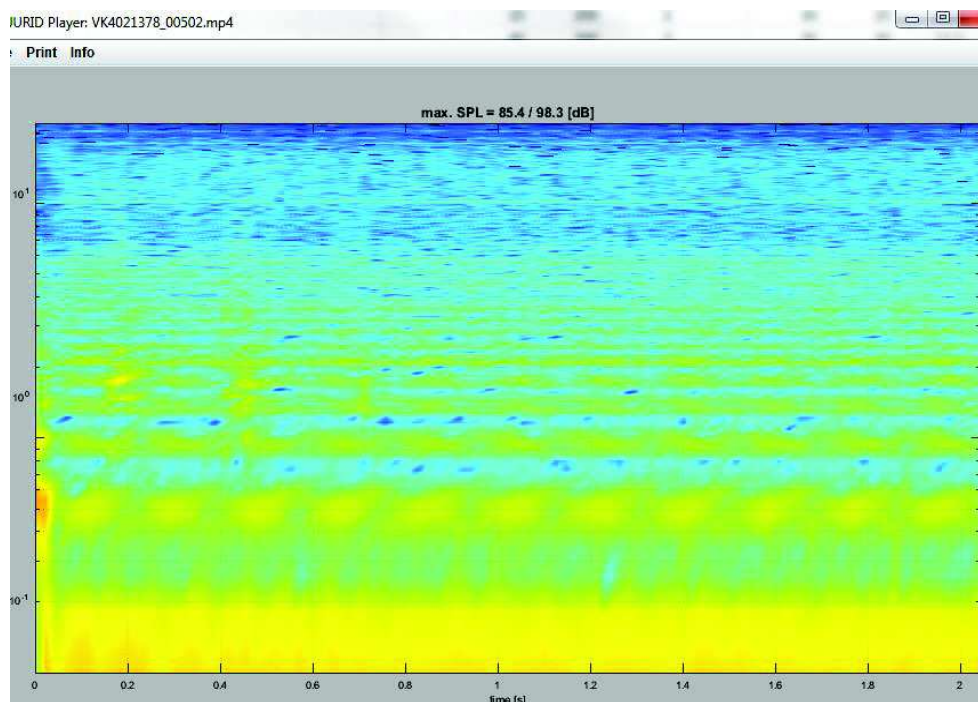
Nejlépeších výsledků bylo dosaženo podobně jako u měření bez disku u kroků s malou počáteční rychlostí a vysokým tlakem v brzdové soustavě, konkrétně při počáteční rychlosti 5 km/h a tlaku 40 bar. Úroveň hluku se oproti měření bez disku se v tomto kroku zvýšila z 85,5 dB na hodnotu 98,3 dB.



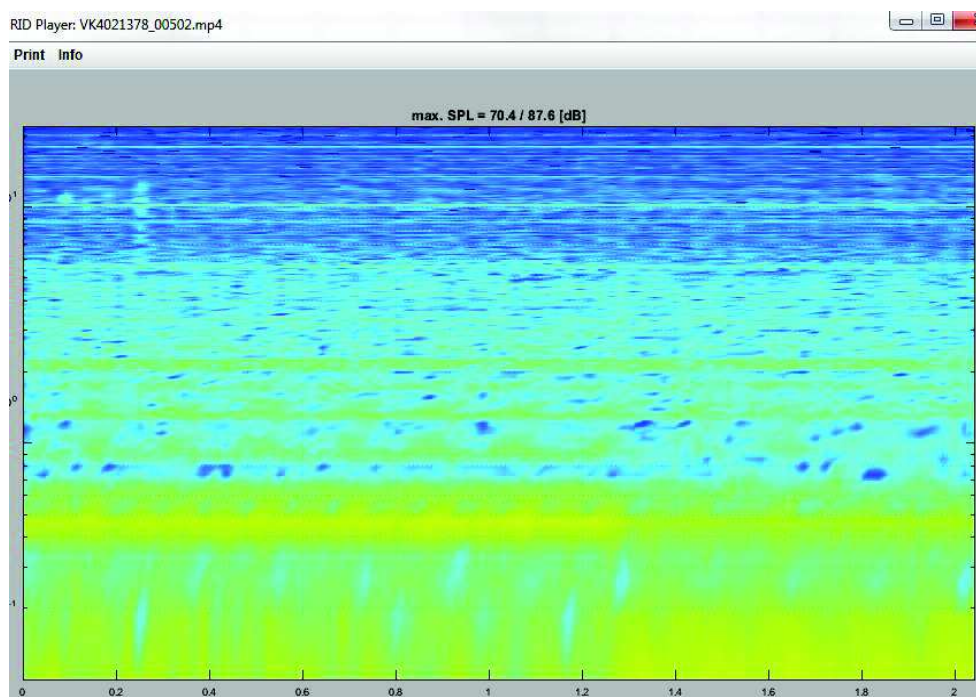
Obr. 32 Spektrogram brzdového kroku 502: brzdění z rychlosti 5 km/h při tlaku 40 bar, kovové brzdové desky

9.2 POROVNÁNÍ BRZDOVÝCH DESEK

Nejvhodnějším porovnáním se jevílo přímé srovnání použitých třecích materiálů. Všechny předchozí testy byly prováděny na sadách kovových brzdových desek, které sice mají vyšší brzdný účinek, ale také mají největší tendenci vytvářet zvuk při brzdění. Vhodným materiálem ke srovnání se tedy jevil NAO materiál používaný do prvovýroby především pro americký trh, který vykazuje horší brzdné účinky ve srovnání s kovovými brzdovými deskami, ale také má menší sklony ke tvorbě hluku, především pískání. Pro následující porovnání byly tedy použity NAO brzdové desky na stejné aplikaci a při zachování stejných provozních podmínek.



Obr. 33 Spektrogram brzdového kroku 502: brzdění z rychlosti 5 km/h při tlaku 40 bar, kovové brzdové desky



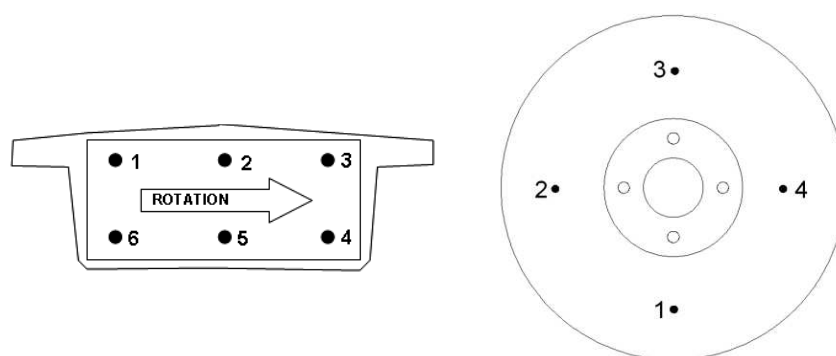
Obr. 34 Spektrogram brzdového kroku 502: brzdění z rychlosti 5 km/h při tlaku 40 bar, NAO brzdové desky

Nejvýraznější rozdíl se projevil při brzdění z rychlosti 5 km/h a tlaku 40 bar. Ze spektrogramů obou typů brzdových desek je patrný výskyt vibrací brzdových desek po skončení brzdového

kroku o srovnatelných frekvencích jako v předchozích případech, ale v případě NAO brzdových desek dochází ke generování mnohem nižší úrovně hluku (až o 10 dB) než v případě kovových brzdových desek.

9.3 HODNOCENÍ HW PO TESTU

Po každém testu bylo provedeno vyhodnocení testovaných brzdových desek a brzdového kotouče. Měřilo se především opotřebení brzdových desek a brzdového kotouče v definovaných bodech a také povrch a případné vady testovaných brzdových desek a kotouče. Výsledky hodnocení povrchu byly po všech testech srovnatelné. Jelikož nebyly brzdové desky během testu nijak extrémně namáhány, po skončení testu měly matný povrch, bez prasklin či vyjetých rýh, neměly rozdrolené okraje, nedocházelo k odlepování shimů ani k usazování kovových vměstků z kotouče do brzdových desek. Brzdový kotouč také nejevil větší známky opotřebení nebo poškození, obvykle po testu šedivě zbarvený s drobnými rýhami od třecího materiálu. Opotřebení brzdových desek a kotouče bylo také ve všech testech srovnatelné, konkrétní opotřebení během testu z kap. 9 je v následující tabulce.



Obr. 35 Měřicí body testovaných brzdových desek a kotouče

Tab. 4 Rozměry testovaných brzdových desek a kotouče před testem

	Brzdový kotouč	Vnitřní brzdová deska	Vnější brzdová deska
	[mm]	[mm]	[mm]
1	10,974	15,988	15,963
2	10,987	15,960	15,972
3	10,986	15,951	15,985
4	10,984	15,931	15,941
5		15,932	15,935
6		15,958	15,948

Tab. 5 Hmotnosti testovaných brzdových desek a kotouče před testem

Brzdový kotouč	Vnitřní brzdová deska	Vnější brzdová deska
[g]	[g]	[g]
7948,6	237,7	238,4

Tab. 6 Rozměry testovaných brzdových desek a kotouče po testu

	Brzdový kotouč	Vnitřní brzdová deska	Vnější brzdová deska
	[mm]	[mm]	[mm]
1	10,912	15,700	15,672
2	10,872	15,772	15,748
3	10,892	15,877	15,820
4	10,890	15,802	15,745
5		15,732	15,760
6		15,783	15,665

Tab. 7 Hmotnosti testovaných brzdových desek a kotouče po testu

Brzdový kotouč	Vnitřní brzdová deska	Vnější brzdová deska
[g]	[g]	[g]
7945,8	236,4	237,0



Obr. 36 Stav vnitřní brzdové desky po dojetí testu



Obr. 37 Stav brzdového kotouče po dojetí testu

9.4 DALŠÍ TESTOVÁNÍ

Jelikož se rezonanční frekvence brzdových desek nachází v oblasti frekvencí kmitání brzdových desek při vzniku gouki noise, bylo by vhodné porovnat výskyt těchto vibrací s jinými brzdovými deskami, které mají svoje rezonanční frekvence posunuty mimo tuto oblast na úkor zmenšení zvukového komfortu v jiných brzdových režimech.

Vhodnou variantou pro další poznání výskytu gouki noise se jeví srovnání chování brzdových desek na jiném automobilu. Avšak tvar brzdových desek, použité materiály, velikost brzdového kotouče a samotná brzda mohou mít velký vliv na výskyt tohoto jevu, proto by nebylo možné ze srovnání vyvodit relevantní závěry. Velkou výhodou však je, že stejné brzdové komponenty zadní nápravy, jako mnou zkoumané MPV, má také kompaktní hatchback konkurenční automobilky, který má navíc obdobně řešenou zadní klikovou nápravou s vlečnými rameny spojenými zkrutnou příčkou odpruženou vinutými pružinami s teleskopickými tlumiči. Z tohoto důvodu byla pořízena kompletní zadní náprava z tohoto vozu, včetně pružin a tlumičů a na základě souřadnic upínacích bodů nápravy ke karoserii dodaných výrobcem byl vytvořen obdobný testovací přípravek, jako při úvodním testování.

Bohužel z důvodu nedodání příruby na uchycení hřídele dynamometru k brzdovému kotouči, vyrobené na základě výkresové dokumentace externím dodavatelem, nebylo možné do doby odevzdání této práce toto srovnávací měření provést.



Obr. 38 Testovací přípravek pro další testování

ZÁVĚR

Na základě vhodně provedené analýzy vzniku zvuku gouki noise a vhodně zvolené testovací metodice bylo možné odhalit nezvyklé vibrace brzdových desek vznikající po zastavení automobilu při zachování tlaku v brzdové soustavě. Simulaci tohoto stavu bylo možné dosáhnout díky úpravě řízení běžně používaných brzdových kroků, kdy bylo nutné umožnit udržení tlaku v brzdové soustavě i po skončení brzdění, což doposud nebylo možné. Poté bylo možné na základě obvyklého zajíždění třecích materiálů a informací ohledně výskytu gouki noise na testovaném automobilu vytvořit testovací proceduru. Porovnáním různých počátečních rychlostí a tlaků v brzdové soustavě vyplynulo, že tyto vibrace se nejvíce projevují při brzdění z malých rychlostí při relativně vysokém tlaku v brzdové soustavě. Dochází ke vzniku vibrací o frekvencích 8-10 kHz, které jsou velmi blízké naměřeným rezonančním frekvencím brzdových desek, je tedy možné, že při tomto brzdění se brzdové desky rozkmitají jedním z rezonančních módů, i když se výskyt hledaného zvuku nepodařilo na základě zvukových nahrávek brzdových kroků ověřit.

Pro dosažení přesnějších výsledků byl testovací přípravek doplněn o originální disk s pneumatikou roztáčený spolu s brzdovým kotoučem. Po této modifikaci došlo k zvětšení amplitud kmitání brzdových desek v porovnání s měřením bez disku. Vhodným původcem hledaného zvuku se zdál být zvolený materiál, proto další testování směřovalo k porovnání originálně používaných kovových brzdových desek s deskami NAO, které byly dostupné pro danou aplikaci. Při porovnání těchto dvou typů desek se ukázalo, že NAO brzdové desky mají mnohem menší amplitudy kmitání v porovnání s kovovými deskami, jak se pro ně obvyklé, ale výskyt a frekvence vibrací byly pro oba materiály totožné.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Negative damping. *Physics Theory* [online]. 2002 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.theory.physics.ubc.ca/341-current/neg-damp/neg-damp.html>
- [2] CHEN, Frank., Chin An. TAN a Ronald L. QUAGLIA. *Disc brake squeal: mechanism, analysis, evaluation, and reduction/prevention*. Warrendale, Pa.: SAE International, c2006. ISBN 07-680-1248-1.
- [3] ABD RAHIM ABU BAKAR. *Disc brake squeal a prediction methodology*. Saarbrücken: VDM Verlag Dr. Müller, 2008. ISBN 978-383-6435-918.
- [4] WERNITZ, Boris. *Friction Interface Mechanics and Self-Induced Vibrations*. Hamburg, 2013.
- [5] *Auto diagnostics and repair* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.aalcar.com/library/tr996.htm>
- [6] CARMN, John. *Keys to successful NVH testing* [online]. , 8 [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.sciometric.com/>
- [7] What are The Best Brake Pads. *Auto Anything* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.autoanything.com/brakes/the-best-brake-pads-ceramic-or-metallic.aspx>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Σ	[MPa]	Průměrné napětí
μ	[-]	Koeficient tření
μ_d	[-]	Dynamický koeficient tření
μ_s	[-]	Statický koeficient tření
a	[mm]	Normálový průnik rozhraní
a	[m·s ⁻²]	Zrychlení
C_n	[mm]	Amplitudy výšky povrchu
F	[N]	Síla
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
h	[mm]	Vzdálenost mezi referenčními rovinami
h_0	[mm]	Vzdálenost kontaktu nejvyšších výčnělků
I_a	[kg·m·s ⁻²]	Moment setrvačnosti dynamometru
k_{xy}, k_{yn}	[-]	Čísla vlny (náhodné proměnné)
P	[bar]	Tlak
P_m	[W]	Maximální výkon motoru
R_R	[m]	Poloměr otáčení kola
s	[mm]	Vzdálenost mezi třecími plochami
t	[s]	Čas
ε	[mm]	Poměrná deformace
λ	[m]	Vlnová délka
σ_n	[MPa]	Normálové napětí
σ_t	[MPa]	Tangenciální napětí
Φ	[-]	Fáze vlny
Ω	[ot·min ⁻¹]	Otáčky dynamometru
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost