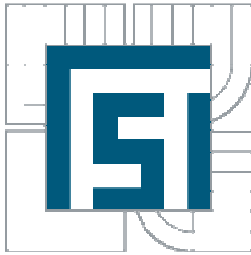


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

LOKALIZACE HLAVNÍCH ZDROJŮ HLUKU SPALOVACÍHO MOTORU S VYUŽITÍM AKUSTICKÉ EMISE

LOCALIZATION OF COMBUSTION ENGINE NOISE ORIGIN WITH THE USE OF ACOUSTIC
EMISSION

DOKTORSKÁ PRÁCE
DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Ing. FRANTIŠEK RASCH

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2011

ABSTRAKT

Disertační práce se zabývá problematikou bezdemontážní diagnostiky spalovacích motorů, které jsou již prokazatelně zatíženy mechanickou vadou. Text popisuje základní princip diagnostiky založený na sledování hluku motoru za chodu. Jsou zde uvedeny základní metody snímání hluku s přímou návazností na specifika měření hluku spalovacích motorů. V úvodu je také popsán princip šíření vibrací pevnou strukturou. Vznik vibrací a hluku u spalovacích motorů popisuje samostatná kapitola, zaměřující se na jednotlivé mechanické, termodynamické zdroje hluku i na hluk proudění kapalin a plynů. Nedílnou součástí je také výčet a ukázky zpracování signálu pro efektivní určení zdroje hluku. Tento hluk se dále porovnává s diagramem událostí daného motoru a za přispění informace o poloze klikového hřídele je možné porovnáním lokalizovat možnou příčinu vady.

Za tímto účelem byl sestaven počítačový program pracující v prostředí MS Windows, který je schopen generovat časové osy událostí zkoumaných pístových motorů. Vstupy jsou základní data motoru jako, počet válců, pořadí zapalování, časování ventilů a zda se jedná o motor dvoudobý či čtyřdobý. Dále tento program umožňuje vložení signálu hluku a přímým porovnáním s časovou osou motoru určit možnou vadu.

Tato práce je také doplněna o nutná měření pro určení klíčových postupů. Např.: výběr vhodného provozního režimu spalovacího motoru. Porovnání jiných způsobů technické diagnostiky ukazuje vhodnost zvolené metody.

Klíčová slova:

motor, hluk, vibrace, diagnostika, zpracování signálu, mikrofón

ABSTRACT

This doctoral thesis deals with the diagnostics of combustion engines, which have clearly suffered a mechanical damage. The text describes a basic principle of a diagnostics based on an observation of a noise of a running engine. There are mentioned the basic methods of a noise recording with direct connection to the specifics of measurement a running combustion engine noise.

The introduction describes the spread of a vibration in solid structures. For the combustion engine vibration and source of noise is dedicated an independent chapter, which focuses on all noise generators, not only mechanical and thermodynamic but also noise caused by fluid and gas flowing. An integral part of the thesis is also a list and examples of signal processing, serving for efficient localization of the noise root cause.

The noise statistics are compared with event diagram of engine investigation. Considering the information of the crank shaft position, we are then able to localize a possible root cause of the mechanical problem.

For this purpose unique computer software for MS Windows operation system was developed. This system is able to generate event timelines of the piston engines. The inputs are basic engine data, such as the number of cylinders, ignition sequence, valve timing diagrams and information regarding two stroke or four stroke engine types.

The program also allows us to detect a potential damage by direct comparison of the engine timeline and noise signal input.

The thesis is also supplemented by measurements serving for key-parameter-diagnostics, i.e. the selection of the most suitable running engine operation. Comparison of different technical diagnostic approaches shows the suitability of mentioned diagnostic process.

Key words:

engine, noise, vibration, diagnostics, signal processing, microphone

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RASCH, F. *Lokalizace hlavních zdrojů hluku spalovacího motoru s využitím akustické emise*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 76 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23. září 2011

.....
Ing. František Rasch

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval všem lidem, kteří mě během celého mého studia podporovali a částečně i motivovali. V první řadě profesoru Václavu Pištěkovi, mému školiteli a řediteli Ústavu automobilního a dopravního inženýrství, který mě po celou dobu studia vedl po odborné stránce. Ing. Davidu Svídovi, který byl součástí většiny diskusí nad řešenými otázkami jako oponent a také mě podporoval a pomáhal při měřeních. Ing. Luboru Zháňalovi, za spolupráci na tvorbě počítačového programu, který velice zjednodušuje práci s naměřeným signálem.

OBSAH

1 ÚVOD	9
2 ZÁKLADNÍ POJMY Z AKUSTIKY A ZPRACOVÁNÍ SIGNÁLU	10
2.1 MECHANICKÝ HLUK	10
2.2 AERODYNAMICKÝ HLUK	10
2.3 KMITAVÉ DĚJE	10
2.4 MIKROFONY	11
2.5 FREKVENČNÍ A ČASOVÁ OBLAST ZVUKU	12
3 METODY ZPRACOVÁNÍ SIGNÁLU	13
3.1 ZPRACOVÁNÍ ZVUKU, METODY VYUŽÍVAJÍCÍ PRŮMĚROVÁNÍ (SYNCHRONNÍ FILTRACE)	14
3.3 DISKRÉTNÍ VLNKOVÁ TRANSFORMACE	17
3.4 SPOJITÁ VLNKOVÁ TRANSFORMACE	19
3.5 ČASOVĚ FREKVENČNÍ ANALÝZA	20
4 PŘENOSOVÉ CESTY	22
5 HLUK SPALOVACÍCH MOTORŮ	24
5.1 VYZAŘOVÁNÍ HLUKU SPALOVACÍCH MOTORŮ	24
5.2 HLUK TVOŘENÝ TERMODYNAMICKÝM CYKLEM	26
5.3 HLUK PROUDĚNÍ PLYNŮ A KAPALINY	27
5.4 HLUK MECHANICKÝCH PODNĚTŮ	27
5.4.1 VLIV VENTILOVÉHO ROZVODU NA CELKOVÝ HLUK MOTORU	28
5.4.2 PORUCHY VENTILOVÉHO ROZVODU – VENTILOVÁ VŮLE	29
5.5 VÝSLEDNÝ PRŮBĚH ZRYCHLENÍ VENTILU	29
5.6 VYMEZOVÁNÍ VENTILOVÉ VŮLE	30
5.6.1 MECHANICKÉ VYMEZOVÁNÍ VENTILOVÉ VŮLE	30
5.6.2 HYDRAULICKÉ VYMEZOVÁNÍ VENTILOVÉ VŮLE	31
5.6.3 PRINCIPY ZMĚNY ČASOVÁNÍ VENTILOVÉHO ROZVODU	32
5.7 PŘESNOST VÝROBY VAČKOVÝCH HŘÍDELÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ	36
6 NEROVNOMĚRNOST CHODU SPALOVACÍHO MOTORU BĚHEM JEDNOHO CYKLU	38
7 PŘEVOD HLUKU MOTORU Z ČASOVÉ OBLASTI NA ÚHEL OTOČENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE	40
7.1 URČENÍ POLOHY KLIKOVÉHO HŘÍDELE	41

8 SHRNU TÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	42
9 CÍLE A METODY JEJICH DOSAŽENÍ V DISERTAČNÍ PRÁCI	48
9.1 BLOKOVÝ DIAGRAM ZÁKLADNÍCH KROKŮ DIAGNOSTICKÉ METODY	49
9.2 POUŽITÍ STETOSKOPU JAKO FILTRU	50
10 VÝBĚR VHODNÉHO PROVOZNÍHO REŽIMU MOTORU	53
11 VLIV VENTILOVÉ VŮLE NA ENERGII RÁZU ZAVÍRANÉHO VENTILU	55
11.1 VLIV VENTILOVÉ VŮLE NA GENEROVANÝ HLUK	55
11.2 VLIV VENTILOVÉ VŮLE NA VÝKONOVÉ PARAMETRY MOTORU	58
12 EVENT EXPLORER – NÁSTROJ PRO GENEROVÁNÍ DIAGRAMŮ UDÁLOSTÍ	59
12.1 DIAGRAM UDÁLOSTÍ	59
12.2 IMPORT ZÁZNAMU HLUKU	60
12.3 FORMÁT IMPORTOVANÝCH DAT	61
12.4 ÚPRAVA SIGNÁLU	61
13 DOPORUČENÍ DALŠÍHO POSTUPU	62
14 TECHNICKÉ NORMY PRO HODNOCENÍ HLUKU	63
ZÁVĚR A ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	66
PŘEHLED POUŽITÝCH OZNAČENÍ	68
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	69
AUTOROVY PUBLIKACE	73
SEZNAM OBRÁZKŮ	74
SEZNAM TABULEK	76

1 ÚVOD

Každý pohyb tělesa generuje zvuk, lépe řečeno generuje vibrace, ty se pak šíří prostředím a lidské ucho je vnímá jako zvuk. Co se týče spalovacích motorů, generují velice různorodý zvuk, který je zpravidla považován za obtěžující, a proto je nazýván hlukem. V posledních letech 20. století se všichni světoví producenti automobilů a spalovacích motorů zaměřil mj. právě na problematiku hluku spalovacích motorů. Tento vývoj souvisí s velkým nárůstem automobilové dopravy a rozsáhlým dopadem na životní podmínky obyvatel. V roce 2002 bylo na planetě Zemi 590 milionů osobních automobilů [45] a v roce 2030 se předpokládá nárůst na 1 200 milionů [41]. Takový nárůst bude doprovázen řadou problémů, které bude nutné vyřešit. Otázka snižování celkové hladiny hluku motorových vozidel bude v budoucnosti ještě mnohokrát diskutována. Tab. 1 ukazuje, jak se v minulosti měnily limitní hodnoty vnějšího hluku motorových vozidel vybraných kategorií.

Tab. 1 Limity hluku vybraných silničních vozidel podle EHK 51 [18]

Motorové vozidlo	Limitní hodnota vnějšího hluku dB(A)				
	1970	1977	1994	2000	2007
Osobní	82	80	77	75	74
Nákladní nad 3,5 t nad 75 kW	89	88	83	78	78
Nákladní nad 3,5 t nad 150 kW	91	88	84	80	80

Proto je důležité zaměřit se na zdroje hluku nejen osobních vozidel, ale i ostatních dopravních prostředků. Základní část výzkumu a vývoje nazývaná NVH se snižováním zmíněných veličin zabývá již při samotném návrhu a následné konstrukci motorového vozidla jako celku. Není možné zde opomenout vliv celkové doby užívání dopravních prostředků na opotřebení součástí a v neposlední řadě různou škálu poruchových nebo dokonce havarijních stavů. Toto vše má podstatný vliv na celkový hlukový projev subjektu.

Tato práce je zaměřena na sledování, zpracování a následné vyhodnocení hluku, který je generovaný mechanickou soustavou, podléhající opotřebení. Toto je úměrné několika základním vlivům: provozním podmínkám, údržbou a také vlastní kvalitou výrobku.

Není úplně správné pohlížet na hluk jen jako na „obtěžující neekologický“ jev různých zařízení. Především u točivých strojů je možné využít hluku jako diagnostickou veličinu. Správné interpretování hluku (vibrací) dokáže předem upozornit na blížící se havárii stroje a to nejen jako časový ukazatel, ale především u složitějších celků (např. víceválcových spalovacích motorů) lokalizovat místo možné poruchy. Taková predikce provozu stroje je důležitá nejen z hlediska optimalizace provozních nákladů, např. méně poškozených součástí, ale především úsporami souvisejícími s neplánovanou odstávkou strojů.

2 ZÁKLADNÍ POJMY Z AKUSTIKY A ZPRACOVÁNÍ SIGNÁLU

Vibrace a hluk jsou průvodními jevy pracovních procesů všech strojních zařízení, výrobních strojů, dopravních prostředků apod. Vibrace a hluk proto nelze z pracovního prostředí zcela odstranit. Lze je pouze redukovat na přijatelnou hodnotu [17]. Hlukem je nazýván jakýkoliv nežádoucí, obtěžující a rušivý zvuk. Je velmi obtížné definovat hluk právě pro konkrétní vztah člověka ke konkrétnímu zvuku. Pro někoho může být daný zvuk nepříjemným hlukem a pro jiného nikoli. Zvuk je obecnějším pojmem než hluk [17]. Základní příčinou zvuku je pohyb částic příslušného pružného prostředí v některé jeho oblasti. Zdrojem zvuku je tedy vymezená oblast prostředí, kde vzniká akustická energie, a od které se tato energie šíří do okolí akustického prostředí (vzdušného, kapalného).

2.1 MECHANICKÝ HLUK

Příčinou vzniku akustické energie jsou mechanické kmity povrchů strojů, stěn budov, technologických zařízení a podobně. Kmitající povrch tělesa způsobí akustický rozruch okolního prostředí, nejčastěji plynného, a svoji mechanickou energii mu odevzdá. Akustická energie se pak prostřednictvím akustických vln dále šíří do celého akustického prostředí. Akustická energie souvisí s rozměry kmitajícího tělesa, tvarem jeho povrchu [17].

2.2 AERODYNAMICKÝ HLUK

Příčinou hluku je nestacionární proudění plynů nebo kapalin. Hluk vzniká v oblastech neustáleného proudění tekutin (kapalin, plynů) nebo tam, kde dochází k výrazným změnám tlaku (vzniká tlakový spád), a tím ke vzniku vlnění příslušného média (ventilátory, kompresory, únik stlačeného média z potrubí nebo trysky) [17].

2.3 KMITAVÉ DĚJE

Vnitřní či vnější dynamické síly vyvolávají v pružném prostředí mechanických soustav a konstrukcí kmitání, které je příčinou chvění a hluku. Jsou-li částice prostředí jakýmkoliv způsobem uvedeny do mechanického kmitání, je tento rozruch předán pružnými vazbami i sousedícím částicím. Šíření rozruchu nazýváme vlnění a místa, do kterých rozruch dorazí ve stejném okamžiku a se stejnou fází, můžeme spojit myšlenou plochou, kterou nazýváme vlnoplocha. Zdroj kmitání, který vyvolal prvotní rozruch, určuje svým tvarem, rozměrem a chováním (způsobem kmitání) i tvar vlnoplochy [23].

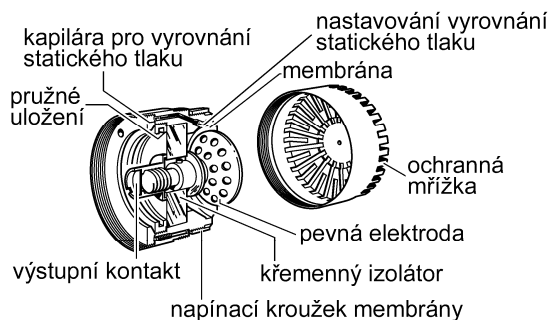
Rozruch se šíří vlnami a místa, kam až vlnění ve stejném okamžiku dorazilo, označujeme jako čelo vlny. Směry šíření vlnoploch se nazývají paprsky. Pokud se neuplatní jiné vlivy, šíří se paprsky přímočaře a z bodového zdroje rozruchu všemi směry, takže vlnoplochy mají kulový tvar se středem v místě rozruchu [23].

V klidu – bez působící dynamické síly – jsou částice prostředí v tzv. rovnovážné poloze, ze které se šířícím rozruchem vychylují a kolem níž oscilují. Svoji výchylkou předávají rozruch sousedícím částicím. Částice se vychylují buď příčně

ke směru šíření, nebo podélně ve směru šíření. V určitých částech homogenního pružného prostředí se tak hustota částic zvětšuje, v jiných snižuje. Tím se např. ve vzduchu mění tlak plynu oproti své statické hodnotě (ve vzduchu proti atmosférickému tlaku); tato proměnná složka superponovaná atmosférickému tlaku se nazývá akustický tlak. Je to veličina skalární tzn., že je udána pouze velikostí [23].

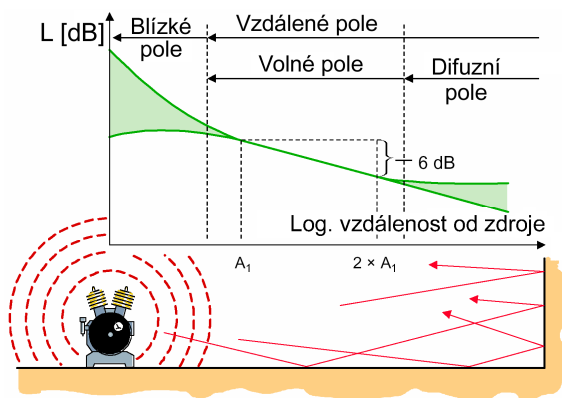
2.4 MIKROFONY

Kondenzátorové mikrofony jsou dnes nejvíce rozšířeny při měření zvuku (hluku). Obr. 1 [43] zobrazuje řez kondenzátorovým mikrofonom a popisuje jeho základní části. Sledovaná veličina je akustický tlak p [Pa] nebo akustická intenzita I [Wm^{-2}], která se sleduje pomocí intenzitní sondy. U kondenzátorových mikrofونů je vyžadováno tzv. polarizační napětí, které vytváří elektrické pole mezi pevnou elektrodou a membránou. U moderních měřicích mikrofونů je toto řešeno speciální předpolarizovanou elektretovou vrstvou na pevné elektrodě. To odstranilo nutnost přivést do mikrofону polarizační napětí až 200 V a značně zjednodušilo jejich obsluhu [43].



Obr. 1 Řez mikrofonom B&K [43]

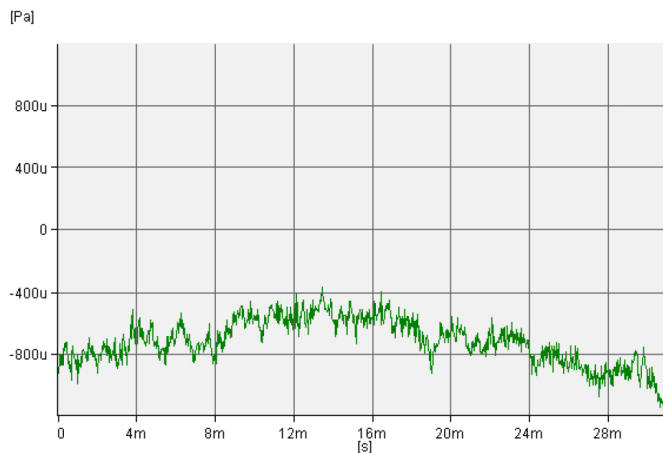
Mikrofony dále rozdělujeme podle způsobu použití pro volné pole, difuzní pole a tlakové pole. Akustické podmínky zobrazuje Obr. 2 [43]. Běžně se měření provádí ve volném poli a to je dáno vzdáleností od zdroje minimálně ve dvojnásobku velikosti zdroje. Kondenzátorové měřicí mikrofony mají všesměrovou snímací charakteristiku. Frekvenční charakteristika, citlivost a dynamický rozsah jsou odvozeny od jejich konstrukce a velikosti.



Obr. 2 Akustické podmínky – zvuková pole [43]

2.5 FREKVENČNÍ A ČASOVÁ OBLAST ZVUKU

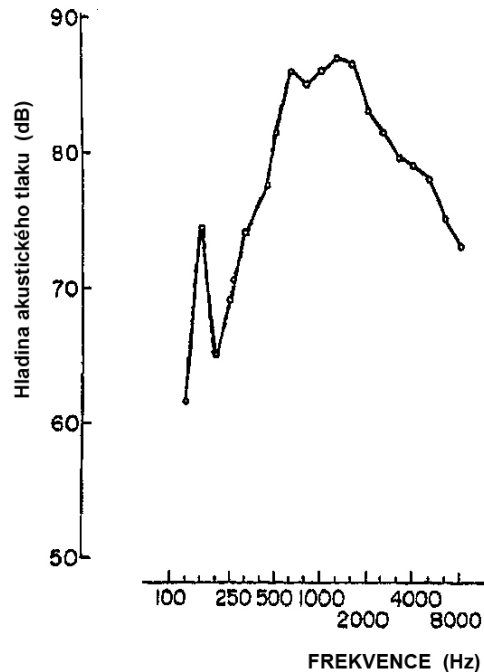
Informace o jakémkoliv technickém či fyzikálním ději je v signálu reprezentována časovými změnami okamžité hodnoty fyzikální veličiny, kterou signál popisuje. Sledování signálu v časové oblasti Obr. 3 je pro některé aplikace nedostačující, např. pokud chceme znát zastoupení jednotlivých frekvenčních složek, případně provádět účinné filtrace. Proto provádíme transformace signálu z časové do jiné oblasti [8].



Obr. 3 Časový záznam hluku motoru

Frekvenční spektrum spalovacího motoru za chodu je na Obr. 4 [9]. Jedná se o zážehový čtyřdobý spalovací vodou chlazený motor s ventilovým rozvodem OHC zdvihového objemu $1\,800\text{ cm}^3$.

Zde je patrné, že maximum je v oblasti 1 000 až 2 000 Hz, tzn. ve frekvenční oblasti, kde je lidské ucho nejcitlivější. Rozdíl mezi zážehovým, vznětovým, dvoudobým, čtyřdobým a vodou či vzduchem chlazeným motorem může být značný [9].



Obr. 4 Frekvenční spektrum spalovacího motoru za chodu, vnější charakteristika [9]

3 METODY ZPRACOVÁNÍ SIGNÁLU

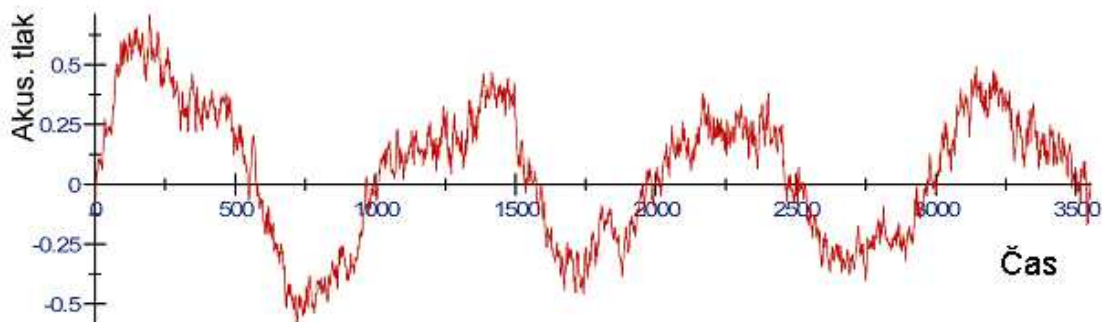
Povaha naměřeného signálu, který je získáván pomocí mikrofónu záznamem hluku motoru za chodu, je velice komplikovaná. Jednotlivé mechanické komponenty produkují vibrace – hluk ve velice širokém frekvenčním spektru. Tyto projevy se periodicky opakují a jsou vázány na polohu klikového hřídele. Dále se v tomto záznamu objevují periodicky se opakující výrazné změny hladiny akustického tlaku generované hořením směsi paliva a vzduchu při expanzním zdvihu motoru. Z hlediska profilu signálu jsou tyto prezentovány čtyřmi lokálními maximy na Obr. 5 (jedná se o záznam čtyřdobého, čtyřválcového spalovacího motoru v průběhu dvou otáček klikového hřídele, proto jsou zde čtyři lokální maxima). Dále se hluk spalovacího procesu projevuje i ve vyšších frekvencích. Významná, neperiodicky se opakující složka signálu je také hluk způsobený prouděním kapalin a plynů.

Hluk pomocných agregátů a jejich pohonů, jako jsou např. alternátor, hluk rozvodového řemenu – řetězu, kompresor klimatizace, také přispívá do celkového hlukového projevu spalovacího motoru.

Zatížení a otáčky motoru jsou hlavními faktory, které ovlivňují výslednou podobu hlukového projevu spalovacího motoru. Kapitola 10 se tímto zabývá a ukazuje možné provozní režimy.

Dále následuje výběr možných metod, které jsou použitelné pro účelné zpracování signálu z hlediska diagnostiky vady mechanické části motoru. Uvedené metody jsou také doplněny konkrétním příkladem zpracování signálu hluku motoru.

Pro ověření vhodnosti uváděných metod byl vždy použit stejný časový záznam hluku motoru, vzorek. Tento byl naměřen na motoru, který byl zatížen uměle vytvořenou mechanickou vadou. Jedná se o záznam čtyřdobého, čtyřválcového motoru. Tímto bylo možno ověřit, zda zkoumaná metoda dokáže vhodně „zpracovat“ signál v časové oblasti. To je důležité pro následnou lokalizaci vady. Zpracovaný signál se dále porovnává s časovou osou událostí.



Obr. 5 Časový záznam hluku motoru za chodu, délka záznamu – dvě otáčky klikového hřídele

3.1 ZPRACOVÁNÍ ZVUKU, METODY VYUŽÍVAJÍCÍ PRŮMĚROVÁNÍ (SYNCHRONNÍ FILTRACE)

Synchronní filtrace je metoda zpracování signálu, která umožňuje oddělit (potlačit) složky které nejsou synchronní s hledaným (užitečným) signálem. Nesynchronní složky můžou být např. šum, periodické rušení apod. Pro funkci tohoto filtru je nezbytné mít k dispozici tzv. synchronizační signál, tento musí co možná nejpřesněji sledovat základní časově opakující se děje. V praxi se používá další signál, který je generován externím zařízením např. optickou sondou.

Synchronní filtrace je jednou z mnoha funkcí FFT analyzátorů signálů, které vyrábí firma Bruel&Kjaer. Analyzátoři tohoto typu shromažďují vzorky dat tzv. záznamů, které jsou zpracovány algoritmy DFT, jmenovitě FFT. Délka těchto záznamů je mocnina 2, tj. $N = 2k$, kde k náleží do množiny přirozených čísel. Běžné analyzátoři pracují s pevnou délkou záznamů 1 024 nebo 2 048 vzorků. U některých je volitelná délka i kratší, od 128 vzorků, nebo také delší, až do 8 192 vzorků. Vstupní data v jednom záznamu představují vektor o počtu prvků N , tj. $x_t = [x_{t,0}, x_{t,1}, \dots, x_{t,N-1}]$, přičemž index, diskretní čas t , nechť je vztážen k okamžiku

záznamu prvního vzorku. Starty měření záznamů jsou dány podmínkami spouštění, které souvisejí s časovým průběhem měřeného signálu nebo dalšího pomocného, tzv. synchronizačního signálu. Jednotlivé záznamy na sebe mohou plynule navazovat, ale také na sebe navazovat nemusejí, nebo mohou být startovány podle událostí, které souvisejí s časovým průběhem vzorkovaného signálu, či jiného již zmíněného synchronizačního signálu. Událostí se rozumí překročení zadané úrovně měřeného signálu nebo synchronizačního signálu ve zvoleném směru (nahoru nebo dolů). Synchronizační signál představují například impulsy od otáček stroje, které jsou generovány v jeho určité pracovní fázi. Synchronizační impuls signalizuje v tomto případě určité natočení zvoleného

hřídele stroje [27]. Součástí funkcí signálového procesoru FFT analyzátoru je průměrování změřených nebo vypočtených hodnot. Funkci průměrování lze využít pro časovou oblast. Formálně lze zapsat

$$y_{t,i} = \frac{1}{K} \sum_{j=1}^k x_{t,j}, i = 0, \dots, N-1 \quad (3.1)$$

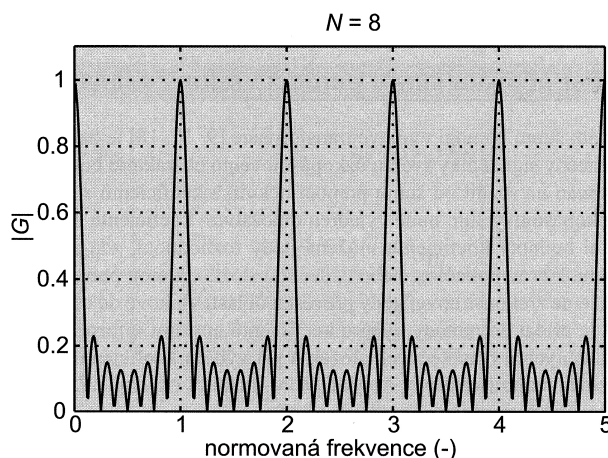
Výsledný zprůměrovaný záznam ve tvaru vektoru

$$y_t = [y_{t,0}, y_{t,1}, \dots, y_{t,N-1}] \quad (3.2)$$

může být podle potřeby převeden Fourierovou transformací na spektrum. Operace průměrování v tomto postupu předchází Fourierově transformaci na rozdíl od výpočtu spekter.

Technický význam průměrování časových záznamů vynikne za určitých podmínek startu měření záznamů. Nechť je vzorkovací frekvence volena tak, aby jeden záznam odpovídal periodě činnosti nějakého zařízení, např. otáče hřídele s ozubeným kolem, nebo jednomu cyklu motoru, a nechť start měření odpovídá určité pracovní fázi zmíněného zařízení. Za těchto podmínek jsou průměrovány vzorky údajů, které odpovídají shodné pracovní fázi cyklicky pracujícího zařízení, např. určitému úhlu natočení hřídele. Účinek popsaného průměrování, které má v češtině název synchronní filtrace, bude analyzován pomocí matematického modelu [27]. Je třeba zdůraznit, že účinek filtrace je založen na synchronizovaném startu měření záznamů signálu.

Postup synchronní filtrace má charakter filtru, jehož frekvenční přenos je uveden na Obr. 6 [34] pro počet průměrovaných záznamů $N=8$. Na vodorovné ose představuje normovaná frekvence poměr frekvence konkrétní složky k synchronizační frekvenci. Tento průběh frekvenční charakteristiky bývá označován jako charakteristika hřebenového filtru, který propouští kromě stejnosměrné složky i všechny celočíselné násobky synchronizační frekvence [34].

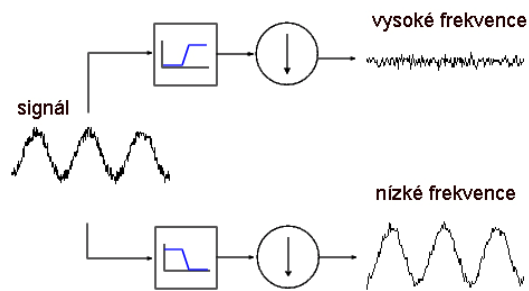


Obr. 6 Frekvenční přenos synchronního průměrování [34]

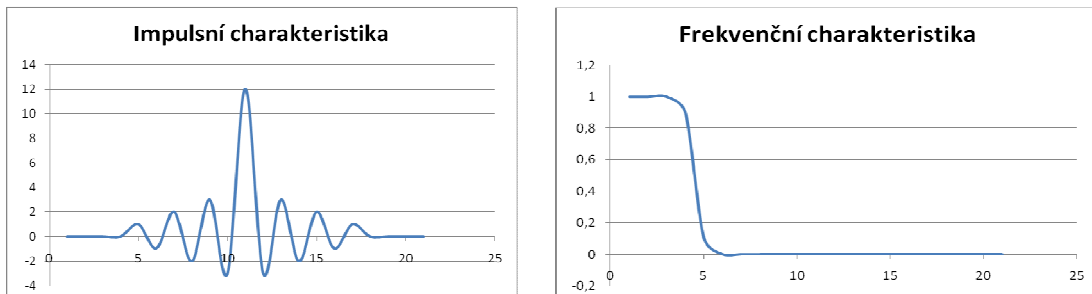
3.2 LINEÁRNÍ FILTRACE SIGNÁLU

Filtrace je zpravidla formulována jako zpracování sloužící k výběru jistých složek ze směsi více signálů a k potlačení složek jiných [10].

Filtrace jakéhokoliv signálu je jednou z nejjednodušších úprav. Jedná se o jeho rozdělení do frekvenčních pásem, kde již dále nejsou obsaženy odfiltrované frekvence. K tomuto účelu slouží dolnofrekvenční (low-pas) a hornofrekvenční (high-pas) filtry Obr. 7. Všechny lineární filtry mají impulsní a frekvenční charakteristiku Obr. 8. Tyto popisují, jak bude filtr reagovat na rozdílné podněty, okolnosti. Jedna charakteristika je přímo definována a další se pak dále dopočítává.

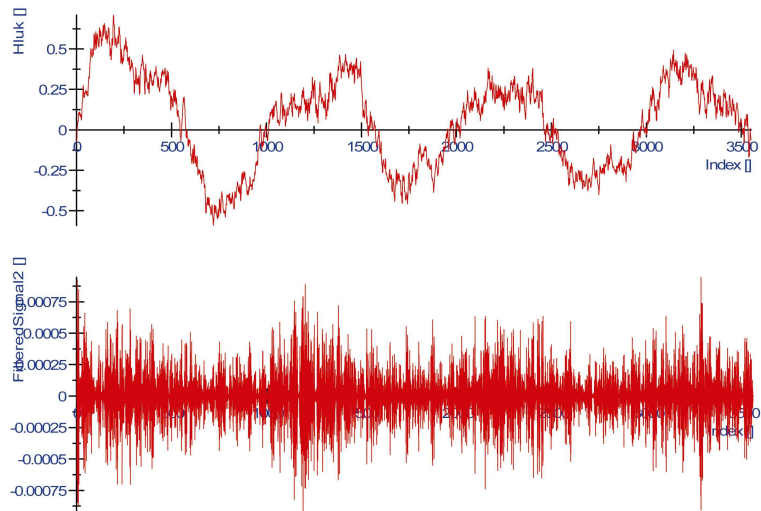


Obr. 7 Schéma principu filtrace signálu



Obr. 8 Impulsní a frekvenční charakteristika lineárního filtru

Zpracování signálu hluku motoru filtrací je ukázáno na Obr. 9 Zde v horní části je zobrazen časový průběh hluku motoru za chodu během dvou otáček klikového hřídele bez úpravy. Dolní část zobrazuje též signál, ale po odstranění nízkých frekvenčních složek původního signálu.



Obr. 9 Časový záznam hluku motoru za chodu, délka záznamu – dvě otáčky klikového hřídele a filtrovaná část

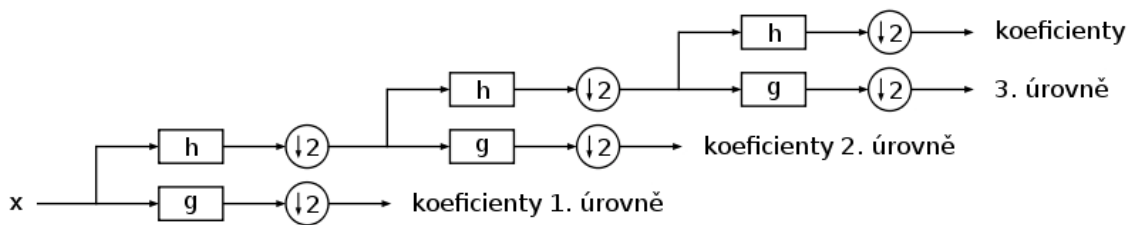
3.3 DISKRÉTNÍ VLNKOVÁ TRANSFORMACE

Vlnková transformace (*discrete wavelet transform*, DWT) je soubor několika transformací se společnými rysy, vzájemně se lišících podle tvaru zvolené báze funkce – vlnky. Princip vyjádření daného signálu jako lineární kombinace báze funkcí, které tvoří ortogonální bázi, zůstává nezměněn, ale tato báze je obecně zvolena tak, aby umožňovala časovou lokalizaci události i v získaném spektru [10].

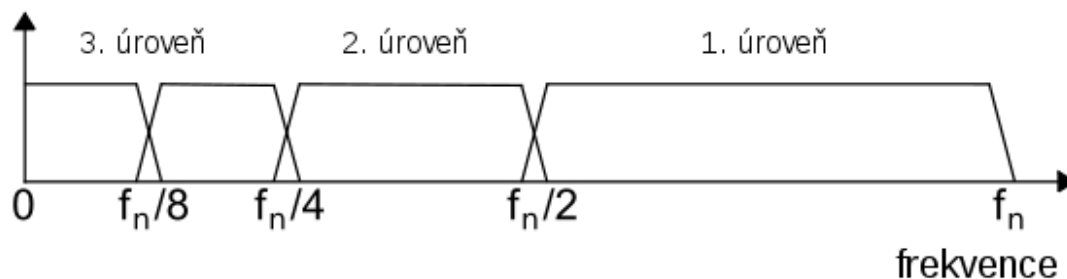
DWT signál X je možno vypočítat tak, že řetězec projde přes řetězec filtrů. Nejdříve dolní propustí s impulzní odezvou h vyplývající z konvoluce:

$$y[n] = (x * h)[n] = \sum_{k=-\infty}^{\infty} x[k]h[n - k] \quad (3.3)$$

Signál je současně zpracován filtrem – horní propustí g . Výstupy generují detailní koeficienty (horní propust) a přibližné koeficienty (dolní propust). Ke zvýšení frekvenční rozlišení se tento rozpad signálu opakuje Obr. 10. Tento strom je označován jako banka filtrů. Každý stupeň diagramu níže rozkládá signál na nízké a vysoké frekvence. Pro úplný rozklad signálu musí být tento násobkem 2^n , kde je n je počet stupňů rozkladu.

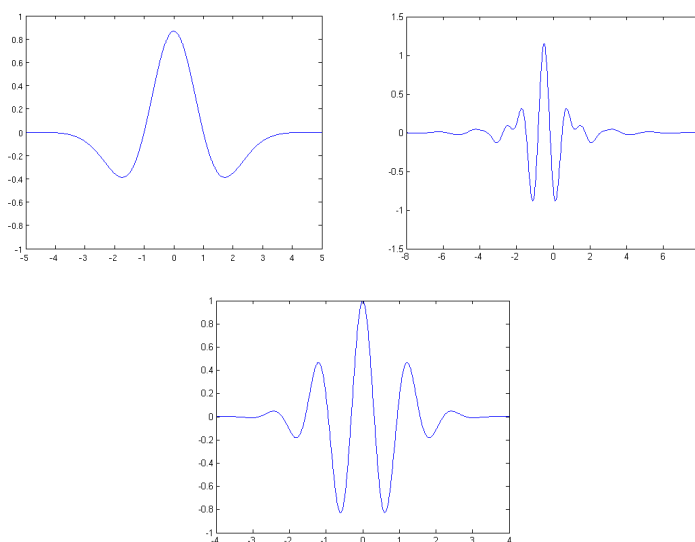


Obr. 10 Banka filtrů diskretní vlnkové transformace



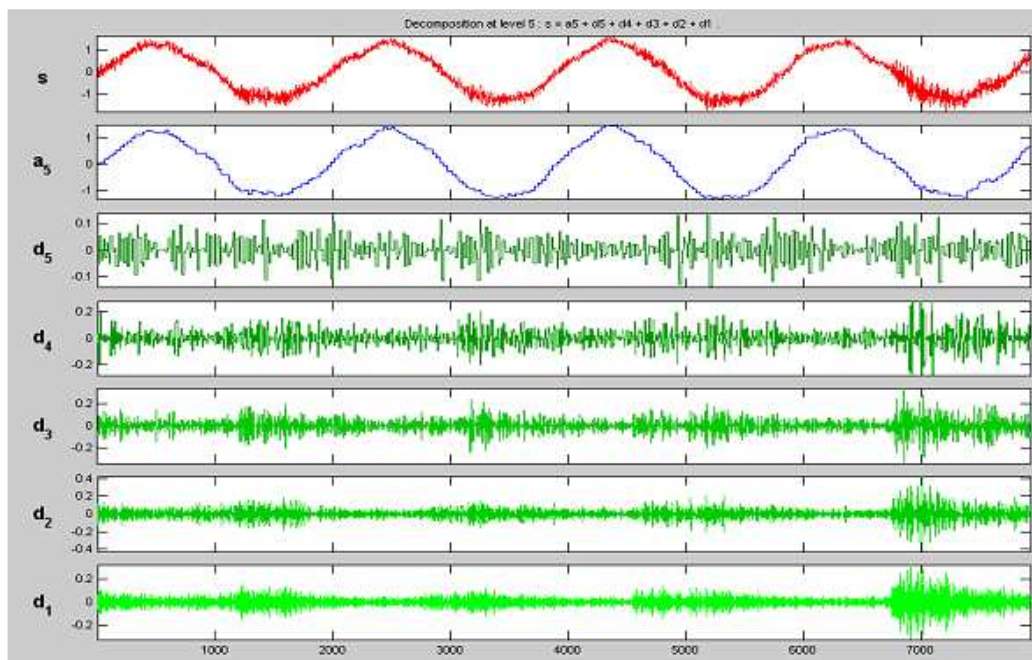
Obr. 11 Pokrytí frekvenčního spektra signálu koeficienty DWT

Výběr vhodnosti použité vlnky je závislý na daném úkolu. Pro optimální zjištění polohy a trvání sledovaného jevu je nutné zohlednit při návrhu vlnky tvar charakteristického úseku sledovaného signálu Obr. 12.



Obr. 12 Typy vlnek pro diskrétní vlnkovou transformaci: Mexická, Morlet, Meyer

Obr. 13 zobrazuje příklad zpracování signálu diskrétní vlnkovou transformací. Signál (S) je časový průběh hluku motoru za chodu v délce dvou otáček klikového motoru. V pravé části tohoto signálu je dobře rozpoznatelná anomálie. Tato prezentuje projev mechanické závady uměle vytvořené na rozvodu spalovacího motoru. Jedná se o zvětšenou ventilovou vůli (1 mm). Další průběhy d1 až d5 jsou tzv. detaily, vznikající při dekompozici signálu, každý z nich na jedné dekompoziční úrovni, kde se signál dělí na signál detailů a signál aproximací. Aproximace se obdobně dělí na další úrovni opět na další detaily a další aproximaci atd. Frekvenční obsah těchto komponent závisí přesně vzato na použitém typu vlnky, ale velmi zhruba se dá říci, že signál detailů nese na každé úrovni horní polovinu frekvenčního rozsahu rozkládaného signálu, zatímco aproximace je tvořena složkami z dolní poloviny rozsahu.



Obr. 13 Zpracování signálu diskrétní vlnkovou transformací (vlnka typu db, 5. řád)

3.4 SPOJITÁ VLNKOVÁ TRANSFORMACE

Spojité vlnková transformace (*continuous wavelet transform – CWT*) je definována jako suma všech časových průběhů signálů násobená upravenou základní funkcí – vlnkou. Výsledkem vlnkové transformace je soubor koeficientů $C_{(s,p)}$, které jsou funkcí měřítka „s“ a polohy „p“ dané vlnky Ψ k základnímu signálu. Tyto koeficienty se zobrazují jako 3D graf pro zachování informace o poloze daného koeficientu.

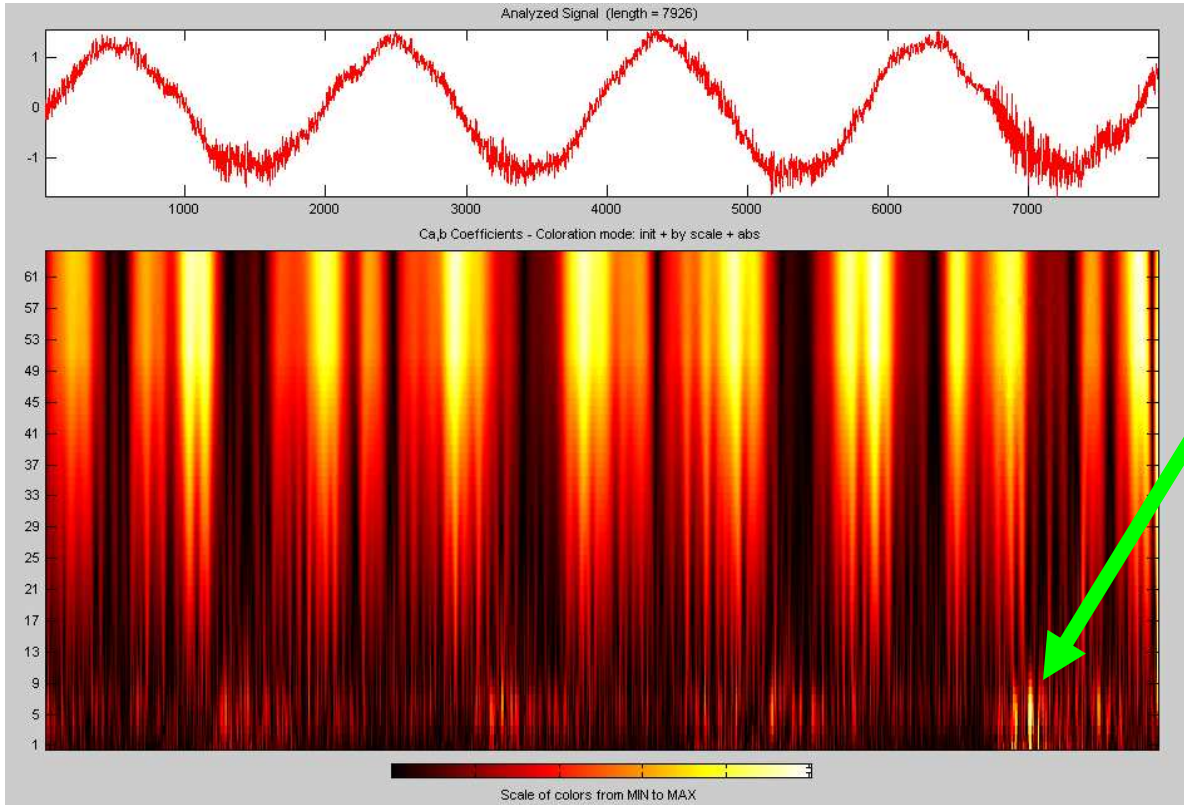
$$C_{(s,p)} = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)\Psi(s, p, t)dt \quad (3.4)$$



Obr. 14 Spojitá vlnková transformace

Na Obr. 15 je zobrazen příklad zpracování signálu spojitou vlnkovou transformací. Zde je použit tvar vlnky s názvem „gaus“. Tento tvar se jeví při zpracování signálu hluku motoru jako nejvýhodnější z hlediska rozpoznatelnosti projevů mechanických podnětů, i když jen v omezené míře. V horní části je zobrazen

signál pro zpracování (stejný pro příklad diskrétní vlnkové transformace), viz výše. Jde o signál, který obsahuje záznam o mechanické vadě motoru. Označení místa ukazuje na jistou změnu v průběhu zpracovaného signálu, na místo, kde je hlukový projev motoru změněn z důvodu mechanické vady.



Obr. 15 Zpracování signálu spojitou vlnkovou transformací (vlnka typu gaus, 1. řád)

3.5 ČASOVĚ FREKVENČNÍ ANALÝZA

Při analýze signálu, který se v čase velice rychle mění, a je tedy přechodového charakteru, je možné pro lepší porozumění konkrétních časových oblastí daného signálu provést frekvenční analýzu pouze malé části záznamu. To znamená provést několik krátkodobých spekter [10]. Při zpracování hluku motoru se to jeví jako velice výhodné z hlediska rozpoznání hlukových projevů generovaných různými částmi motoru, a tudíž i s rozdílným spektrem. Jak ukazuje Obr. 17, na němž je jako příklad uvedeno zpracování signálu (jako u předchozích metod), nelze z výsledků jednoznačně rozpoznat místo výskytu vady. Jádro transformace tvoří

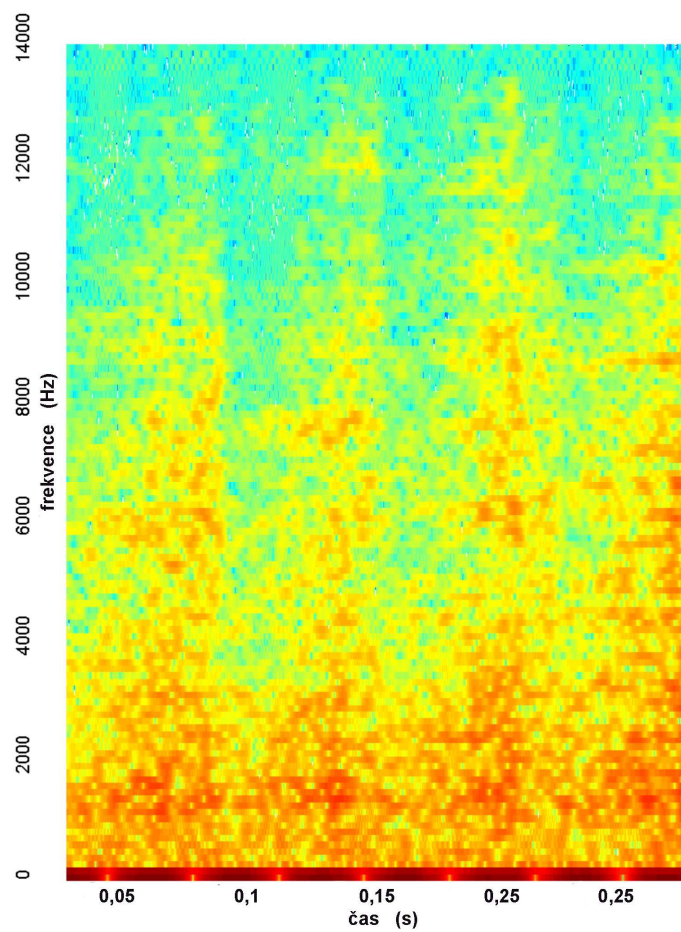
$$g_{u,\omega}(t) = e^{i\omega t} g(t-u) \quad (3.5)$$

Dopředná transformace je popsána takto:

$$Sf(u, \omega) = \langle f, g_{u, \omega} \rangle = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t)g(t-u)e^{-i\omega t} dt \quad (3.6)$$



Obr. 16 Časově frekvenční analýza



Obr. 17 Časově frekvenční analýza hluku motoru

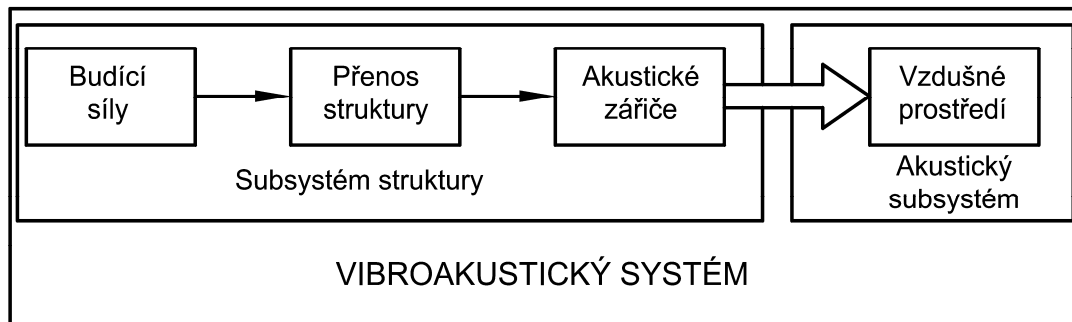
4 PŘENOSOVÉ CESTY

Vibrace se od místa rozruchu šíří do pevné struktury všemi směry. V případě, že rozruch dosáhne konce pevné struktury, je dále vyzářen kmitajícím okrajem struktury jako zvuk. V případě, že rozruch dosáhne rozhraní dvou pevných struktur, pokračuje v šíření jako vibrace.

Konkrétně u pístových spalovacích motorů jsou přenosové cesty tvořeny takto:

- pevné struktury (blok motoru, hřídele, ventily...),
- kapaliny (chladicí kapalina, mazací olej),
- přechody (válec – chladicí kapalina),
- pevné spoje (šroubové a lisované spoje),
- kluzná a valivá ložiska.

Na Obr. 18 [17] je graficky zobrazena obecná přenosová cesta. První tři bloky jsou součástí struktury (spalovacího motoru), čtvrtý blok je součástí akustického subsystému. Oba tyto subsystémy tvoří společný vibroakustický systém [17].



Obr. 18 Vznik a šíření vibrací a hluku [17]

Spalovací motor lze z hlediska základních vyzařovacích ploch rozdělit na tři základní části: blok motoru – zpravidla odlitek litiny nebo hliníkové slitiny, hlava motoru – odlitek hliníkové slitiny (u traktorových motorů odlitek z oceli) a spodní víko klikové skříně – plechový výlisek nebo odlitek hliníkové slitiny. Blok a hlava motoru jsou hlavními zdroji rozruchů, protože obsahují nejdůležitější mechanické soustavy. Všechny tyto tři základní části motoru jsou pevně spojeny šroubovými spoji. Hlava motoru je k bloku motoru přišroubována několika masivními svorníky (tato šroubová spojení přenáší hlavně sílu od tlaku plynů při expanzním zdvihu motoru). Mezi těmito dvěma částmi je vloženo těsnění hlavy motoru. Spodní víko klikové skříně je k bloku motoru přišroubováno několika šrouby přes papírové, korkové nebo jiné těsnění.

Oba tyto přechody, jak mezi hlavou a blokem, tak i mezi blokem a spodním víkem, tvoří z hlediska přenosu vibrací tzv. pružné vložky. Zde je uplatňován princip reflexe vlnění na rozhraní stykových ploch součástí s rozdílnou mechanickou impedancí. Čím větší je rozdíl mechanických impedancí v daném místě konstrukce, tím nastává větší odraz chvění a vlnění a snižuje se přenos vibrací přes tuto stykovou plochu [17]. Vložený útlum je dán vztahem podle L. Cremera:

$$\Delta R = 10 \cdot \log \left[1 + \frac{\bar{\omega} \cdot Z_1}{2c} \right] \text{ dB}, \quad (4.1)$$

kde Z_1 [N.s/m³] je impedance materiálu struktury pro podélné vlnění, C [N/m] je tuhost pružné vložky v podélném směru.

Při chodu spalovacího motoru je důležité věnovat se také tzv. opoždění šíření rozruchu od místa jeho vzniku, do doby než dorazí k mikrofonu, kde je zaznamenán. Z tohoto důvodu bude uvažována mj. také vzdálenost jednotlivých míst, kde rozruch vzniká, od místa měření hluku.

Rychlost šíření vlnění v pevných látkách podle vztahů:

$$\text{Pro podélné vlnění v deskách: } C_L = \sqrt{\frac{E}{\rho} \frac{1}{1-\mu^2}} \text{ [m/s]}, \text{ kde } \mu = \frac{E-G}{2G}, \quad (4.2)$$

E [Pa] – modul pružnosti materiálu v tahu,

G [Pa] – modul pružnosti ve smyku.

$$\text{Pro příčné vlnění: } C_T = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \text{ [m/s]}. \quad (4.3)$$

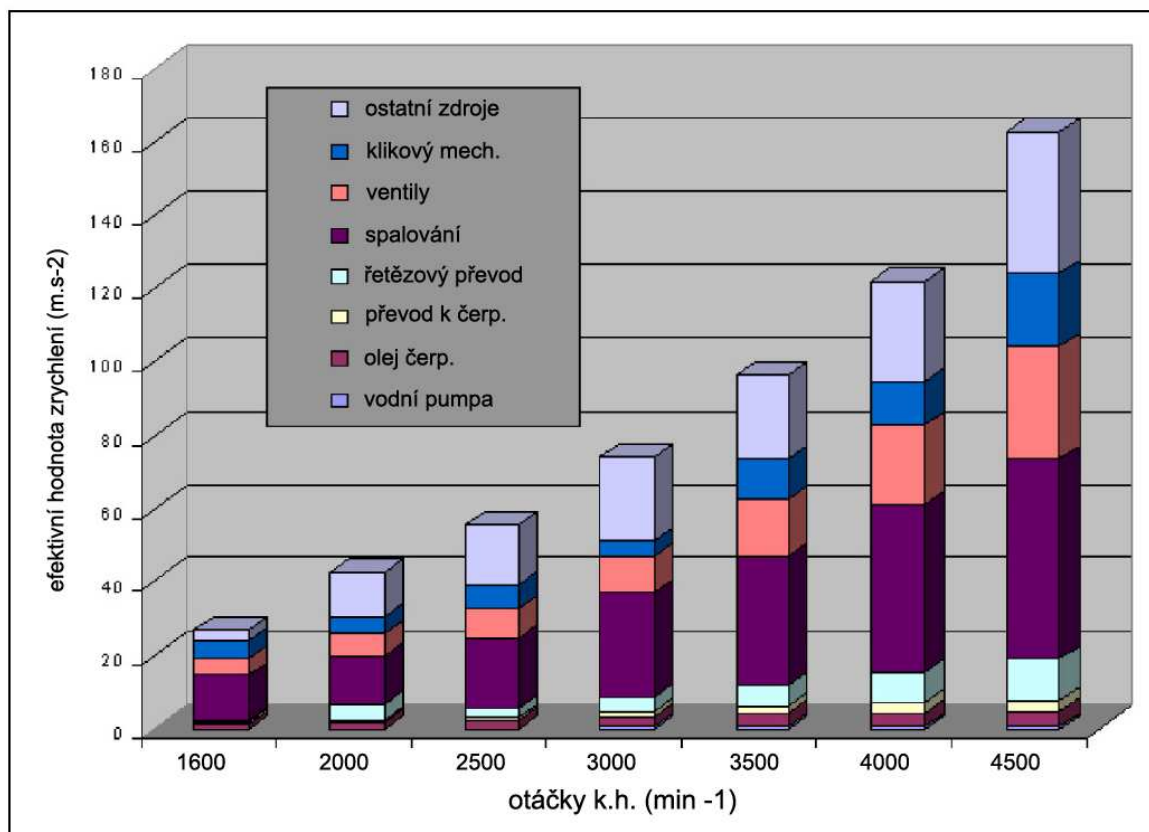
Rychlost šíření vlnění nezávisí na jeho frekvenci.

Tab. 2 Rychlosti zvuku podélného vlnění [17]

prostředí	hustota ρ [kg/m ³]	modul pružnosti E [Pa]	rychlost zvuku c_L [m/s]	akustická impedance Z [Ns/m ³]
pryž měkká	900	4,4.10 ⁴	70	6,3.10 ⁴
pryž tvrdá	1100	2,2.10 ⁹	1400	1,5.10 ⁶
ocel	7850	2,6.10 ¹¹	5750	4,5.10 ⁷
hliník	2700	6,2.10 ¹⁰	4800	1,3.10 ⁷
olovo	11400	2,3.10 ¹⁰	1410	1,6.10 ⁷
beton	2300	2,2.10 ¹⁰	3100	7,1.10 ⁶
cihly	1150	1,6.10 ¹⁰	2800	5,6.10 ⁶
silon	2000	1,8.10 ⁹	1250	1,4.10 ⁶

5 HLUK SPALOVACÍCH MOTORŮ

Spalovací motor je mechanická soustava několika na sobě závislých systémů začleněných do jednoho tělesa – bloku motoru. Zdroje hluku spalovacího motoru můžeme rozdělit do tří základních skupin z hlediska jejich vzniku. Podíl jednotlivých zdrojů hluku je zobrazen na Obr. 19 [11]. Tento diagram je měřený na zážehovém motoru osobního automobilu. Je zřejmé, že při všech otáčkových režimech spalovacího motoru převládá hluk termodynamického cyklu [11]. Za druhý nejvýznamnější zdroj hluku se považuje rozvodový mechanismus.

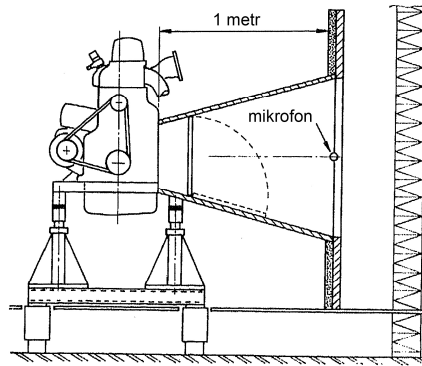


Obr. 19 Porovnání vibrační dílčích zdrojů, maximální točivý moment [11]

5.1 VYZAŘOVÁNÍ HLUKU SPALOVACÍCH MOTORŮ

Vztah mezi vibracemi motoru a vyzářeným hlukem do okolí je často zjišťován experimentálně. Například jak uvádí T. Pride [35] v minulosti byly používány dvě metody, metoda zakrytím částí motoru a metoda akustické roury. (Priede, Austen, Grover 1964). Tato metoda je založena na postupném zakrývání a odkrývání jednotlivých povrchových částí motoru. K zakrývání se používaly olověné nebo hliníkové pláty. Porovnáním jednotlivých měření s nezakrytým a zcela zakrytým motorem je dosaženo požadovaných výsledků. Druhá metoda je nazývána jako „akustická roura“. Zde je měření založeno na odstínění části motoru, která není právě sledována (Thein 1968). To je docíleno vedením tvaru

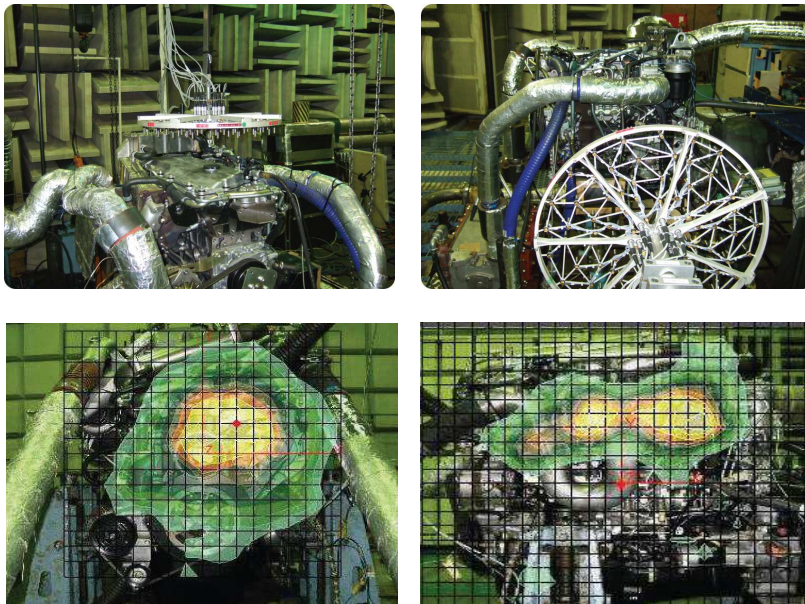
roury od motoru k mikrofonu. Obr. 20 [35] Tato metoda je rychle použitelná pro různé spalovací motory.



Obr. 20 „akustická roura" metoda pro lokalizaci jednotlivých zdrojů hluku spalovacího motoru [35]

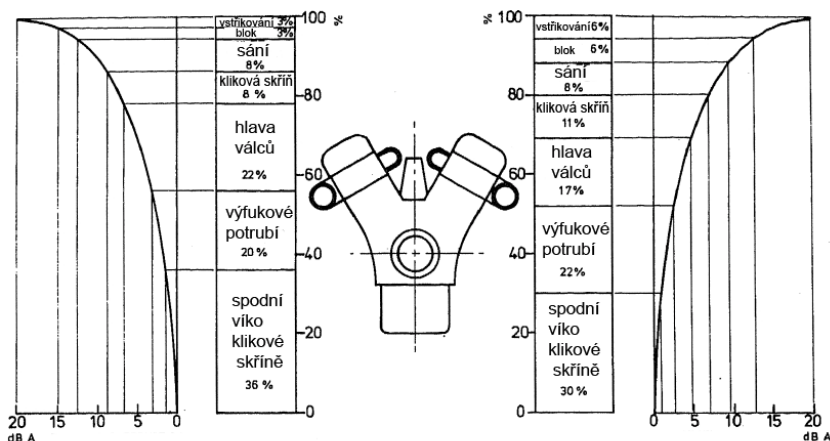
Dnes je běžně používaná metoda akustické holografie v blízkém poli a ta umožňuje lokalizovat zdroje hluku. Evanescentních vln využívá akustická holografie k rekonstrukci akustických veličin blízko zdroje hluku, které jsou měřeny ve vzdálenějším místě od povrchu. Tyto vlny jsou rychle utlumovány, a proto mohou být sledovány velmi blízko povrchu. Mikrofonní pole musí být navrženo tak, aby co možná nejméně ovlivňovalo měření. Toto pole se umísťuje v předem definované vzdálenosti od měřeného objektu. Změřené hodnoty akustického tlaku v konkrétních bodech měřicího pole jsou dále zpracovávány a přepočítávány do rovin, kde požadujeme danou akustickou mapu [48].

Obr. 21 [48] dole, zobrazuje měření motoru lehkého užitkového vozu Isuzu pomocí pole 84 mikrofonů umístěných do kruhu o průměru 500 mm.



Obr. 21 Akustická holografie v blízkém poli [48]

Jednotlivé části motoru a jejich podíl na celkovém vyzářeném hluku je na Obr. 22 [35]. Zde je patrný rozdíl použitých metod, levá strana obrázku je měřena metodou zakrývání a pravá pak metodou akustické roury.

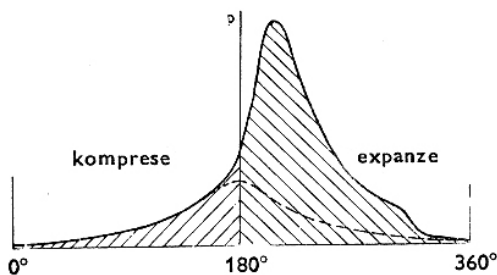


Obr. 22 Ukázka porovnání metod "akustické roury" a zakrývání [35]

5.2 HLUK TVOŘENÝ TERMODYNAMICKÝM CYKLEM

Pístový spalovací motor s vnitřním spalováním využívá chemickou energii obsaženou v uhlovodíkovém palivu, a to tak, že v uzavřeném prostoru válce motoru dochází k hoření, a tím následně i ke zvýšení teploty a tlaku v daném místě.

Velký nárůst tlaku plynů ve válci Obr. 23 [15] je dán zapálením směsi vzduchu a odpovídajícího množství paliva. Tato směs je stlačena pohybem pístu do horní úvrati a dále pak zapálena (u vznětových motorů se sama vznítí nárůstem teploty). Tím dochází k ještě razantnějšímu nárůstu tlaku plynů a vývinu tepla. Rychlé zvýšení tlaku je také doprovázeno hlukem. Rychlost hoření palivové směsi ve válci (rychlost šíření čela plamene) u zážehových motorů je až 25 m/s [15].



Obr. 23 Průběh síly od tlaku plynů na píst v závislosti na poloze klikového hřídele [15]

5.3 HLUK PROUDĚNÍ PLYNŮ A KAPALINY

Spalovací motor mimo mechanické soustavy obsahuje také kapaliny, jedná se o chladicí kapalinu a mazací olej. Tyto proudí spalovacím motorem a jeho příslušenstvím a jsou také zdrojem vibrací a hluku. Při výměně směsi ve válci proudí vzduch a výfukové plyny potrubím a hlavou válce a tím přispívají k celkovému hluku.

Jako nejvýznamnější se jeví hluk odcházejících výfukových plynů z válce motoru ihned po otevření výfukového ventilu [12]. Tehdy dochází k prudkému poklesu tlaku ve válci; důvodem je otevření výfukového ventilu před dokončením expanzního zdvihu. Příčinu představuje především využití tlakové energie zbylé na konci expanzního zdvihu pro rychlejší odvod spalin z válce. Tento hluk je podstatně snížen tlumiči hluku umístěnými ve výfukovém potrubí.

Hluk, který tvoří vzduch nasávaný do válců, je účinně tlumen vhodnou volbou objemů, průřezů a celkovou stavbou sacího traktu spalovacího motoru. Chladicí kapalina, která nuceně obíhá spalovacím motorem, svým prouděním vytváří také vibrace a hluk. K posledním zdrojům hluku tohoto druhu patří ostřík a proudění mazacího oleje motorem. Z hlediska diagnostiky mechanických vad motorů se jeví hluk proudění chladicí kapaliny a oleje motorem jako nepodstatný.

5.4 HLUK MECHANICKÝCH PODNĚTŮ

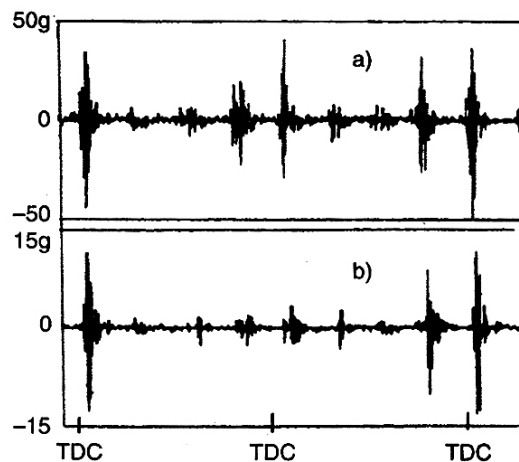
Interakce kovových ploch mezi sebou při chodu motoru způsobuje vibrace [4, 13, 28], které se šíří motorem a jsou vyzářeny do okolí jako hluk. Rozruch se šíří tuhou strukturou bloku motoru a hlavou válce [19].

Příklady jednotlivých zdrojů hluku motoru za chodu:

- dosednutí ventilů do sedel při jejich zavírání,
- vymezování vůle ventilového rozvodu při otevírání ventilů (jak sacího, tak výfukového ventilu),
- pohyb pístních kroužků v drážce pístu,
- klopení pístu v úvratích vratného pohybu,
- vymezování vůle v uložení pístního čepu,
- vymezování vůle v uložení hlavního ojničního ložiska,
- tření vačky po kontaktní ploše ventilového zdvihátka,
- hluk kluzných ložisek (hlavní ložiska klikového hřídele),
- olejové čerpadlo,
- u vznětových motorů palivové čerpadlo,
- vstřikovače paliva.

Obecně lze říci, že se zvyšující se provozní teplotou motoru celkový akustický výkon hluku vyzářený motorem klesá. Důvodem je tepelná roztažnost jednotlivých součástí spalovacího motoru, kdy jejich ohřevem dochází ke zmenšování vůlí, a tím i ke zmenšení energie jejich rázů.

Velkou měrou se na celkovém vyzářeném akustickém výkonu podílí opotřebení jednotlivých mechanických součástí motoru. Opotřebení vede ke zvětšování vůlí, a tím ke zvyšování energií vibrací Obr. 24 [13].



Obr. 24 Vibrace bloku motoru: a) s velkým opotřebením, b) po záběhu TDC – označení horní úvrati pístu [13]

5.4.1 VLIV VENTILOVÉHO ROZVODU NA CELKOVÝ HLUK MOTORU

Rozvodové mechanismy zabezpečují výměnu náplně válce spalovacího motoru a umožňují tak cyklické opakování tepelných oběhů. Proto je cílem vytvořit při návrhu motoru takovou konstrukci mechanismu rozvodu, která zajistí co možná nejlepší naplnění válce a co možná nejdokonalejší odstranění spalin z předchozího děje. Rozvodový mechanismus rozhodujícím způsobem ovlivňuje objemovou účinnost a jejím prostřednictvím i indikovaný výkon motoru [25]. U dnešních automobilových a traktorových motorů se používají ventilové rozvodové mechanismy. Dokonalého a dlouhodobě spolehlivého utěsnění pracovního prostoru s ventilovým rozvodovým mechanismem se dosahuje tím, že v době, kdy ve válci motoru působí vysoké tlaky, je ventil v klidu a tlakem spalin přitlačen do ventilového sedla. To je jedna z hlavních výhod ventilových rozvodových mechanismů, která jim zajistila výjimečné postavení ve spalovacích motorech pro osobní automobily a traktory [25].

Celkový podíl ventilového rozvodu a hluku motoru je od 10 % do 25 % [11]. Není zde však zahrnut pohon vačkového hřídele, dnes běžně realizovaný u vozidlových motorů ozubeným řemenem a stále se rozšiřujícím řetězem.

Na celkový podíl mají velký vliv také otáčky klikového hřídele a dá se říci, že s narůstajícími otáčkami klikového hřídele také roste podíl rozvodového mechanismu na celkovém hluku motoru.

5.4.2 PORUCHY VENTILOVÉHO ROZVODU – VENTILOVÁ VŮLE

Aby ventil za všech stavů a zatížení motoru zaručeně dosedal na sedlo, je bezpodmínečně nutné zachovat vůli mezi ventilem a zdvihátkem, popřípadě vahadlem. Nedosedne-li totiž ventil do sedla, nastává velmi rychle opálení talíře a sedla ventilu unikajícími žhavými plyny [33].

Stanovení správné ventilové vůle je důkladně popsáno v [33], zde budou dále uvedeny pouze stavy, které odpovídají poruše.

Příklady poruchy ventilového rozvodu můžeme rozdělit do dvou základních skupin:

- a) poruchy vzniklé chybou při montáži,
- b) poruchy vzniklé opotřebením, které jsou důsledkem provozu.

Uvedené poruchy v následujícím textu jsou pouze výběrem možných s ohledem na vyšetřovaný ventilový rozvod OHV.

Ad a) Při sestavování (montáži) ventilového rozvodu je nutné postupovat v souladu s předepsanými předpisy výrobce motoru. Nejčastější montážní porucha je nastavení špatné ventilové vůle (u systémů, kde není zařízení pro automatické vymezování ventilové vůle). Další častou chybou je nedodržení minimální vzdálenosti závitů ventilové pružiny při otevřeném ventilu. To se projevuje dosednutím závitů pružiny přímo na sebe. Takový jev je doprovázen hlukem velkého rázu, kdy je vačka přes vložené části (vahadla, misky, zdvihátka) v přímém kontaktu s hlavou válců.

Ad b) Provozní poruchy ventilového rozvodu můžeme opět rozdělit do dvou skupin. První zahrnuje vady, které mají zásadní vliv na funkci tohoto mechanismu. Například jde o prasklou ventilovou pružinu, ohnuté nebo zlomené vahadlo, extrémně deformovanou zdvihací tyčku, prasklý vačkový hřídel, ohnutý ventil apod.

Druhá skupina poruch zahrnuje poruchy, které mají vliv na funkci, ale i přes jejich přítomnost je systém provozuschopný. Nejčastější poruchou je změna profilu vačky jejím opotřebením. To následně vede ke změně zdvihové křivky ventilu. Opotřebením kontaktních ploch vačky a zdvihátka v důsledku provozu má za následek zvětšení ventilové vůle.

5.5 VÝSLEDNÝ PRŮBĚH ZRYCHLENÍ VENTILU

U pomaluběžných motorů je zrychlení ventilu při nominálních otáčkách 200–500 m/s² a u vozidlových motorů se považuje za vyhovující hodnota 600–800 m/s². V mezních případech jsou hodnoty zrychlení i 1 500 m/s². Přípustné hodnoty závisí ovšem také na hmotnosti součástí, které je třeba ovládat, resp. na vznikajících silách a rozměrech součástí, které jsou jimi ovládány [15].

Je nutné připomenout, že na celkovém zrychlení v rozvodu se podílí také konečná tuhost rozvodu a nerovnoměrnost chodu motoru. Zvláště přídavná zrychlení vyvolaná nerovnoměrným pohybem vačkového hřídele, zrychlení způsobená kmitáním rozvodu a náhlými změnami (nespojnostmi) ve zdvihu a jeho derivacích. Tato zrychlení mohou dosahovat vysokých hodnot a být tak příčinou poruch rozvodu [33]. Do větších detailů je problematika vlivu různých parametrů na celkový průběh zrychlení v rozvodu popsána v [33].

5.6 VYMEZOVÁNÍ VENTILOVÉ VŮLE

Z důvodů tepelné roztažnosti mechanických součástí spalovacího motoru (ventily, vahadla, zdvihací tyčky atd.) je nutné tyto teplotní dilatace kompenzovat. Důvodem je potřeba zajištění naprosté těsnosti ventilu a sedla ventilu, aby nedocházelo k únikům horkých plynů ze spalovacího prostoru. Také s rostoucí ventilovou vůlí roste i dosedací rychlost ventilu a tím dochází k trvalému poškození ventilových sedel. Proto je důležité, aby nárůst rychlosti ventilu při otevírání i zavírání byl malý. Vymezování vůle ventilu náběhy na vačce je velmi jednoduchým a levným způsobem zmenšování otevírací a dosedací rychlosti ventilů [33]. Má však jistou nevýhodu ve změně časování rozvodu při malé změně vůle. Taková změna nemá sice vliv na plnění válce, ale může způsobit ztrátu tlaku ve válci, a tím zhoršené poměry při spouštění a rychlé propálení sedel výfukových ventilů při jejich předčasném otevírání [33]. Vymezování ventilové vůle je v současné době řešeno dvěma základními principy, mechanickým nebo hydraulickým.

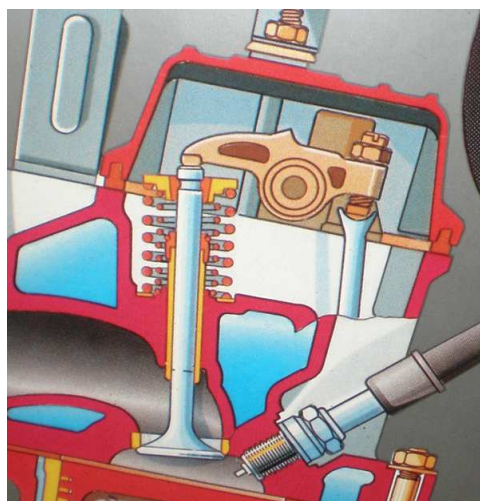
5.6.1 MECHANICKÉ VYMEZOVÁNÍ VENTILOVÉ VŮLE

Mechanické vymezování ventilové vůle je metoda používaná dnes už jen u motorů malých automobilů a zahradní techniky. Spočívá v nastavení přesné vůle mezi vačkou a ventilem při studeném motoru. Tato vůle se zmenšuje právě díky teplotní roztažnosti součástí ventilového rozvodu. Toto nastavení se provádí stavěcím šroubem Obr. 25 [2] nebo se vůle nastavuje pomocí výměnných podložek s definovanou tloušťkou. Nastavení vůle pomocí stavěcího šroubu je velice jednoduché. Provádí se pomocí tzv. ventilových měrek, které se vkládají např. mezi vačkový hřídel a vahadlo, a stavěcím šroubem se nastaví výrobcem předepsaná vůle.

Nastavení ventilové vůle výměnnými podložkami se provádí prvotním změřením stávající vůle, výpočtem vhodných nových podložek a následnou výměnou podložek.

Mechanické vymezení ventilové vůle je velice jednoduché, ale klade větší nároky na údržbu z hlediska nutnosti kontrolovat ventilovou vůli při výrobcem definovaných intervalech.

Největší nevýhodou je však hluk ventilového rozvodu, který motor produkuje do doby, než se zahřeje na provozní teplotu a tím se zmenší vůle ventilového rozvodu. Avšak i v době, kdy motor dosáhne provozní teploty, musí být jistá minimální vůle ve ventilovém rozvodu z důvodu správného utěsnění spalovacího prostoru. Provedené doplňkové měření ukázalo závislost velikosti ventilové vůle na hluku produkovaném ventilovým rozvodem v kapitole 11 Vliv ventilové vůle na energii rázu zavíraného ventilu.

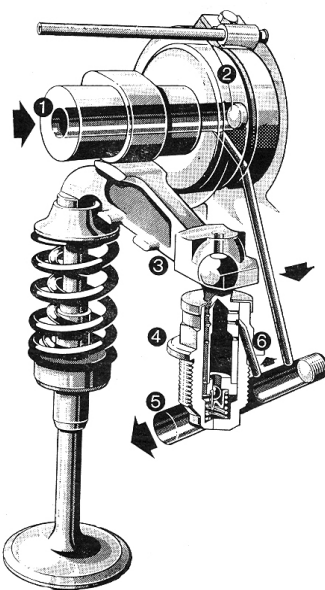


Obr. 25 Příklad vymezování ventilové vůle stavitelným šroubem [2]

5.6.2 HYDRAULICKÉ VYMEZOVÁNÍ VENTILOVÉ VŮLE

Hydraulické vymezování ventilové vůle se poprvé objevilo u vozidel Pierce-Arrow v roce 1930. Masově se však pro motory osobních automobilů využívá až od roku 1980. Na Obr. 26 [40] je zobrazen systém používaný automobilkou Mercedes Benz v roce 1975. Technicky je však velice podobný moderním systémům pro hydraulické vymezování ventilové vůle. Tlakový olej přivedený do hydraulického válce neustále vyvozuje sílu a ta působením na jeden konec vloženého vahadla vymezuje vůli mezi vačkou a ventilem.

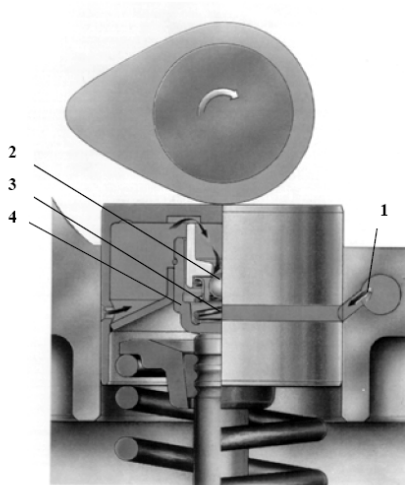
Dutou vačkovou hřídelí (2) se přivádí tlakový olej, který je kanálem (6) veden do hydraulického vymezovače (4). Ten podepírá vlečené vahadlo (3), které je vloženo mezi vačku a ventil. Olejový kanál (5) vede hlavou tlakový olej k dalším mazacím místům.



Obr. 26 Hydraulický vymezovač vůle s vahadlem, Mercedes [40]

Vložení hydraulického členu do systému ventilového rozvodu je ihned po startu zajištěno vymezení ventilové vůle, dochází však k nárůstu tření mezi vačkou a např. vahadlem v případě, kdy je ventil v zavřené poloze a vahadlo klouzající po základní kružnici vačky je neustále přitlačováno silou vzniklou tlakem mazacího oleje. Další nevýhodou je zmenšení tuhosti celé soustavy ventilového rozvodu díky vložení hydraulického členu.

Na Obr. 27 [44] je zobrazen hydraulický vymezovač vůle hrníčkovým zdvihátkem. Tento systém dovoluje vačce přímo ovládat ventil jen přes zdvihátko. Kanálkem (1) je přiveden tlakový olej do drážky na obvodu vodící plochy zdvihátka a odtud je ve směru šipek přes zpětný kuličkový ventil (2) veden do tlakového prostoru nad pístkem zdvihátka (4). Naplnění tohoto prostoru a vymezení vůle mezi zdvihátkem a opěrnou plochou dříku ventilu napomáhá pružina (3). Při otevírání ventilu vačkou dojde k uzavření zpětného kuličkového ventilu a síla je přenášena přes olej uzavřený uvnitř pístku. Pokud by však tento systém byl absolutně těsný, došlo by k vymezení vůle u studeného motoru. S postupným ohřevem ventilu a prodlužováním jeho dříku by ventil zůstal otevřený. Tato situace však nenastane v důsledku vůlí jak uvnitř zdvihátka, tak u jeho uložení v hlavě válců [44].



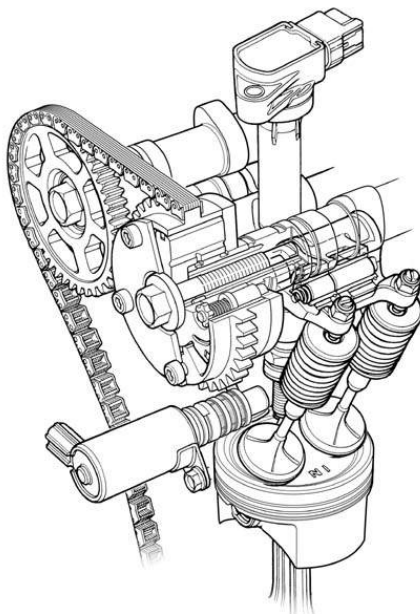
Obr. 27 Hydraulický vymezovač vůle hrníčkovým zdvihátkem [44]

5.6.3 PRINCIPY ZMĚNY ČASOVÁNÍ VENTILOVÉHO ROZVODU

Moderní spalovací motory pro osobní automobily jsou často vybaveny pomocnými systémy pro zlepšení mj. průběhu točivého motoru, spotřeby paliva a produkovaných exhalací. Jedná se zpravidla o systém, který buď jen natáčí vačkový hřídel vůči klikovému hřídeli, nebo mění i zdvih ventilu. Nejčastěji se jedná o skokovou změnu otevírání sacího ventilu, ale v poslední době se nezdá objevuje systém, který mění polohu vačkového hřídele plynule. To se zpravidla děje pomocí hydraulického nebo elektrického akčního členu, který je ovládán řídicí jednotkou na základě aktuálních otáček motoru. Automobilky Honda a Porsche však používají odlišný systém. Jedná se o využití několika profilů vaček pro ovládání jednoho ventilu. Každý profil je určen pro jiný otáčkový režim motoru.

Pro přesné vytvoření časové osy událostí konkrétního motoru je nutné znát nejen rozvodový diagram, ale i charakteristiku změn časování ventilového rozvodu.

Třístupňový VTEC (Variable Valve Timing and Lift Electronic Control), Obr. 28 [49]. Jedná se o systém používaný automobilkou Honda, který ovládá sací ventil jedním ze třech profilů vačky. V praxi to znamená, že jsou tři vačky umístěny těsně vedle sebe a každá má vlastní vahadlo. Každá vačka je určena jinému otáčkovému rozsahu pro dosažení optimálního naplnění válce. Pro otáčkový rozsah $0-2\,500\text{ ot}^{-1}$ je určena první vačka, s důrazem na možnost spalování chudé směsi paliva se vzduchem. Při otáčkách motoru $2\,500-6\,000\text{ ot}^{-1}$ je v činnosti druhá vačka, která má zajistit maximální točivý moment motoru. Poslední otáčkový režim je $6\,000-7\,000\text{ ot}^{-1}$ pro dosažení maximálního výkonu.



Obr. 28 Honda, VTEC systém pro změnu časování ventilového rozvodu [49]

Active Valve Control System (I-Active Valve Lift System)

Systém pro natáčení vačkového hřídele vyvinutý automobilkou Subaru. Tento systém dovoluje pouze změnu začátku otevírání ventilů.

MIVEC (Mitsubishi Innovative Valve Timing Electronic Control System)

Systém pro ovládání ventilů vyvinutý automobilkou Mitsubishi. Jako základ je použito dvou rozdílných vačkových profilů pro ovládání jednoho ventilu. Jeden profil vačky je pro dosažení stabilního volnoběhu motoru a pro nízké emise v nižších otáčkách motoru. Druhý profil s větším zdvihem ventilu slouží pro dosažení maximálního výkonu.

N-VCT (Nissan Variable Cam Timing)

Tento systém byl navržen firmou Nissan. Řešení je podobné jako u automobilek Subaru (MIVEC), pouze se natáčí vačkový hřídel vůči klikovému hřídeli pomocí hydraulického akčního členu. Zdvih ventilu se nemění.

S-VT (Sequential Valve Timing)

Automobilka Mazda tuto technologii poprvé představila v roce 1998. Pomocí hydraulického akčního členu se mění natočení vačkového hřídele vzhledem ke klikovému hřídeli. Zdvih ventilu se nemění.

VANOS (Variable Nockenwellen Steuerung)

VANOS je kombinací hydraulického a mechanického ovládní časování ventilů spalovacího motoru používanou automobilkou BMW. Pomocí hydraulického akčního členu se mění natočení vačkového hřídele sacích ventilů vzhledem ke klikové hřídeli. Změna se provádí plynule posuvem jezdců na šikmém drážkovaném hřídeli. Zdvih ventilu se nemění.

VVT-i (Variable Valve Timing with Intelligence)

V roce 1991 automobilka Toyota představila vlastní systém pro ovládní časování ventilů. VVT-i je dvoustupňové natočení vačkového hřídele vzhledem ke klikovému hřídeli pomocí hydraulického akčního členu.

VVT-iE (Variable Valve Timing – Intelligent by Electric Motor)

Jedná se o inovovaný systém VVT-i automobilky Toyota používaný ve vozech Lexus. Původní princip je doplněn o elektrický akční člen ovládající vačku sacích ventilů. Vačka výfukových ventilů je nadále ovládána pomocí hydraulického akčního členu.

VarioCamPlus

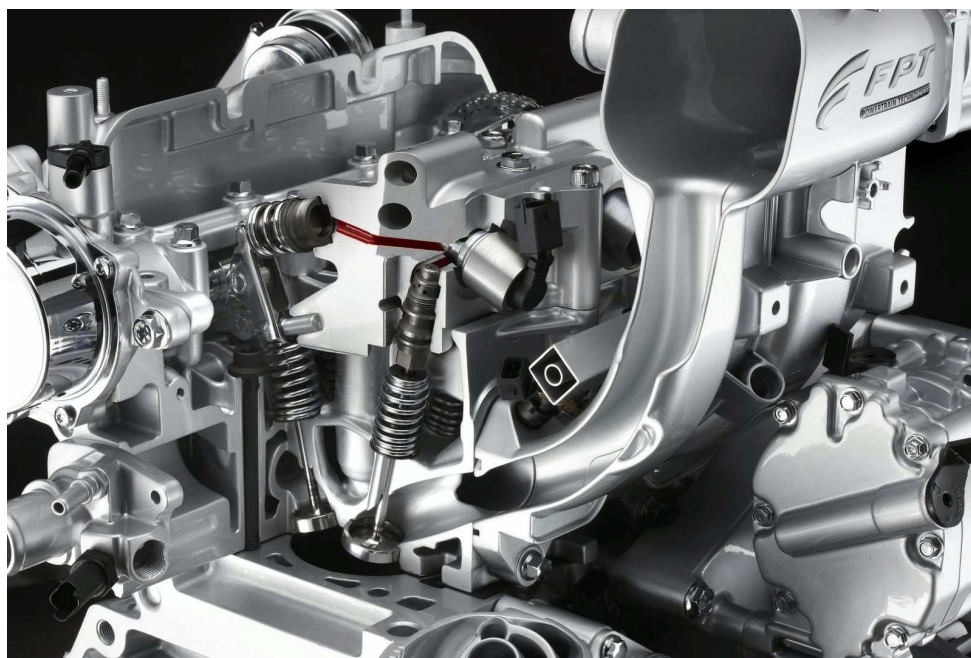
Automobilka Porsche používá pro změnu časování sacích ventilů křídlový hydromotor, umožňující relativní natočení vačkového hřídele vůči hřídeli klikovému. Tento systém také využívá dvou profilů vačky pro stupňovitou změnu celé charakteristiky zdvihu ventilu podobně jako systém VTEC automobilky Honda.

Valvetronic

Automobilkou BMW představený systém pro změnu zdvihu ventilu pomocí speciálního převodu pohybu z vačky na ventil prostřednictvím vloženého vahadla.

Multi-Air

Fiat pro změnu časování i samotného zdvihu sacího ventilu používá hydraulický převod s vloženým ovládacím ventilem. Výfukový ventil je pak ovládán přímo vačkou Obr. 29 [46]



Obr. 29 Ovládání ventilů Multi-Air [46]

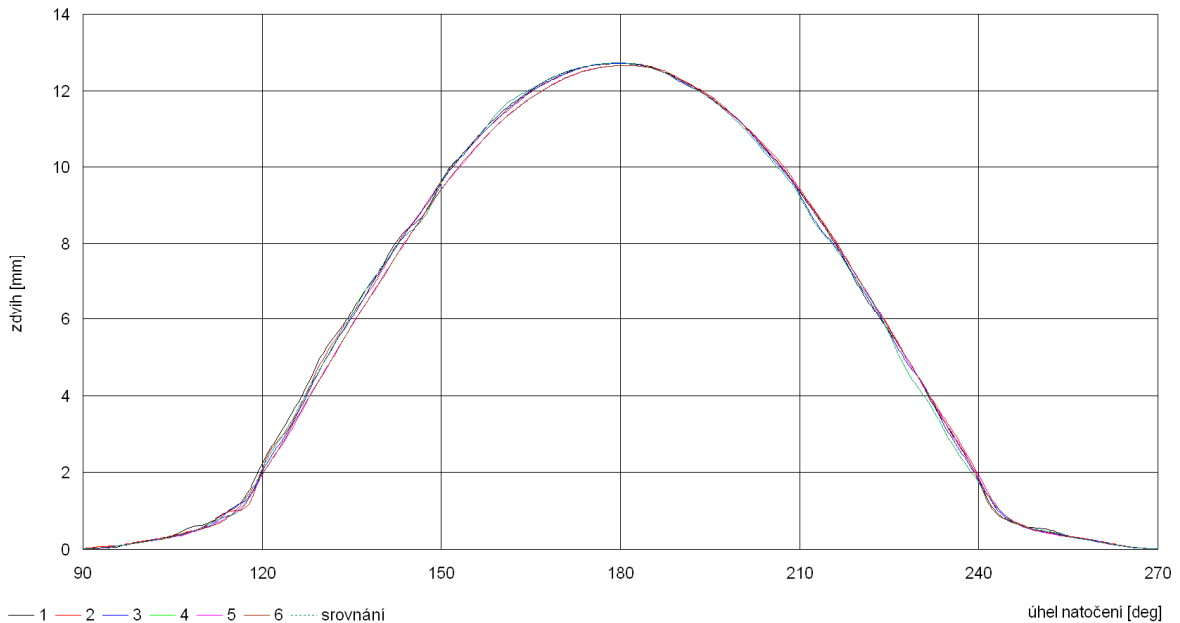
5.7 PŘESNOST VÝROBY VAČKOVÝCH HŘÍDELÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ

Vliv přesnosti výroby vačkových hřídelí na zvukový projev spalovacího motoru bude popsán v této kapitole, je však nutné zmínit, že data – výrobní výkresy dnes vyráběných motorů jsou velice obtížně přístupná. Proto zde uvádím jen příklady firmy KMS, která je producentem maloobjemových, čtyřválcových jednotek pro osobní automobily nižší střední třídy. Jedná se o zážehové i vznětové jednotky se čtyřventilovou konstrukcí v objemových třídách 1,4 až 1,7 litru.

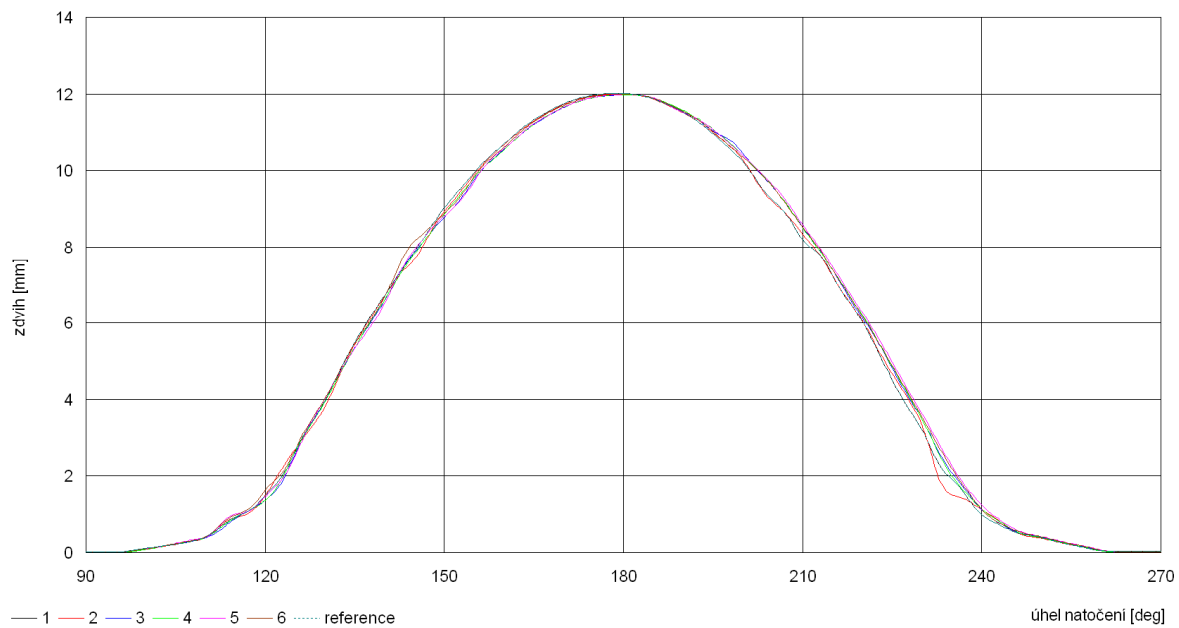
Výrobní výkresy shodně uvádí toleranci polohy palce vačky do 5', a to od společné základny na uložení ozubeného hnacího kola [31]. Taková odchylka vztahena ke dvěma otáčkám klikové hřídele činí maximálně 0,0011%.

Jen pro úplnost zde uvádím, že výrobní odchylka 15' vnáší chybu 0,0034%. Obě hodnoty nemají na zobrazení hluku motoru v časové oblasti výrazný vliv.

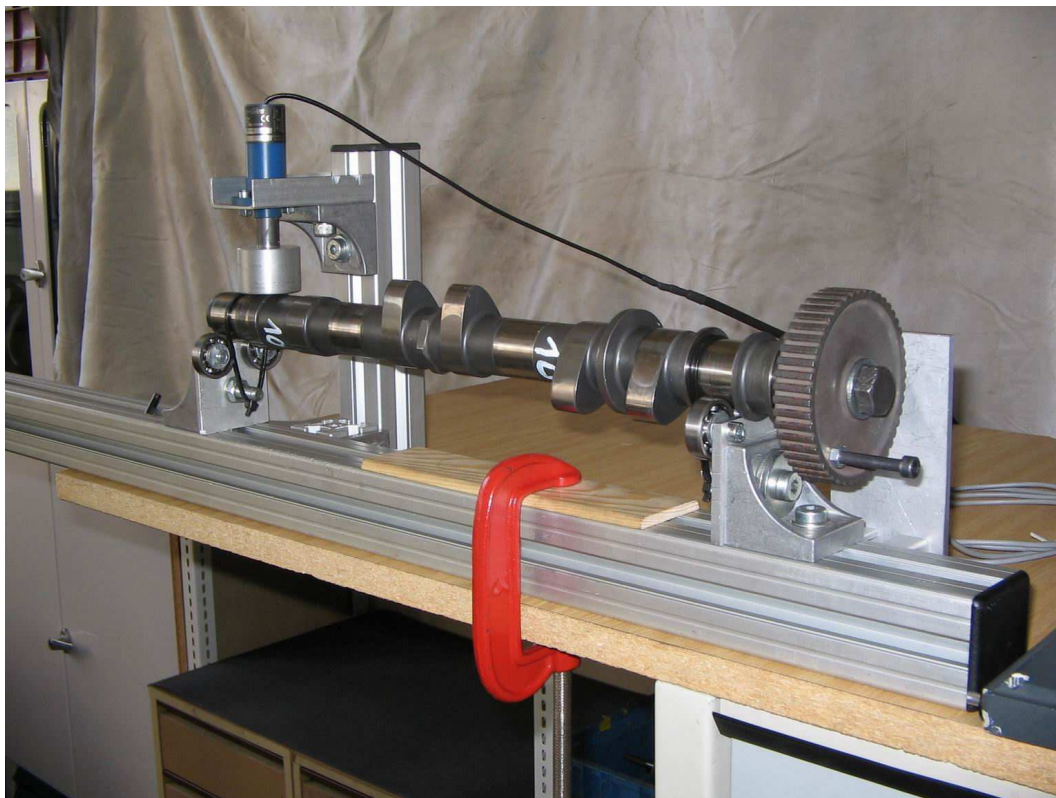
Obr. 30 a Obr. 31 [32] zobrazují profily jednotlivých palců sacích vaček šestiválcového motoru sportovního vozu Porsche. Jedná se zde o hodnoty získané kontaktním měřením povrchu jednotlivých vaček. Pro porovnání zde uvádím dvě konkrétní měření různých vačkových hřídelí. V obou případech je rozdíl polohy palců jednotlivých vaček velice malý.



Obr. 30 Porovnání palců vačky u šestiválcového motoru sportovního vozu (1) [32].



Obr. 31 Porovnání palců vačky u šestiválcového motoru sportovního vozu (2). [32]



Obr. 32 Zařízení na měření profilu palců vačkových hřídelí [32]

Pro zjištění tvaru vačky na Obr. 30 a Obr. 31 byl použit prototyp přístroje pro snímání tvaru a opotřebení automobilových nebo motocyklových vačkových hřídelí. Obr. 32 [32] Tento prototyp byl sestaven na Ústav konstruování, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně. Zobrazené řešení využívá při měření manuálního pohonu vačkové hřídele. Celý systém je postaven na univerzálním rámu s variabilním uspořádáním opěrných ložisek. Zdvih palce vačky je snímán odporovým čidlem Penny+Gilles SLS220 a úhel natočení (inkrementálně) induktivním snímačem IABSF10POP. Sběr a vyhodnocení dat z obou snímačů zajišťuje analyzátor DEWE-2010, může jej však nahradit celkem libovolný měřicí systém. Součástí přístroje je program pro archivaci a vykreslení naměřených hodnot, který byl vytvořen ve formě Listu v Sešitu aplikace MS Excel (VisualBasic) [32].

6 NEROVNOMĚRNOST CHODU SPALOVACÍHO MOTORU BĚHEM JEDNOHO CYKLU

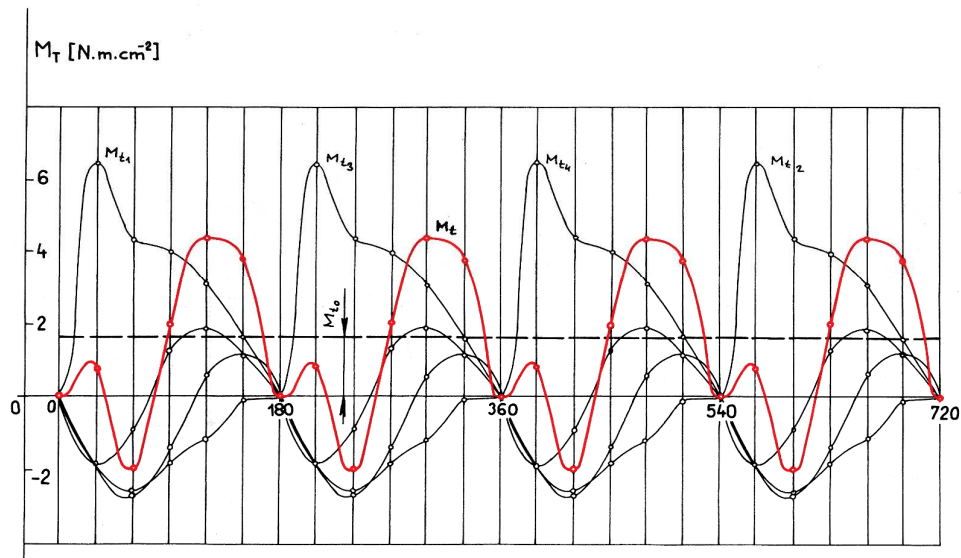
Nerovnoměrnost chodu spalovacího motoru je bohužel přítomna u všech pístových motorů. Jedná se o důsledek střídání jednotlivých pracovních cyklů v motoru. Obr. 33 [25] zobrazuje průběh točivého momentu (M_t) čtyřválcového motoru. Točivý moment je v každém okamžiku v rovnováze s momentem odporu spotřebiče připojeného na klikový hřídel a momentem setrvačných sil všech pohybujících se částí [16, 25].

$$-I_k \frac{d\omega}{dt} - M_R + M_t = 0, \quad (6.1)$$

kde M_R je moment odporu, zahrnující i momenty třecích sil vlastního motoru a pohon pomocných agregátů, I_k je moment setrvačnosti všech částí redukovaných k ose klikového hřídele, M_R uvažujeme konstantní a je roven střední hodnotě točivého momentu M_{t0} .

Potom nerovnoměrnost otáčení je dána pouze rozdílem mezi okamžitou hodnotou M_t a střední hodnotou M_{t0} [25].

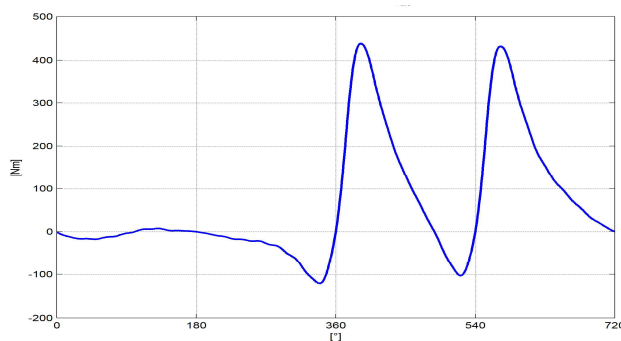
$$M_t + M_{t0} = I_k \frac{d\omega}{dt} \quad (6.2)$$



Obr. 33 Průběh točivého momentu čtyřválcového motoru před setrvačником [25]

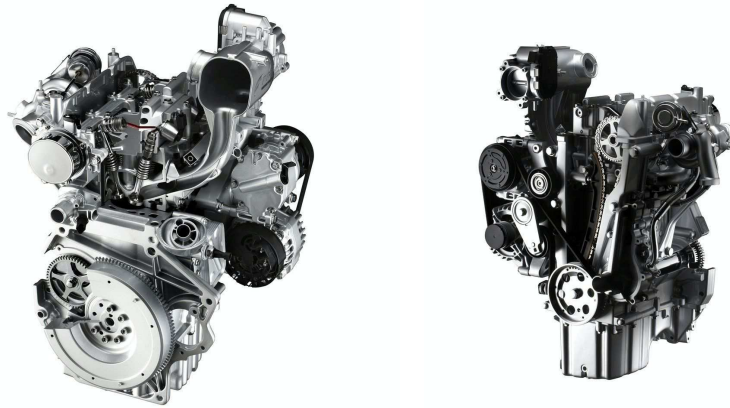
U pístových motorů se běžně používají jako akumulátory mechanické energie setrvačnický, pro překonání cyklů motoru, které energii spotřebovávají. Úkolem setrvačnický je udržovat rychlost otáčení klikového hřídele s předepsaným stupněm rovnoměrnosti chodu v požadovaném rozsahu otáček. Má-li motor malý počet pracovních válců, musí setrvačnický otáčet klikovým hřídelem v době pasivních zdvihů pístů [25].

Při analýze hluku motoru v časové oblasti, kdy informace o poloze jednotlivých událostí je velice podstatná, se jeví jako největší problém nerovnoměrnost chodu motoru způsobená rozdílným točivým momentem jednotlivých válcových jednotek. Na Obr. 34 je zobrazen průběh točivého momentu řadového dvouválcového čtyřdobého motoru. V tomto případě se jedná o konfiguraci klikového hřídele $0^\circ/180^\circ$, tzn. že rozmístění zážehů jednotlivých válců je komprimováno do jedné otáčky. To působí velice významně na celkový průběh točivého momentu motoru i rovnoměrnost jeho chodu. Tato konfigurace je však výhodnější z hlediska vyvážení.



Obr. 34 Průběh točivého momentu dvouválcového motoru před setrvačником

V současné době je řadový čtyřdobý dvouválcový motor ve vozidle TATA Nano, jedná se o malý městský automobil o výkonu 25 kW. Další automobilkou používající dvouválcovou jednotku je FIAT, motor bude sloužit pro pohon nejmenších vozidel koncernových značek – například Fiat 500, Fiat Topolino, Lancia Y a Fiat Panda a to i přeplňované verzi Obr. 35 [46].



Obr. 35 Dvouválcový motor Fiat [46]

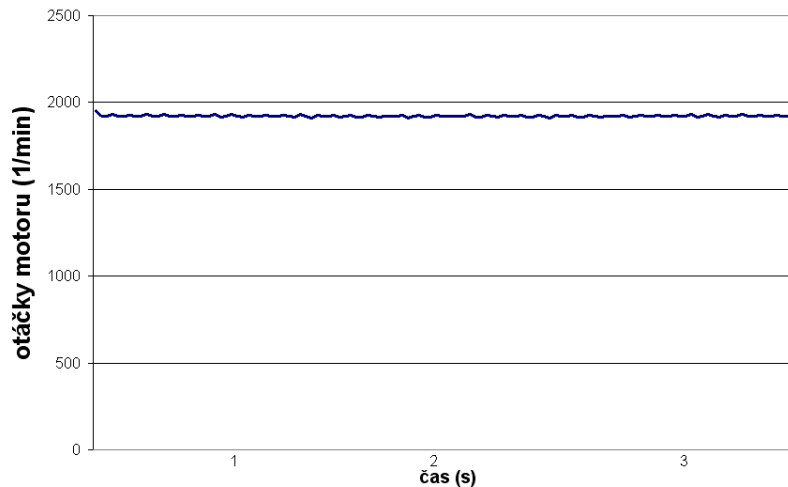
7 PŘEVOD HLUKU MOTORU Z ČASOVÉ OBLASTI NA ÚHEL OTOČENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Převodem hluku motoru za chodu se zabývá Virnich [29], kde u velkých spalovacích motorů zobrazuje hluk jednoho pracovního cyklu vztažený ke stupňům natočení klikového hřídele.

Tato práce je zaměřena na vliv vzorkovací frekvence snímaného signálu, hustotu rozdělení značek na jednu otáčku klikového hřídele a dále jsou zde uvedeny výsledky měření, která byla provedena na hlavě motoru. Při měření bylo použito 360 značek na jednu otáčku klikového hřídele a podle tohoto signálu je převzorkován časový záznam hluku motoru. Je nutné připomenout, že vzorkovací frekvence snímaného signálu (hluk motoru, vibrace motoru, atd.) musí být zvyšována úměrně ke zvyšujícím se otáčkám motoru z důvodu rychlejšího průběhu událostí.

Pro zjištění rovnoměrnosti chodu motoru při otáčkovém režimu vhodném pro diagnostiku mechanické závady bylo provedeno měření. Měření probíhalo na zážehovém čtyřválcovém motoru Škoda. Byla zvolena hodnota 2 000 ot/min a sledovala se poloha klikového hřídele během chodu motoru pomocí snímače polohy klikového hřídele Kistler 2613a. Zpracovaný signál převedený do časové oblasti je na Obr. 36, kde je patrná velice malá nerovnoměrnost chodu měřeného motoru.

Proto je možné u vozidlových čtyřválcových motorů při otáčkovém režimu vhodném pro diagnostiku mechanické závady (tj. nižší otáčky a malá zátěž motoru) nerovnoměrnost chodu motoru zanedbat.



Obr. 36 Rovnoměrnost chodu motoru během několika pracovních cyklů

7.1 URČENÍ POLOHY KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Uváděná metoda je založena na porovnání hlukového projevu motoru s diagramem událostí. Podmínkou pro správnou lokalizaci vady je informace o poloze klikového hřídele. Při měření byl použit snímač polohy klikového hřídele Kistler 2613B Obr. 37 [50]. Ten byl umístěn na straně rozvodů motoru. Výstupním signálem bylo 720 značek na jednu otáčku klikového hřídele ve formátu signálu TTL a trigr nastavený na horní úvrať 1. válce (při výměně směsi). Po provedení několika měření bylo zjištěno, že dostačující je nižší počet značek na jednu otáčku.

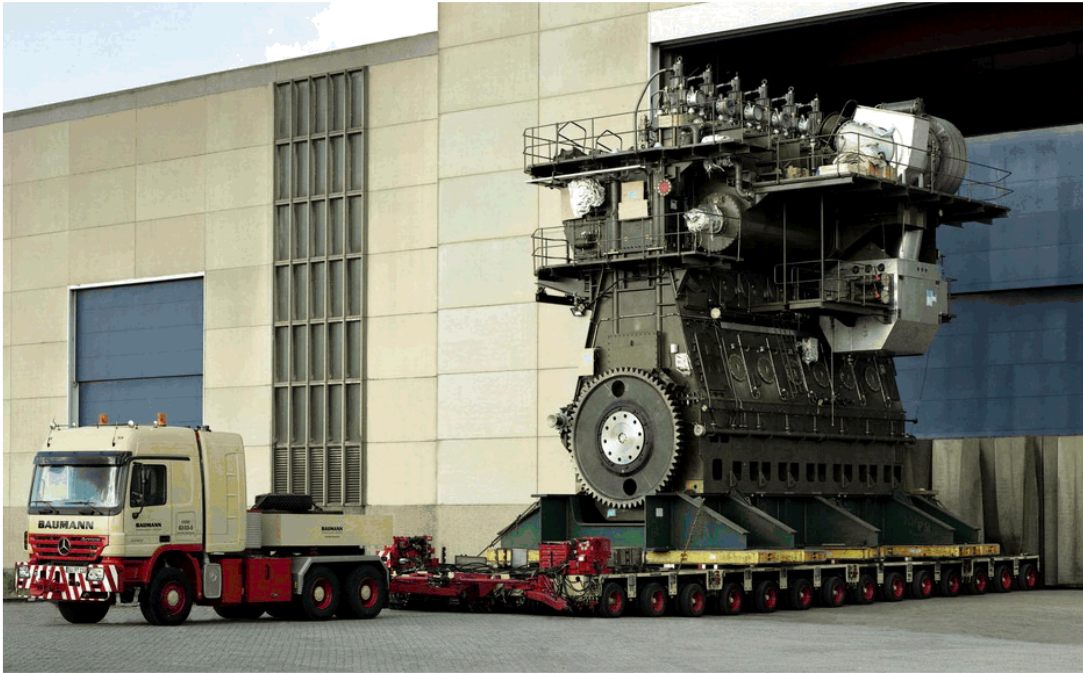


Obr. 37 Snímač polohy klikového hřídele Kistler 2613B [50]

Obecně lze použít libovolnou metodu pro určení polohy klikového hřídele s dostatečnou přesností. S měřicí techniky například bezkontaktní tacho sondu od Brüel & Kjær. Využití signálů, které jsou generovány snímači originálně osazenými na vyšetřovaném motoru pro řízení jejich chodu, je v podstatě také možné. Jediné omezení je nutnost znalosti konkrétních snímaných dějů. Např.: Indukční snímač polohy klikového hřídele, snímač polohy vačkového hřídele, informace ze vstřikovačů paliva apod.

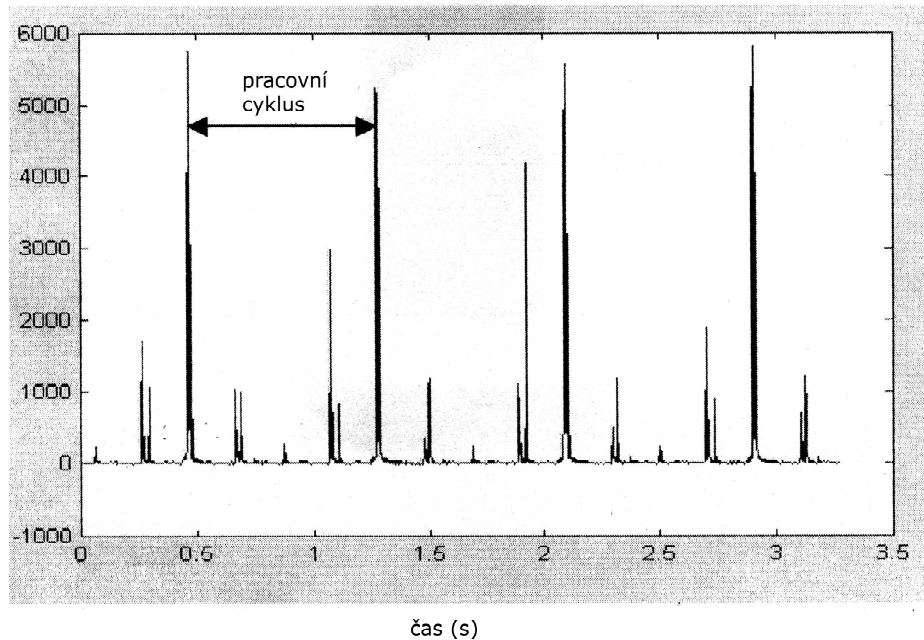
8 SHRUTÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Na problematiku sledování hluku stacionárních motorů velkých výkonů Obr. 38 [47] se zaměřuje J. A. Steel a R. L. Reuben [24] snímáním vibrací přímo z jednotlivých komponentů spalovacího motoru a následným zobrazením v závislosti na čase s vazbou na polohu klikového hřídele.



Obr. 38 Lodní motor Wärtsilä [47]

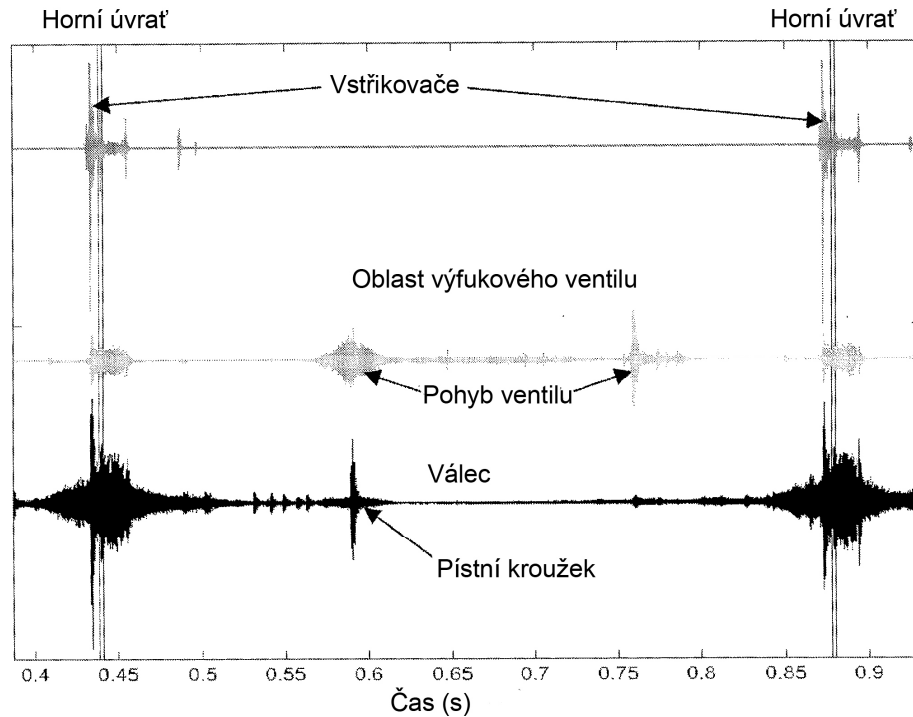
Dále pak uvádí sledování vibrací na spalovacím motoru o výkonu 76 kW. Na Obr. 39 [24] je zobrazeno měření vibrací na čtyřdobém, čtyřválcovém motoru pomocí jednoho snímače vibrací. Jeho umístění bylo na hlavě válců. Zde jsou patrné nejvýznamnější maxima generovaná spalovacím procesem jednotlivých válců. Různé vzdálenosti od jednotlivých válců způsobují velký rozdíl amplitud. Jak autor uvádí, pro úspěšné odhalení problémových částí takového motoru stačí 4 snímače zrychlení. Tyto pak mohou pokrýt možné vzniklé vady vstřikovačů, ventilového rozvodu a hlavních ložisek klikového hřídele.



Obr. 39 Záznam vibrací spalovacího motoru za chodu, snímač umístěn na hlavě válců [24]

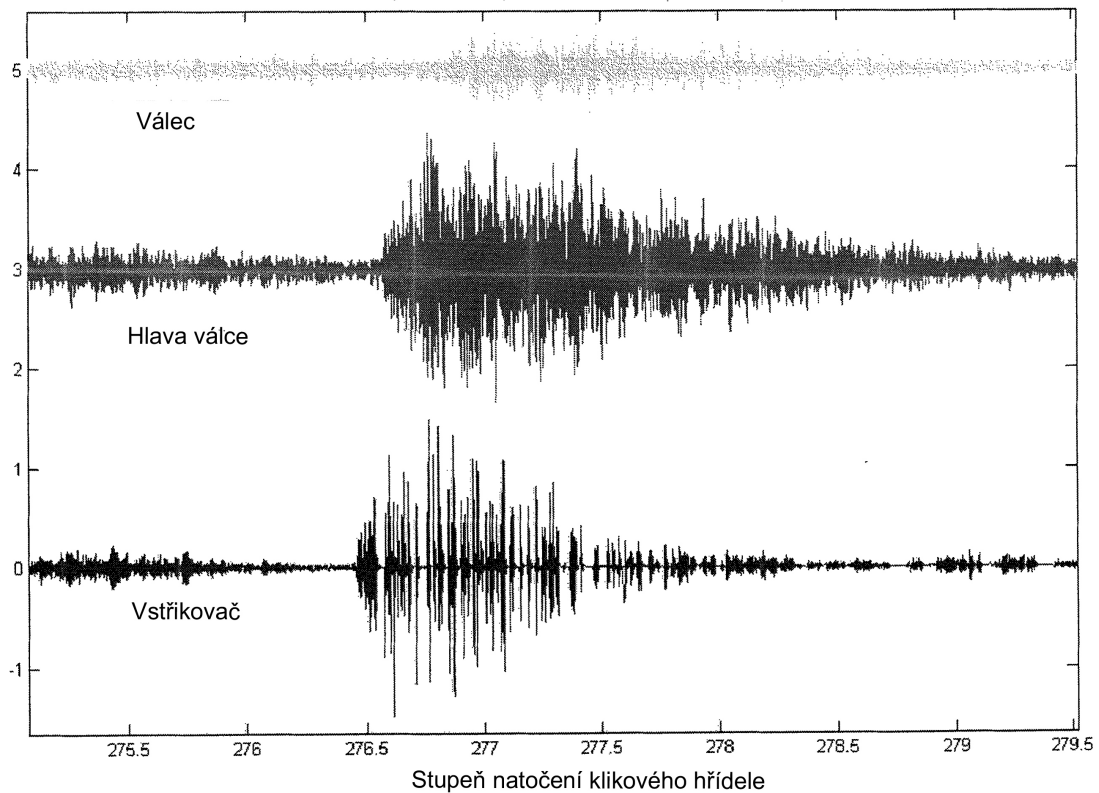
Měření na motorech velkých výkonů je zde zastoupeno sedmi- válcovým, dvoudobým lodním motorem o výkonu 10MW, který byl přestavěn na pohon generátoru. Obr. 40 [24] ukazuje záznam měření vibrací na tomto motoru pomocí několika snímačů. Snímače byly umístěny na vstřikovačích, skříni výfukového ventilu a na válci. Délka záznamu je v časové ose odpovídající jedné otáčce klikového hřídele. Jsou zde dobře patrné vibrace způsobené vstřikovačem, skříni výfukového ventilu a vibrace na válci. Uvádí zde útlum pevné struktury velkých motorů od -35 dB do -40 dB od bloku motoru k hlavě motoru. Tím je dán počet snímačů vibrací, a to 1 až 2 na každý válec motoru.

U menších motorů je sledování vibrací nepoměrně složitější z důvodu relativně velkého počtu zdrojů vibrací s malým odstupem. Měření a následné vyhodnocení vibrací, které bylo provedeno na jednoválcovém čtyřdobém motoru o výkonu 0,5 kW, ukazuje [24], že sledování dějů tak malého spalovacího motoru je možné pouze v případě velice přesného umístění snímače vibrací vzhledem k předpokládanému zdroji. Malé hmotnosti jednotlivých součástí motoru vyvozují velice malé rázy, a tudíž i vibrace o malých amplitudách. Ty jsou hodně utlumeny vlastní strukturou bloku motoru, a tím jsou málo zřejmé v časovém záznamu vibrací.



Obr. 40 Zobrazení naměřených vibrací na lodním motoru, délka záznamu odpovídá jednomu pracovnímu cyklu [24]

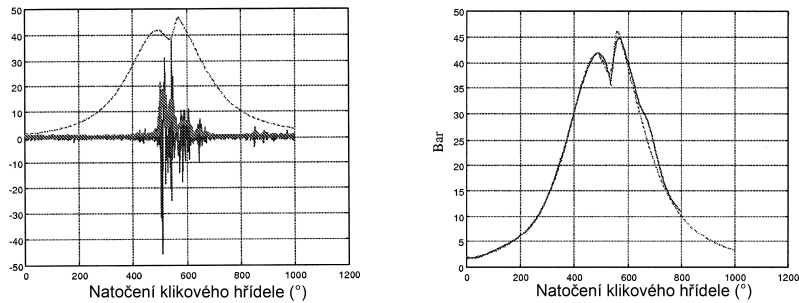
Dále je práce zaměřena na sledování přenosu vibrací pevnou strukturou spalovacího motoru. Jak ukazuje Obr. 41 [24] Záznam vibrací ze vstřikovače, hlavy válce a spodní části válce je vztažen ke stupni natočení klikového hřídele. Jednotlivé průběhy jsou generovány stejným podmětem, vibrace vstřikovače ale jsou sledovány na různých místech motoru. Zde se ukazuje časový posun přenosu vibrací pevnou strukturou a také jejich útlum. Vzdálenost mezi vstřikovačem a hlavou válců je v tomto případě 500 mm a mezi vstřikovačem a spodní částí válce je 1500 mm.



Obr. 41 Záznam vibrací stejného zdroje (vstříkovače) na různých místech motoru [24]

Na sledování vibrací a povrchu spalovacího motoru za účelem rekonstrukce průběhu spalovacích tlaků se zaměřuje Tohyama a kol. [26], Zurita a Agren [30] a Randall a kol. [21].

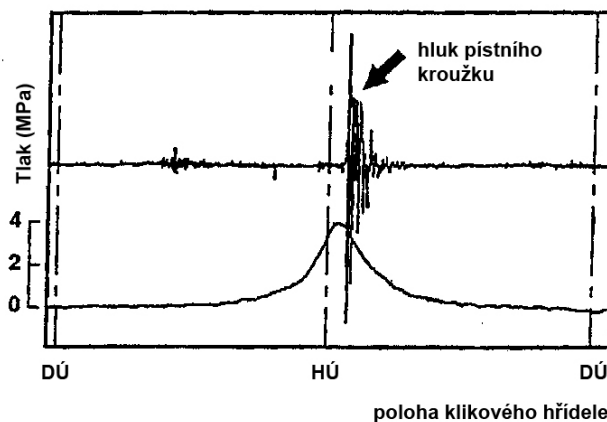
Nepřímé měření spalovacích tlaků vznětového motoru s využitím akustické emise popisuje El-Ghamry a kol. [3], měření je provedeno na velkém lodním vznětovém dvoudobém motoru a na čtyřdobém vznětovém motoru Perkins. Nezpracovaný akustický signál byl použit pro modelování i rekonstrukci záznamu spalovacího tlaku motoru v časové oblasti, ale nemůže být použit pro modelaci nárůstu tlaku ve válci při kompresi. Pro překonání tohoto problému je signál rozdělen do dvou oblastí. První reprezentuje kompresi a druhá expanzi včetně vstříku paliva. Rekonstrukce tlaku ve válci při kompresním zdvihu je provedena s využitím „mnohočlenného vyhlazení“. Autoregresní technika byla použita během expanze. Tato měření zahrnují diagram záznamu hluku v časové oblasti vázaný na polohu klikového hřídele při kompresním a expanzním zdvihu motoru. Obr. 42 [3] nalevo ukazuje měření samotného spalovacího tlaku ve válci (čárkovaná čára) a hluk měřený ve stejném čase. Obrázek napravo pak zobrazuje přímé porovnání měřeného spalovacího tlaku a vypočtené hodnoty z hluku (tečkovaná čára je tlak ve válci, plná čára je rekonstruovaný průběh tlaků na základě hlukové emise). Jak je patrné, vypočtená hodnota je velice blízko skutečnému spalovacímu tlaku.



Obr. 42 Záznam spalovacího tlaku motoru a hluku (nalevo), porovnání měřeného a vypočteného spalovacího tlaku [3]

Twiddle a Jones [28] prezentují diagnostickou metodiku pro sledování vad spalovacích motorů, které nepříznivě ovlivňují účinnost elektrických generátorů poháněných spalovacími motory. Každá chyba spalovacího procesu se projeví ve změně otáček motoru při konstantní zátěži. Odchylka od pravidelnosti chodu znamená, že požadovaný výkon elektrického generátoru není stálý. Tento problém je řešen implementací referenčního modelu k odhadu ovlivnění otáček motoru s ohledem na polohu klikového hřídele. Další výhodou je možnost nalézt vadnou válcovou jednotku právě díky periodicky se opakující nerovnoměrnosti chodu motoru a vazbě na polohu klikového hřídele.

Hlukem tvořeným pohybem pístních kroužků v drážce pístu spalovacího motoru, který není zahřátý na provozní teplotu, se zabývají Kobayashi, Sugihara a Yoshida [14]. Je zde popsán pohyb pístního kroužku při spalovacím cyklu motoru a hluk, který tento pohyb způsobuje vzhledem k poloze klikového hřídele Obr. 43. [14] Tento hluk se nejvíce projevuje u starších motorů, nejčastěji 30s po studeném startu. V rozsahu otáček $1250-2500 \text{ min}^{-1}$ a při nízké zátěži motoru.



Obr. 43 Záznam hluku generovaného pohybem pístního kroužku vzhledem k poloze klikové hřídele [14]

Akustické vlastnosti víka ventilového rozvodu řadového vozidlového motoru jsou sledovány v práci Andersona a Zhenga [1]. Experimentem je zde ukázáno na

konkrétním spalovacím motoru, že v oblasti 400–800 Hz převládá hluk, který je přímo vyzařován ventilovým rozvodem.

Experimentální studie vztahu kmitání klikového hřídele, vibrací motoru a hluku u rychloběžného spalovacího motoru [7] použitím MKP modelování poukazuje mj. na přenos vibrací hlavními ložisky klikového hřídele do bloku motoru. Dále je zde experimentálně zjištěn vztah mezi velikostí řemenice na konci klikového hřídele a vibracemi klikového mechanismu.

Výzkum v oblasti optimalizace tvaru bloku motoru v závislosti na hluku vyzářeném motorem do okolí [22] ukazuje, že úpravou tvaru bloku motoru a spalovacího procesu vznětového motoru lze docílit redukce hluku o 10 dB(A).

Identifikací dějů naftového spalovacího motoru použitím hlukového signálu se zabývá Badawi a Omer v [36]. Zaměřují se na sledování ventilové vůle a nesprávné činnosti vstřikovačů. Hluk motoru snímají 12ti mikrofony a ten je následně filtrován pásmovými propustmi. Časový průběh hluku je transformován ke stupni natočení klikového hřídele. Dále pracují na lokalizaci dalších dějů spalovacího motoru, otevření – zavření ventilů, klopní pístu ve válci. Měření zde probíhá na jednoválcovém vznětovém motoru Deutz o výkonu 7,7 kW při 1500 min⁻¹. Vzorkovací frekvence záznamu je 18KHz. Ke zpracování signálu je zde použita rychlá Fourierova transformace a časově frekvenční analýza. Autor zde popisuje přesné frekvence jednotlivých dějů např. sací ventil otevření/zavření 1380 Hz. Tohoto je docíleno lokalizací hluku na základě informací o rozvodu vyšetřovaného motoru. Pro vstřikovač paliva stanovuje frekvenci 3760 Hz a pro spalovací proces 3110 Hz.

9 CÍLE A METODY JEJICH DOSAŽENÍ V DISERTAČNÍ PRÁCI

Cílem této disertační práce je vypracovat jednoduchou a účelně přesnou diagnostickou metodu pro diagnostiku spalovacích motorů, které jsou již prokazatelně zatíženy mechanickou vadou.

Toho může být dosaženo sledováním hluku motoru za chodu, ke kterému je třeba přiřadit informaci o poloze klikového hřídele. Časový průběh hluku motoru se zobrazí v délce jednoho pracovního cyklu spalovacího motoru (dvě otáčky klikového hřídele u čtyřdobého motoru). Signál je v časové oblasti možno předem zpracovat, např. metodou průměrování (synchronní filtrace), což zajistí odstranění neopakujících se hlukových projevů motoru. Znamená to, že budou zvýrazněny opakující se složky hluku, generované mj. mechanickými podněty. Porovnáním takového záznamu s diagramem událostí konkrétního motoru ukáže možného původce specifické vady motoru. Tato práce navazuje na mou diplomovou práci [A6]. V této byl popsán problém pravidelnosti chodu motoru a jeho sledování pomocí hluku.

Jedním z pilířů celé práce je navrhnout a v rámci možností technického vybavení experimentálně ověřit měřicí systém, který bude schopen zaznamenat jak hluk motoru, tak i další potřebný signál o poloze klikového hřídele. Technické vybavení, dostupné na ÚADI od firmy Bruel Kjaer a Kistler, bude využito pro měření na spalovacích motorech.

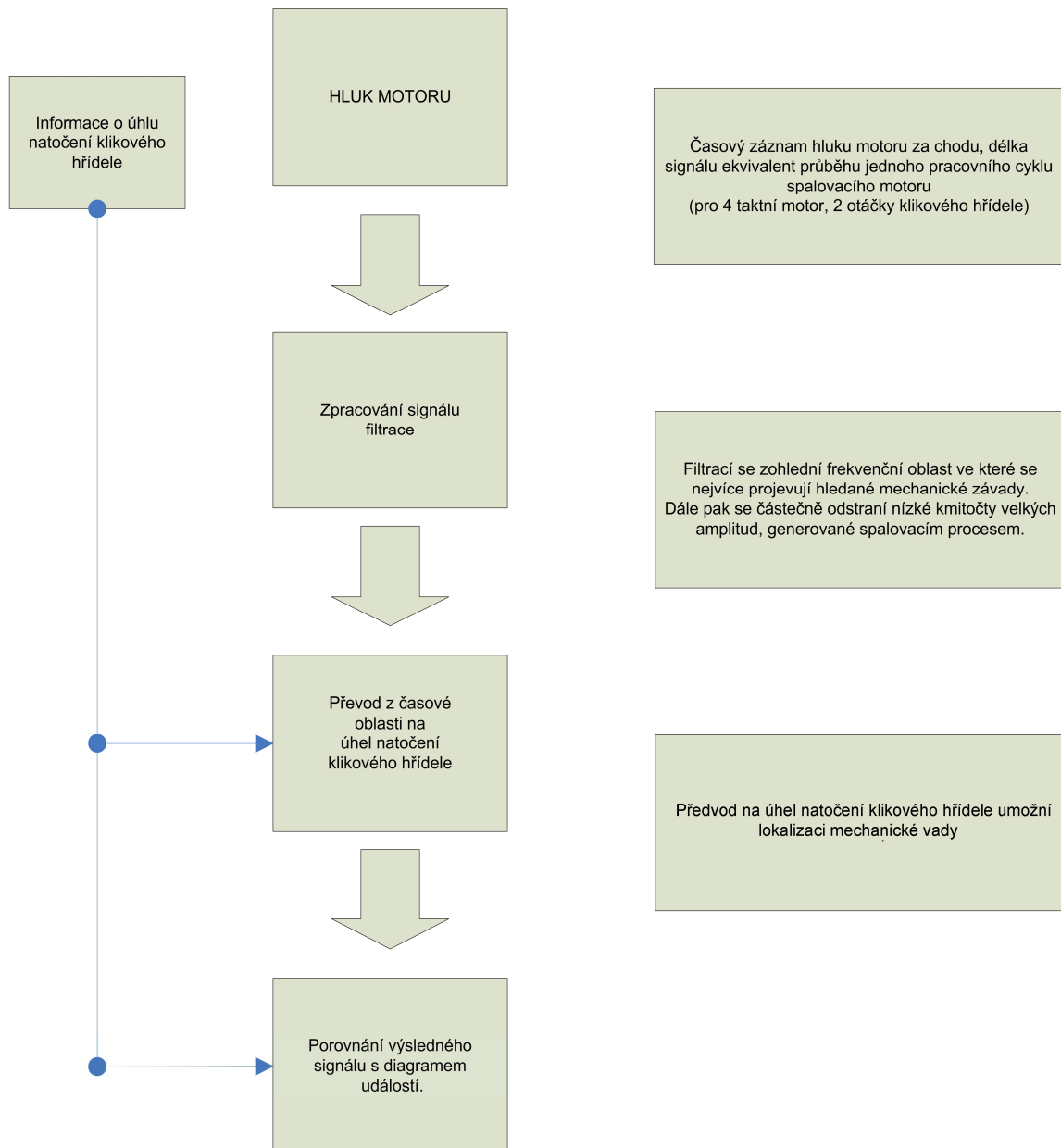
Dalším cílem je navrhnout a sestavit počítačový program pro generování sledů událostí motoru. Důležité je navrhnout ho tak, aby byl schopen vytvořit časovou osu událostí sledovaného motoru. Ta musí obsahovat všechny důležité děje mechanických součástí motoru, horní úvratě jednotlivých válců a polohy ventilů.

Další strana zobrazuje diagram klíčových kroků zkoumané diagnostiky.

Jako základní krok v této oblasti v přímé návaznosti na možnosti ÚADI bude vyšetřován ventilový rozvod vozidlového motoru. Existuje řada dalších možných zdrojů hluku např. zvětšená ložisková vůle hlavních nebo ojnicích ložisek, hluk generovaný klopením pístů s velkou vůlí apod. Všechny tyto zdroje hluku je však velice obtížné nasimulovat v takovém rozsahu jaký bude potřeba pro tuto práci. Z tohoto pohledu se jeví jako nejschůdnější začít práce ventilovým rozvodem, konkrétně ventilovou vůlí. Ta se dá různě nastavit a tím je možno měnit úroveň generovaných vibrací a hluku.

Obr. 44 (schéma) uvádí základní mechanismus diagnostické metody. Tato je založena na sledování hluku motoru za chodu, zpracování získaného signálu a následném porovnání s časovou osou událostí vyšetřovaného motoru.

9.1 BLOKOVÝ DIAGRAM ZÁKLADNÍCH KROKŮ DIAGNOSTICKÉ METODY



Obr. 44 základní mechanismus diagnostické metody

9.2 POUŽITÍ STETOSKOPU JAKO FILTRU

Lékařský stetoskop (fonendoskop) je jednoduché zařízení, které vedením zvukových vln z konkrétního místa do uší pozorovatele umožňuje poslechové neboli auskultační vyšetřování orgánů, jejichž činnost je provázána akustickými fenomény. Zvuky vznikající v lidském organismu (ozvy, šelesty) jsou snímány z povrchu těla vyšetřovaného naslouchátkem fonendoskopu a vedeny do ucha vyšetřujícího. Naslouchátko funguje jako rezonátor. Je kovové, opatřené membránou (zachycuje zvuk se střední frekvencí 250–1500 Hz) nebo bez membrány, kdy lépe přenáší zvuky o nižších frekvencích (40–250 Hz).

Elektronický stetoskop je svým principem blízký lékařskému, s tím rozdílem, že se na místo snímání přiloží kovová jehla a tou se přenáší vibrace k místu snímání mikrofonu. Tím se docílí určitého odstínění a sledování vibrací (hluku) převážně z místa dotyku. Poté následuje úprava signálu pomocí filtrů, což umožňuje zvýraznění sledovaných frekvencí.

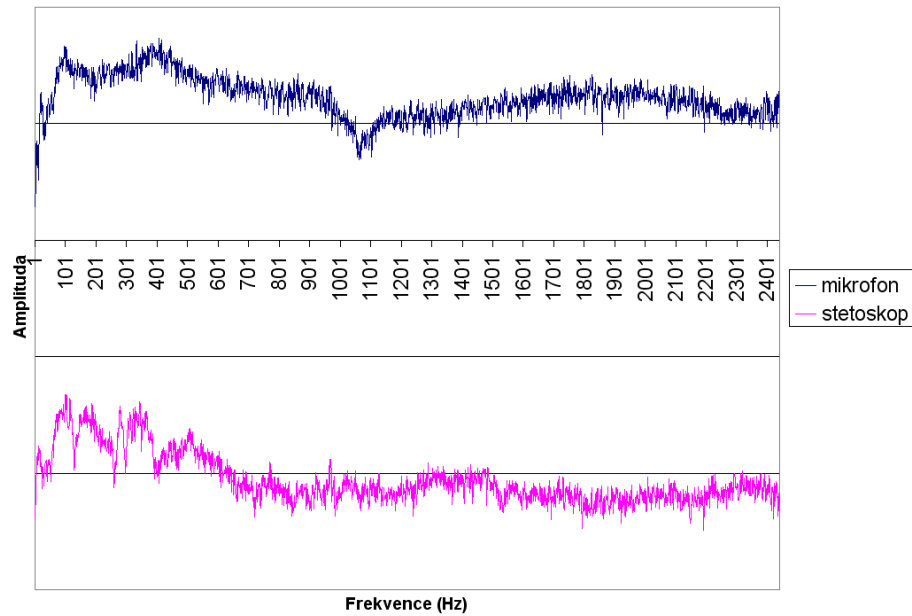
Elektronický stetoskop se používá pro rychlé zjištění zdroje nechtěného zvuku, hlavní využití najde pro diagnostiku převodovek a spalovacích motorů, například určení vadného vstřikovače, poškozeného ložiska, vadného nebo poškozeného ložiska alternátoru, závady na vodním čerpadle nebo ventilech, klepání ventilů a pístů, hluku zdvihátek nebo ozubených kol, čerpadel apod.

Pro experimentální ověření možností využití elektronického stetoskopu byl zvolen typ 9000 od italské firmy TecnoTest. Jedná se o průmyslový elektronický stetoskop, který je osazen dvěma integrovanými obvody: zesilovačem LM2904 a zesilovačem TBA820M o výkonu 1,2 W jako koncovým stupněm. Tab. 3 ukazuje výsledky měření pro zjištění možnosti použití stetoskopu. Měření probíhalo na čtyřdobém vozidlovém motoru Obr. 46, Obr. 55, Obr. 56 [2] kde byla uměle vytvořena vada. Nastavením ventilové vůle 1 mm na sacím ventilu prvního válce bylo dosaženo výrazného hlukového projevu motoru. Příkladáním hrotu stetoskopu do různých míst na hlavě a bloku motoru (viz tabulka) bylo dosaženo různých projevů konkrétní vady. Hlavním přínosem je absence mj. nízkých kmitočtů v získaném signálu, což značně zjednodušuje orientaci a lokalizaci závady. Měření probíhalo při jednotném režimu motoru 1 500 ot/min a zatížení motoru 20 Nm. Motor byl zahřátý na provozní teplotu.

Tab. 3 Využití stetoskopu jako filtru

Získaný signál	Popis měřicího místa
	<p>Jehla stetoskopu umístěná na hlavě motoru u 1. válce (u „vadného“ válce), orientace jehly ve směru sacího kanálu</p>
	<p>Jehla stetoskopu umístěná na vodní pumpě motoru u 1. válce (u „vadného“ válce), orientace jehly ve směru sacího kanálu</p>
	<p>Jehla stetoskopu umístěná na hlavě motoru u 4. válce (nejdále od „vadného“ válce), orientace jehly ve směru sacího kanálu</p>
	<p>Jehla stetoskopu umístěná na bloku motoru u 2. válce, orientace jehly ve směru sacího kanálu</p>

Ze záznamů je patrné, že průběhy získané pomocí dotykového stetoskopu jsou do jisté míry podobné průběhům získaným ze stejně umístěných akcelerometrů. Na rozdíl od záznamu hluku mikrofonom jsou potlačeny nízkofrekvenční složky signálu generované mimo jiné hlukem spalovacího procesu. Důležité je také místo, v němž se tzv. dotýkáme jehlou stetoskopu, protože zde dochází k velkému útlumu vibrací v samotné struktuře motoru. Bohužel však nadále trvá jistá prostorová náročnost použití této metody. Při experimentu byl motor umístěn v motorové zkušebně a spojen s dynamometrem, čímž byl zajištěn téměř neomezený přístup k bloku a hlavě motoru. Při diagnostice spalovacího motoru instalovaného v automobilu bývá často znemožněn přístup k základním prvkům motoru, jako jsou blok a hlava motoru.



Obr. 45 Frekvenční charakteristika měřicího mikrofону a stetoskopu

Pro zjištění přenosové charakteristiky dílenského stetoskopu, který byl použit při některých měřeních, byl navržen experiment, jehož výsledky jsou zobrazeny na Obr. 45. Zdroj pro generování zvuků různých frekvencí (šumů) byl zaveden jako vstup do stetoskopu i do měřicího mikrofónu. Následně byly zaznamenávány jejich výstupní signály. Ty se po zpracování Fourierovou transformací převedly do frekvenční oblasti. Porovnání ukázalo, že stetoskop měřený signál zkresluje pouze minimálně.



Obr. 46 Měření pomocí stetoskopu

10 VÝBĚR VHODNÉHO PROVOZNÍHO REŽIMU MOTORU

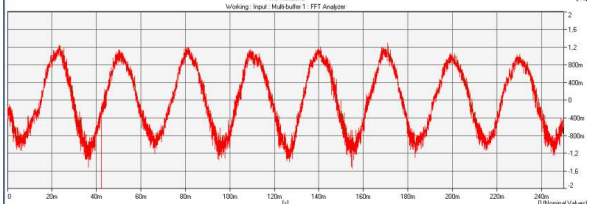
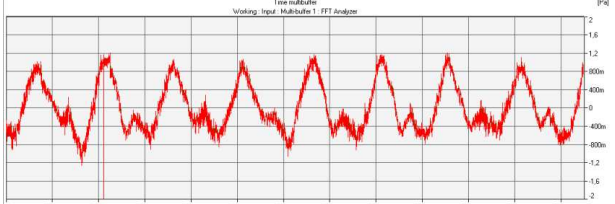
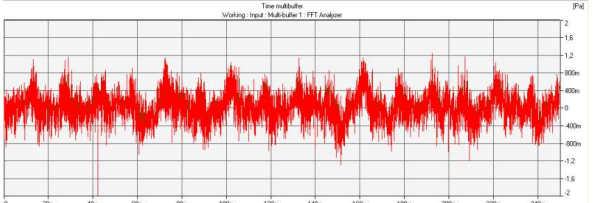
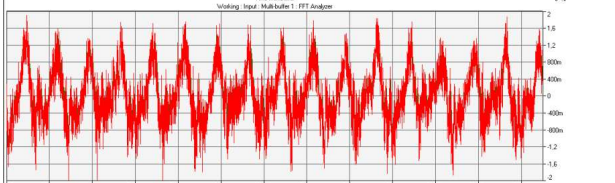
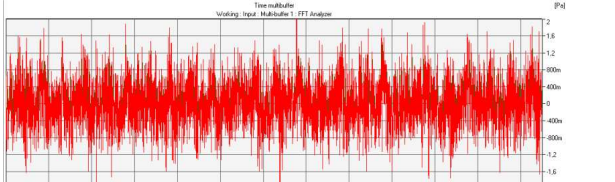
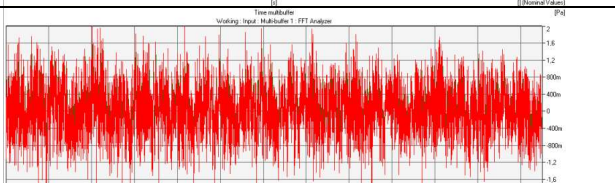
Jak ukazuje Tab. 4 dále, je velice podstatné zvolit při odhalování mechanických závad motoru vhodný provozní režim.

Pro určení vhodného provozního režimu bylo provedeno měření na spalovacím motoru. Jednalo se o vozidlový motor čtyřválcový čtyřdobý ventilovým rozvodem OHV. Tento motor byl osazen na motorové brzdě v laboratořích Ústavu automobilního a dopravního inženýrství.

Pro jednotné ustavení mikrofону byl měněn provozní režim motoru a dále pak zaznamenávány jejich rozdílné hlukové projevy. Níže jsou představeny tři otáčkové rozsahy – 1 000, 2 000 a 3 000 ot^{-1} – vždy při malém i velkém zatížení motoru, které je prezentováno točivým momentem na klikovém hřídeli. Motor byl při měření zahřátý na provozní teplotu, což odpovídá teplotě oleje 85 °C.

Při porovnání průběhů hluku je zřejmé, že při nižších otáčkách je zřetelně patrný hluk termodynamického cyklu, který tvoří hlavní složku signálu. Jen málo je zde zastoupen hluk mechanických a ostatních vlivů. Tento stav je dán malými rychlostmi jednotlivých pohybujících se dílů, a tím i relativně malými rázy (viz tabulku 3, graf 1 a 2). U grafů 2 a 3 v tabulce 4 je dobře patrný přírůstek hluku generovaného mechanickými částmi motoru. Velký rozdíl mezi grafy 3 a 4 je v zaznamenané amplitudě hluku termodynamického cyklu. U grafu 3 je hluk termodynamického cyklu velice nevýrazný a tvoří málo rozlišitelnou složku, oproti tomu v grafu 4 opět dominuje celému průběhu hluku. Grafy 5 a 6 zde prezentují velice podobný průběh, i když se jedná o minimální (graf 5) a maximální (graf 6) zátěž motoru. Při otáčkách klikového hřídele 3 000 za minutu a vyšších je hluk motoru zcela „nečitelný“. Hluk termodynamického cyklu je hluboce maskován hlukem mechanických podskupin motoru i prouděním tekutin.

Tab. 4 Hluk motoru za různých provozních stavů

1		<p>Otáčky motoru: 1 000 min⁻¹ Točivý moment: 4 Nm Škrťící klapka: 21 %</p>
2		<p>Otáčky motoru: 1 000 min⁻¹ Točivý moment: 84 Nm Škrťící klapka: 100 %</p>
3		<p>Otáčky motoru: 2 000 min⁻¹ Točivý moment: 6 Nm Škrťící klapka: 65 %</p>
4		<p>Otáčky motoru: 2 000 min⁻¹ Točivý moment: 96 Nm Škrťící klapka: 100 %</p>
5		<p>Otáčky motoru: 3 000 min⁻¹ Točivý moment: 10 Nm Škrťící klapka: 65 %</p>
6		<p>Otáčky motoru: 3 000 min⁻¹ Točivý moment: 102 Nm Škrťící klapka: 100 %</p>

Podle výše uvedeného se jako provozní režim vhodný pro rozpoznávání a sledování mechanických závad spalovacího motoru jeví nejvhodnější nižší otáčky klikového hřídele a malé zatížení. Při tomto provozu sice tvoří nejvýznamnější složku signálu hluk termodynamického cyklu, ale dá se následným zpracováním odstranit.

11 VLIV VENTILOVÉ VŮLE NA ENERGII RÁZU ZAVÍRANÉHO VENTILU

Vliv velikosti ventilové vůle se na produkovaném hluku projevuje dvěma rozdílnými způsoby. První nastává při otevírání ventilů vačkou. V případě správně vymezené vůle mezi ventilem a vačkou je vačka stále v kontaktu se zdvihátkem, což znamená, že průběh zrychlení určuje vačka od samotného počátku zdvihu ventilu. Zrychlení je navrhováno s ohledem na celý rozvodový systém motoru. V případě, že mezi vačkou a ventilem je vůle při otevírání ventilu, dochází nejdříve k jejímu vymezení a následnému kontaktu se zdvihátkem. To má za následek, že v okamžiku kontaktu vačky se zdvihátkem udělí vačka rázem zrychlení celému rozvodovému mechanismu.

Druhá možnost záporného vlivu velikosti ventilové vůle nastává při zavírání ventilu. Ventil je zavírán působením předejpaté pružiny a rychlost jeho zavírání je omezována opět vačkou. Při správné velikosti ventilové vůle je po celou dobu zavírání ventilu zdvihátko v kontaktu s vačkou, a tak nepřekročí zrychlení ventilu určenou mez. V případě velké ventilové vůle je kontakt s vačkou přerušen těsně před zavřením ventilu. Tím dochází k urychlení ventilu pružinou bez omezení vačky a následně rázovitému dosednutí do ventilového sedla.

Je nutné připomenout, že pro správnou funkci ventilů (těsnění spalovacího prostoru) musí vždy být ventilová vůle mezi ventilem a vačkou velice malá. V opačném případě nedochází k úplnému zavření ventilu a proudění horkých plynů ze spalovacího prostoru poškozuje ventil. U motorů vybavených samočinným vymezováním ventilové vůle je správná funkce celého mechanismu zpravidla dosažena vložením „pružného“ členu do rozvodového systému.

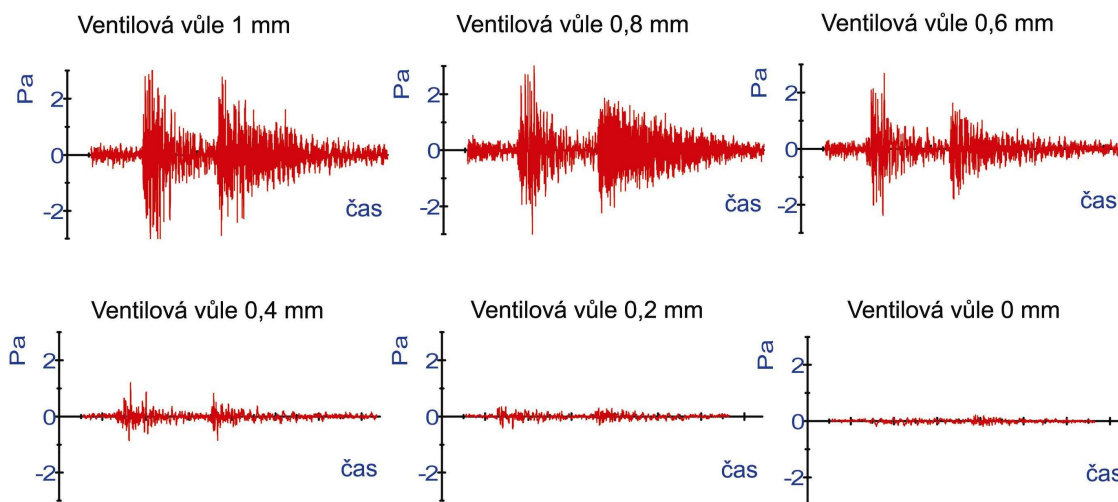
11.1 VLIV VENTILOVÉ VŮLE NA GENEROVANÝ HLUK

Pro zjištění vlivu velikosti ventilové vůle byl proveden experiment zaměřený na sledování hluku ventilového rozvodu malého čtyřdobého automobilového motoru. Ventilový rozvod zkoumaného motoru byl osazen pouze jedním činným ventilem. Ostatní mechanické části motoru (klikový hřídel, písty, ojnice, zdvihátka) byly demontovány. Tím se dosáhlo, že vačková hřídel ovládala pouze jeden ventil. Následným bezhlučným roztočením (pomocí setrvačníku) vačkového hřídele a měřením průběhu hluku byla zaznamenána následující data Obr. 47. Další proměnnou bylo nastavení ventilové vůle od 1 mm po 0 mm. V posledním případě, kdy byla nastavena nulová ventilová vůle, nedocházelo při zavírání ventilu ke kontaktu ventilu a sedla ventilu. Takový provozní stav je nepřípustný a je zde uváděn jen jako doplněk měření. Uváděné výsledky měření jsou pro otáčky vačky $1\ 000\ \text{min}^{-1}$.

Jak je patrné z naměřených dat hluku rozvodového mechanismu, během jedné otáčky vačkového hřídele jsou zde dvě lokální maxima. První je důsledkem vymezení ventilové vůle při otevírání ventilu. Druhé je následkem rázovitého kontaktu ventilu se sedlem ventilu při jeho zavírání.

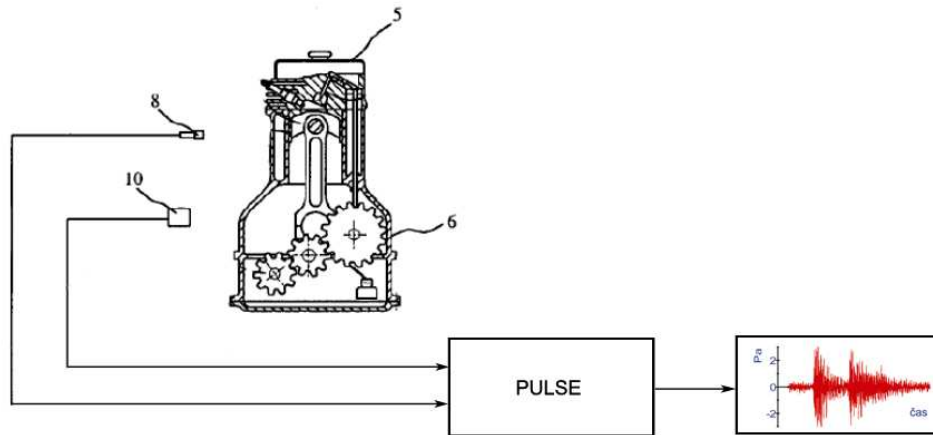
Oba časové průběhy jsou navzájem odlišné. První je kratší, protože vačka rázem budí pouze samotné části ventilového rozvodu (které jsou méně hmotné než hlava a blok motoru). Druhé lokální maximum má delší průběh, což je způsobeno rázovitým dosednutím ventilu do sedla, a tím vybuzením celé hlavy motoru.

Měření bylo prováděno bez standardního hliníkového krytu ventilového rozvodu. Proto bylo provedeno doplňkové měření, které prokázalo, že absence daného krytu výrazně neovlivní měřený hluk. Celý ventilový rozvod byl při experimentu mazán pouze externě dodaným olejem, oproti tlakovému mazání za chodu motoru.



Obr. 47 Vliv ventilové vůle na hluk rozvodového mechanismu

Na Obr. 48 je graficky znázorněn měřicí řetězec uskutečněného experimentu. Byly zaznamenávány dva nezávislé kanály: kondenzátorový měřicí mikrofon a laserová otáčková sonda. Oba tyto kanály sloužily jako vstup pro měřicí hardware PULSE. Otáčková sonda zajišťovala synchronní začátek měření pro všechny způsoby nastavení ventilové vůle a také zajišťovala měření při stejných otáčkách vačkového hřídele (v tomto případě $1\,000\text{ min}^{-1}$).



Obr. 48 Schéma měřicího řetězce



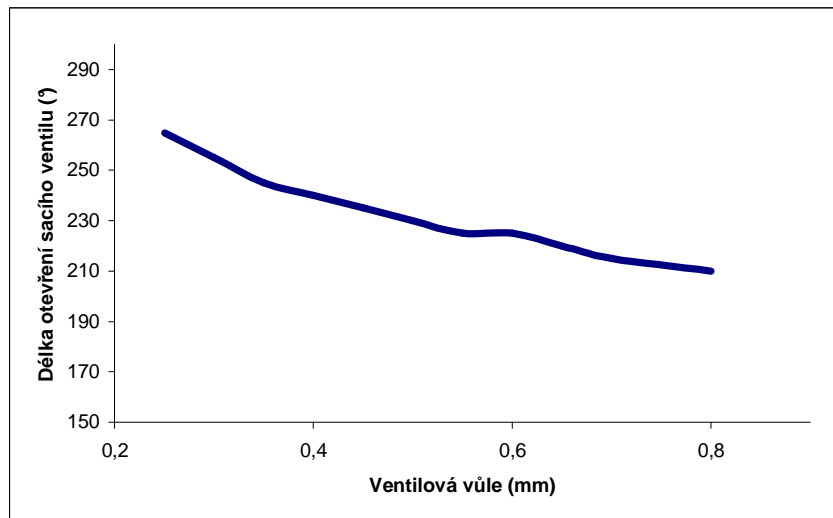
Obr. 49 Měření vlivu ventilové vůle na hluk rozvodového mechanismu

11.2 VLIV VENTILOVÉ VŮLE NA VÝKONOVÉ PARAMETRY MOTORU

Z hlediska výkonových charakteristik spalovacího motoru ventilová vůle ovlivňuje pouze časování ventilového rozvodu. Znamená to, že dochází k posunutí okamžiku otevření i zavření daného ventilu. Zvětšení ventilové vůle způsobuje opoždění okamžiku otevření ventilu a při jeho zavírání dochází ke dřívějšímu zavření.

Zkracuje se celková délka otevření ventilu (Obr. 50), tedy u sacích ventilů se omezuje průtok směsi (vzduchu) do válce. Tím klesá plnicí účinnost válce a úměrně tomu i celkový indikovaný výkon válcové jednotky. U běžně používaných vozidlových motorů obvyklých měrných litrových výkonů je důsledek změny ventilové vůle na celkový výkon motoru velice malý.

Rovnoměrnost chodu motoru ovlivňuje ventilová vůle jen tím způsobem, že v případě velkého rozdílu indikovaných výkonů jednotlivých válců víceválcových motorů je změna úhlové rychlosti způsobená jednotlivými válci různá. To způsobuje nerovnoměrnost chodu motoru. Pro vozidlové motory je to však tak malé ovlivnění chodu motoru, že je sotva měřitelné.



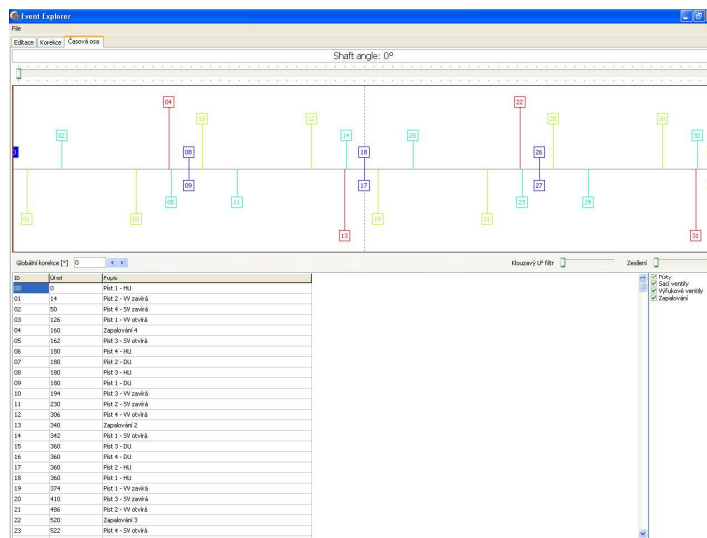
Obr. 50 Vliv ventilové vůle na délku otevření ventilu

12 EVENT EXPLORER – NÁSTROJ PRO GENEROVÁNÍ DIAGRAMŮ UDÁLOSTÍ

Pro zpracování naměřeného signálu byl vytvořen počítačový program, který provede základní úpravy signálu a následně ho zobrazí v přímém porovnání s diagramem událostí konkrétního motoru. Tento program je navržen a sestaven pro možnost zpracování jakéhokoli signálu hluku motoru. Při návrhu tohoto programu byl kladen velký důraz na všestrannost použití v diagnostice spalovacích motorů. Tento program je možno využít nejen při diagnostice spalovacích motorů, ale také při diagnostice všech točivých strojů a zařízení.

12.1 DIAGRAM UDÁLOSTÍ

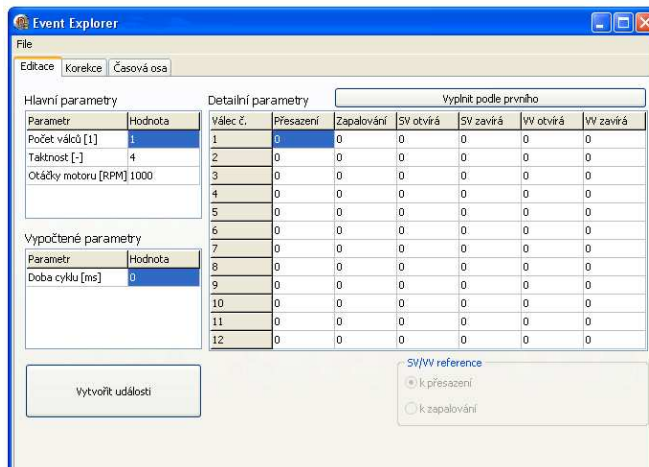
Diagram událostí jsou graficky znázorněné jednotlivé děje, které nastanou ve spalovacím motoru během dvou otáček klikového hřídele (u čtyřdobých motorů). Zobrazení je na časové ose ve stejném pořadí, jako se odehrává v konkrétním spalovacím motoru. Obr. 51 ukazuje hlavní okno uváděného programu pro vytváření diagramu událostí. V horní polovině je zobrazena „časová osa“, na kterou pak dále navazují jednotlivé konkrétní děje spalovacího motoru za chodu. Délka této osy jsou dvě otáčky klikového hřídele.



Obr. 51 Zobrazení diagramu událostí, v horní části je zobrazena časová osa v levé dolní části pak slovní popis těchto událostí

Jako vstupy pro vytvoření diagramu událostí slouží základní data o vyšetřovaném motoru: počet válců, zda je motor dvoudobý nebo čtyřdobý, časování ventilového rozvodu a také otáčky, podle kterých se poté počítá délka jednoho pracovního cyklu.

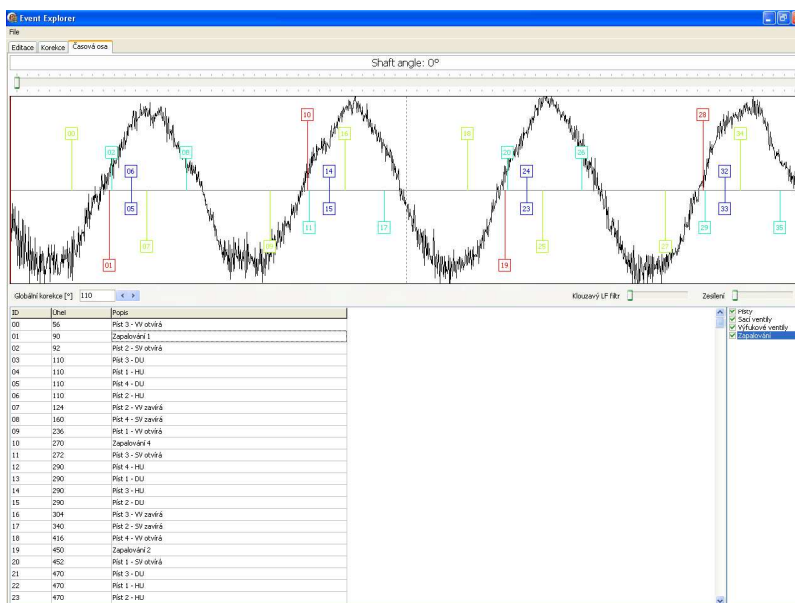
Obr. 52 ukazuje okno programu pro zadávání základních dat o motoru. Pořadí zapalování jednotlivých válců je zde určeno tzv. přesazením. Uvádí se pořadí zápalů válců ve stupních natočení klikového hřídele. Např. pro pořadí zapalování 1-3-4-2 (běžný řadový čtyřdobý čtyřválec) se uvádí 0-540-180-360. Následným kliknutím na tlačítko „Vytvořit události“ se vygeneruje časová osa motoru.



Obr. 52 Vkládání dat o motoru do programu Event Explorer

12.2 IMPORT ZÁZNAMU HLUKU

Pro přímé porovnání hluku motoru s diagramem událostí je nutné vložit získaný signál hluku motoru do programu Event Explorer. Načtení naměřeného signálu hluku motoru se provádí přes nabídku „Import“ v záložce „File“. Je třeba vkládat záznam libovolné délky z hlediska počtu naměřených hodnot, ale délka záznamu musí odpovídat dvěma otáčkám klikového hřídele. Informace o tom, kde importovaný signál začíná (vzhledem k poloze klikového hřídele), je nutná pro synchronizaci obou časových os. Obr. 53 ukazuje diagram časových událostí spalovacího motoru a časový průběh hluku motoru. Pro přesnější nastavení začátků obou záznamů je možné časovou osu událostí libovolně posouvat pro případ, kdy je dostupná informace o poloze klikového hřídele vztažena k jinému místu než k úvratím jednotlivých pístů.



Obr. 53 Diagram událostí s časovým záznamem hluku motoru

13 DOPORUČENÍ DALŠÍHO POSTUPU

Zde uvedené závěry a závislosti pouze částečně odkrývají rozsáhlou oblast hluku spalovacích motorů. V současné době existuje řada speciálních postupů i funkčních systémů pro monitorování stavu, provozní diagnostika, především motorů velkých zdvihových objemů. Tyto motory jsou hlavně používány v lokomotivách, lodích a stacionárních aplikacích, např. kogenerační jednotky. Zde není možno dovolit havárii takového motoru z důvodu ekonomického, ale i bezpečnostního.

Proto je běžné sledovat a vyhodnocovat některé veličiny, jako například teploty hlavních ložisek klikového hřídele, přírůstek úhlového zrychlení od pracovních cyklů každého z válců apod. Velikost těchto motorů dovoluje umístit do míst očekávaného projevu vady snímač, který je velice blízko zdroji možné vady a současně dost daleko od dalších – rušivých zdrojů.

Bohužel nelze zmíněné systémy aplikovat u spalovacích motorů pro motorová vozidla a ještě hůře pro moderní jednotky, kde je velký vliv tzv. „downsizing“ česky zmenšování. Je možné použít jen základní fyzikální principy vzniku rozruchu, šíření vibrací v pevné struktuře a vyzáření do okolí jako hluku.

Další postup bych jednoznačně zaměřil na klikový mechanismus. Ten může být zdrojem hluku hned ve dvou případech. Hlavní ojnicí ložisko je často zdrojem klepání a druhý zdroj hluku může být hlavní ložisko klikového hřídele. V obou případech je zvětšená vůle velice nebezpečná pro provoz motoru.

Pístní skupina také přispívá k celkovému hlukovému projevu motoru. Klepání pístů v úvratích je dobře známé u závodních motorů, kde je nutná větší vůle pístu ve válci z důvodu velkého tepelného namáhání a tím roztažnosti. Zde to není považováno za chybu, ale při velkém opotřebením je klepání pístů velice dobře slyšitelné lidským uchem i u běžných motorů. Zvětšená vůle pístního čepu je velice podobná zvětšené vůli ojnicího ložiska na klikové hřídeli.

Hluk způsobený nadměrnou rychlostí hoření směsi ve válci a tím i velkému nárůstu tlaků ve válci, hlavně u vznětových motorů, nazývaný „tvrdostí chodu“ motoru, je často nejhlasitější.

Odlišení mechanického hluku od hluku ostatního např. termodynamického ve frekvenční oblasti může být další krok. Důvodem je „maskování“ zdrojů hluku. Pokud jsou dva zdroje s různou budící energií, dochází k potlačení – zamaskování slabšího.

14 TECHNICKÉ NORMY PRO HODNOCENÍ HLUKU

ISO 362:1998

Akustika – Měření hluku emitovaného zrychlujícími silničními vozidly.

ISO 5128:1980

Akustika – Měření vnitřního hluku motorových vozidel.

ISO 5130:1982

Akustika – Měření hluku stojících silničních vozidel.

ISO 7188:1994

Akustika – Měření vnějšího hluku osobních automobilů za podmínek odpovídajících městskému provozu.

ISO 96456:1990

Akustika – Měření hluku jednostopých vozidel, mopedů.

ISO 10844:1994

Akustika - Specifikace zkušebních drah pro měření hluku vyzařovaného silničními vozidly.

ISO 11819-1:1997

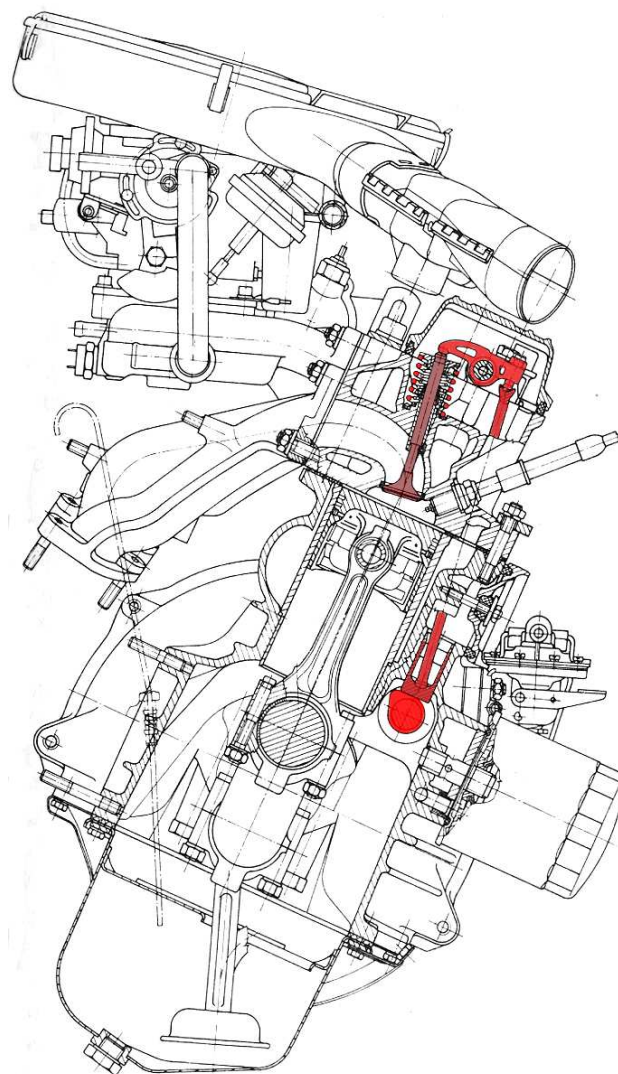
Akustika – Měření vlivu povrchů vozovek na dopravní hluk – Část 1: Statistická metoda při průjezdu.

ISO 5131:1996

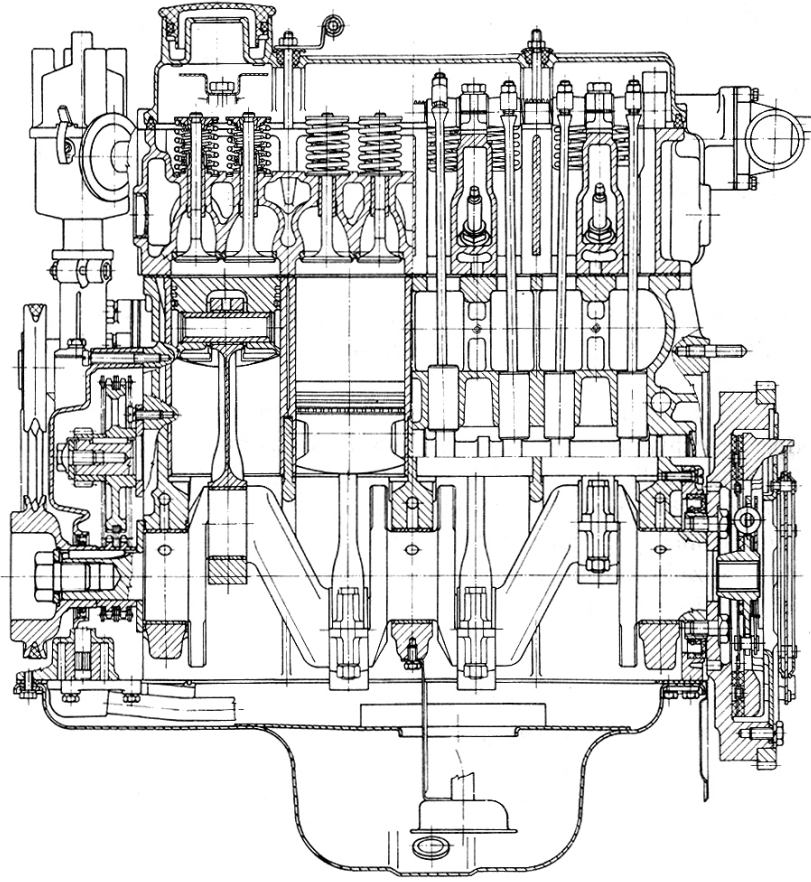
Akustika – Měření hluku traktorů, zemědělských a lesnických strojů za provozu.

ISO 2204:1998

Akustika – Hluk vyzařovaný stroji a zařízeními – Pravidla pro tvorbu a prezentaci zkušebních předpisů pro hluk.



Obr. 55 Řez motorem Škoda se zvýrazněným rozvodovým mechanismem [2]



Obr. 56 Řez motorem Škoda [2]

ZÁVĚR A ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Tato práce je zaměřena na diagnostickou metodu spalovacích motorů, se zaměřením na lokalizaci mechanických vad hlavních skupin motoru, jakými jsou klikový mechanismus a ventilový rozvod. Hluk spalovacího motoru za chodu je hlavní diagnostickou veličinou. Dalším vstupem je informace o poloze klikového hřídele, a to v podobě např. informace o horní úvrati a okamžiku zážehu konkrétního válce, počátku vstřiku paliva (u vznětových motorů), poloze klikového hřídele pro řídicí systém motoru apod.

Základní princip lokalizace vady je založen na porovnání hluku motoru a diagramu událostí daného motoru v časové oblasti. Vždy se porovnává časový úsek odpovídající dvěma otáčkám klikového hřídele, u čtyřdobých motorů a jednou otáčkou u dvoudobých spalovacích motorů.

Za předpokladu stejného počátku obou časových průběhů je pak v přímém porovnání zřejmé, který mechanický děj způsobuje daný rozruch.

Naměřený signál může být pro přesnější lokalizaci závady následně zpracováván běžnými metodami. Tato práce zmiňuje ty nejvýhodnější z hlediska charakteru typu signálu tj. hluku motoru. Jedná se o lineární filtraci, diskrétní vlnkovou transformaci, spojitou vlnkovou transformaci a časově frekvenční analýzu. Tyto metody zpracování signálu byly vybrány na základě výsledků dosažených při úpravě testovacího signálu, a také při následném vyhodnocení rozpoznatelnosti mechanické vady, která byla součástí základního signálu.

Další možností zde uvedenou je použití stetoskopu jako filtru. Dotykový průmyslový stetoskop dokáže odfiltrvat nízké frekvence signálu, které jsou zpravidla generovány spalovacím procesem. Tato vlastnost je velice výhodná, ale je bohužel vykoupena velkou prostorovou náročností při použití stetoskopu. Z tohoto důvodu je jeho využitelnost v diagnostice spalovacích motorů osazených ve vozidle velice omezena. Pro posouzení vhodnosti stetoskopu z hlediska vnitřní úpravy signálu, frekvenční charakteristiky stetoskopu, bylo provedeno srovnávací měření, kdy generovaný signál byl zaznamenáván jednak stetoskopem a také měřicím mikrofonom. Z těchto výsledků vyplynulo, že dochází jen k malému zkreslení signálu, které je pro danou diagnostickou metodu zanedbatelné. Nalezení vhodného otáčkového režimu pro sledování mechanických vad spalovacího motoru byl věnován další experiment. Tento se zaměřil na porovnání několika provozních režimů spalovacího motoru, z hlediska průběhu získaného signálu, jeho další zpracování a konkrétních projevů simulované mechanické vady. Zde se ukázalo, že otáčkový režim do 2000 ot/min a minimální zátěž u běžného čtyřválcového motoru je vyhovující. Samostatná kapitola je věnována vztahu mezi velikostí ventilové vůle a hluku, který je generován za provozu rozvodového mechanismu. Velice cennou informaci tento experiment poskytl také z hlediska průběhu hluku. Při otevírání ventilu se nejdříve vymezuje ventilová vůle a následně se rázem otevírá ventil. Při zavírání vačka zpomaluje zavírající se ventil (ten je zavírán ventilovou pružinou) a v případě velké ventilové vůle není v poslední fázi rychlost ventilu ničím omezena a rázem dosedne do ventilového sedla. Oba tyto děje doprovází rozdílné hlukové projevy z důvodů buzení různých struktur.

Nerovnoměrnost chodu u běžných vozidlových 4 a 6ti válcových motorů významně neovlivní přesnost zmíněné diagnostické metody. Zde popsáný experiment, provedený na čtyřválcovém zážehovém motoru Škoda, prokázal, že chyba vnesená do celé diagnostické metody, je velice malá.

Za účelem vytvoření časových diagramů událostí libovolných spalovacích pístových motorů byl vytvořen program „Event Explorer“. Tento program pro prostředí Windows dovoluje také vložení naměřeného hluku a přímým porovnáním pak určíme zdroj možné příčiny hluku.

Tato metoda je universálně použitelná pro diagnostiku pístových spalovacích motorů, které jsou prokazatelně zatíženy vadou. Následně dokáže určit vadnou válcovou jednotku, a tím zkrátit celkovou dobu na odstranění vady. Například u motorů návěsových tahačů dálkové dopravy se zpravidla setkáváme s 6 a 8 válcovými motory. V případě zjevné poruchy (motor klepe) to znamená netestovat všechny válcové jednotky, ale pouze jedinou, kterou určí zmiňovaná diagnostická metoda.

Pro jednoduchost diagnostické metody a možnost její automatizace není problém zařadit ji jako tzv. „On process testing“ při výrobě spalovacích motorů nebo konečné montáži automobilů.

PŘEHLED POUŽITÝCH OZNAČENÍ

A	[-]	- amplituda
A(t)	[-]	- obálka signálu
C (s,p)	[-]	- soubor koeficientů vlnkové transformace
C	[N/m]	- tuhost pružné vložky v podélném směru
C _L	[m/s]	- rychlost podélného vlnění v deskách
C _T	[m/s]	- rychlost příčného vlnění v deskách
CWT	[-]	- spojitá vlnková transformace
d1 - d5	[-]	- detaily diskrétní vlnkové transformace vznikající při dekompozici
dB	[-]	- decibel
dB(A)	[-]	- decibel vážený fyziologickým filtrem A
DFT	[-]	- diskrétní Fourierova transformace
E	[Pa]	- modul pružnosti materiálu v tahu
F{w(t)}	[-]	- Fourierova transformace časového okna w(t)
F{x(t)}, X(ω)	[-]	- Fourierova transformace signálu x(t)
FFT	[-]	- rychlá Fourierova transformace
G	[Pa]	- modul pružnosti ve smyku
I	[Wm ⁻²]	- akustická intenzita
IK	[kg.m ²]	- moment setrvačnosti redukováný k ose klikového hřídele
ISO	[-]	- International Organization for Standardization
K	[-]	- celé číslo
k.h.	[-]	- klikový hřídel
MKP	[-]	- metoda konečných prvků
M _R	[Nm]	- moment odporu
M _t	[Nm]	- točivý moment motoru
M _{t0}	[Nm]	- střední hodnota točivého momentu
NVH	[-]	- Noise Vibration Harshness
OHC	[-]	- umístění vačkového hřídele v hlavě válců
OHV	[-]	- umístění vačkového hřídele v bloku válců
p	[-]	- poloha vlnky u vlnkové transformace
p	[Pa]	- akustický tlak
R	[dB/m]	- útlum struktury
s	[-]	- měřítko vlnkové transformace
S	[-]	- signál
x(t)	[-]	- signál měřené veličiny
x ₁	[-]	- vektor hodnot s indexem diskrétního času
y _{t,i}	[-]	- výsledný vektor Fourierovy transformace
Z ₁	[N.s/m ³]	- akustická impedance materiálu struktury pro podélné vlnění
ρ	[kg/m ³]	- hustota materiálu
ψ	[-]	- typ vlnky

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Anderson, D., Zheng, J. H. A new measurement method for separating airborne and structure borne sound from an IC engine's valve train mechanism; SAE technical paper series 931335. University of Southampton.
- [2] Andrt, J., Malina, T. Údržba a opravy automobilů Škoda Favorit, Forman, Pick Up. Nakladatelství T. Malina. 6. vydání. Praha 1999. ISBN 80-86293-00-9.
- [3] El-Gharmry, M., Steel, J. A., Reuben, R. L. Indirect measurement of cylinder pressure from diesel engines using acoustic emission. School of Engineering and Physical Sciences, Heriot-Watt University. Edinburg. Scotland. 2004.
- [4] Gill, J. D., Reuben, R. L., Scaife, M. Detection of diesel engine faults using acoustic emission. School of Engineering and Physical Sciences, Heriot Watt University. Edinburg. Scotland.
- [5] Gill, J. D., Steel, J. A., Reuben, R. L. A study of small HSDI diesel engine fuel injection equipment faults using acoustic emission. School of Engineering and Physical Sciences, Heriot Watt University. Edinburg. Scotland.
- [6] Haasz, V., Sedláček, M. Elektrická měření přístroje a metody. Vydavatelství ČVUT. 1. vydání. Praha 2000. ISBN 80-01-01717-6.
- [7] Hideo, O., Toshiharu, O., Tetsuji, M. Experimental study of the correlation between crankshaft vibrations, engine-structure vibrations, and engine noise in high speed engines. SAE technical paper series 951290. Sophia University. Taisei corporation.
- [8] Hladil, L. Aplikace časové a frekvenční analýzy v systému MATLAB. Ústav automatizace a informatiky. Fakulta strojního inženýrství, VUT Brno. Diplomová práce. Brno. 2004.
- [9] Isao, N., Yasushi, A., Katsuyo, K. Engine noise reduction by structural study of cylinder block. 1980. Society of Automotive Engineers, Inc.
- [10] Jan, J., Číslíková filtrace, analýza a restaurace signálů. 2. vydání, VUT Brno, nakladatelství VUTIUM, Brno 2005, ISBN 80-214-2911-9.
- [11] Jedelský, J. Vyhodnocování dílčích zdrojů hluku a vibrací spalovacího motoru. Ústav dopravní techniky, Fakulta strojního inženýrství, VUT Brno. Disertační práce. Brno 2001.
- [12] Jedelský, J. Vyhodnocování dílčích zdrojů hluku a vibrací spalovacího motoru. Vědecké spisy VUT v Brně. 2002.
- [13] Jianguo, Y., Yichen, Z. Diagnosis of moving components of internal combustion engines by analysing vibration signal. Machine Vibration. 1996.

- [14] Kobayashi, H., Sugihara, H., Yoshida, H. Effect of top rings on piston slap noise. SAE technical paper series 952236. Riken corporation. 1996.
- [15] Košťál, J., Suk, B. Pístové spalovací motory. Nakladatelství Akademie věd. 1. vydání. Praha. 1963. ISBN 21-039-63.
- [16] Kožoušek, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. Nakladatelství technické literatury, Praha 1983.
- [17] Mišun, V. Vibrace a hluk. 1. vyd. Brno: FS VUT v Brně a PC-DIR, s.r.o., 1998. ISBN 80-214-1262-3.
- [18] Moravec, V. Konstrukce strojů a zařízení II: čelní ozubená kola. 1. vydání Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-7225-051-5.
- [19] Nivesrangsan, P., Steel, J. A., Reuben, R. L. Acoustic emission mappig of diesel engines for spatially located time series – Part II: Spatial reconstituion. Mechanical system and signal processing 2005.
- [20] Nivesrangsan, P., Steel, J. A., Reuben, R. L. A mapping of engines for spatially located time series. School of Engineering and Physical Sciences, Heriot Watt University. Edinburg. Scotland. 2004.
- [21] Randall, R., Ren, Y., Hgu, H. Diesel engine cylinder pressure reconstruction, Proceedings of 21st International Seminar of Modal Analysis – Noise and Vibration Engineering, 1996. 847-856.
- [22] Russel, M. F. Diesel engine noise control at source. SAE technical paper series 820238. Lucas CAV Limited.
- [23] Smetana, C. Hluk a vibrace, měření a hodnocení. Sdělovací technika Praha. 1998. ISBN 80-901936-2-5.
- [24] Steel, J. A., Reuben, R. L. Recent developments in monitoring of engines using acoustic emission, School of Engineering and Physical Sciences, Heriot Watt University. Edinburg. Scotland. 2004.
- [25] Štoss, M. Spalovací motory I, Ediční středisko VUT Brno. 2. vydání. Brno 1992. ISBN 80-214-0417-5
- [26] Tohyama, M., Lyon, R., Koike, T. Pulse waveform recovery in reverberant condition. Acoustical Society of America 91 (1992). P. 2805–2812.
- [27] Tůma, J. Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT. Sdělovací technika. 1997. Praha. ISBN 80-901936-1-7.
- [28] Twiddle, J. A., Jones, N. B. A high-level for diesel engine combustion system condition monitoring and fault diagnosis, IMechE 2002.

- [29] Virnich, B. Dem Dieselgerausch auf der Spur mit Hilfe auf Grad-Kurbelwinkel bezogenen Analyse, Muller-BBM VibroAkustik System GmbH.
- [30] Zurita, G., Agren, A. Reconstruction of cylinder pressure time trace on a six-cylinder engine from acceleration measurements. Proceedings of ISMA 3 (1997). P. 1378–1393.
- [31] Výrobní výkres a. s. MOBIS SK, Žilina (SK): MOBIS SK, 2010
- [32] Doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc - Funkční vzorky, G - funkční vzorek, 2009, ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně
- [33] Kolektiv VÚNM A ČKD. Naftové motory čtyřdobé. Státní nakladatelství Praha.1962. Praha.
- [34] Kreidl, M., Šmíd, R. Technická diagnostika. BEN – technická literatura. 2006. ISBN 80-7300-158-6.
- [35] Pride, T. In search of origins of engine noise – an historical review. SAE technical paper series 800534.
- [36] Badawi, A. B., Kholosy, M., Shahin, M. A. Identification of diesel engine events from acoustic signal using independent component analysis and time-frequency analysis; SAE technical paper series 1394. Noise and Vibration conference. 2007. Illinois USA.

Časopisy

- [37] AutoEXPERT: Praktická dílna. Č. 1+2/1999 (únor 1999), ročník 4. Praha: AutoPRESS, 1999. Vychází měsíčně. ISSN 1211-2380.
- [38] AutoEXPERT. Č. 5/2002 (květen 2002), ročník 7. Praha: AutoPRESS, 2002. Vychází měsíčně. ISSN 1211-2380.
- [39] Automobil Revue. Č. 12/99 (prosinec 1999), ročník 43. Praha: Unipress, 1999. Vychází měsíčně. ISSN 1211-9555.
- [40] Automobil Revue. Č. 5/75 (květen 1975), ročník 19. Praha: časopis federálního ministerstva všeobecného strojírenství, 1975, Vychází měsíčně. ISSN 1211-9555.

Internet a CD-ROM

- [41] Cars Emit Carbon Dioxide. Global Warming. Focus on the Future. URL <<http://globalwarming.enviroweb.org>> [cit. 2008-05-20].
- [42] Motory ZETOR
URL <<http://www.zetorengines.cz/>> [cit. 2008-06-20].
- [43] Pulse: Knowledge Library [CD-ROM]. June 2002. © 1996–2002 by Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S.
- [44] Rauscher, J. Studijní opory Spalovací motory.
URL <<http://www.iae.vutbr.cz/>> [cit. 2008-07-07].
- [45] WorldMapper–passenger cars.
URL <<http://www.sasi.group.shef.ac.uk/worldmapper>> [cit. 2008-05-20].
- [46] Official Fiat press internet web page.
URL <<http://www.fiatpress.com>> [cit. 2011-01-20].
- [47] Official Wärtsilä press internet web page.
URL <<http://www.wartsila.com>> [cit. 2011-01-20].
- [48] Official press internet web page. Brüel & Kjær
URL <<http://www.bksv.com/doc/bn0972.pdf>> [cit. 2011-03-20].
- [49] Press internet web page. Wiring diagrams
URL <www.wiringdiagrams21.com> [cit. 2011-03-22].
- [50] Official Kistler press internet web page.
URL <www.kistler.com> [cit. 2011-02-12].

AUTOROVY PUBLIKACE

[A1] Rasch, F. Digital diagnostics of combustion engines. XXXVIII. Medzinárodná vedecká konferencia pracovníkov katedier a pracovísk spalovacích motorov vysokých škol na Slovensku a v Čechách. Bratislava. 2007.

[A2] Rasch, F. Digital diagnostics of combustion process in piston engine. Recent advances in mechatronics. Springer 2007. P. 416-420.

[A3] Rasch, F. Diagnostics of combustion engines noise. In Sborník přednášek Opatřeben, spolehlivost a diagnostika 2007. Univerzita Obrany. Brno. P. 239-243.

[A4] Rasch, F. Valve Clearance Regard to Valvetrain Noise of Combustion Engines. 1. vyd. Brno: Tribun EU, 2008. P. 145. ISBN: 978-80-7399-497-6.

[A5] Rasch, F. Digital diagnostics of combustion engines. In 5. setkání uživatelů PULSE –Sborník příspěvků. 1. vyd. Praha: Spectris, 2007. P. 158–161. ISBN: 978-80-239-9240-3.

[A6] Rasch, F. Diagnostika poruchy spalovacího procesu vznětového motoru. Ústav dopravní techniky, Fakulta strojního inženýrství, VUT Brno. Diplomová práce. 2005, S. 70.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Řez mikrofonom B&K	11
Obr. 2 Akustické podmínky – zvuková pole	12
Obr. 3 Časový záznam hluku motoru	12
Obr. 4 Frekvenční spektrum spalovacího motoru za chodu, vnější charakteristika	13
Obr. 5 Časový záznam hluku motoru za chodu, délka záznamu – dvě otáčky klikového hřídele	14
Obr. 6 Frekvenční přenos synchronního průměrování	15
Obr. 7 Schéma principu filtrace signálu	16
Obr. 8 Impulsní a frekvenční charakteristika lineárního filtru	16
Obr. 9 Časový záznam hluku motoru za chodu, délka záznamu – dvě otáčky klikového hřídele a filtrovaná část	17
Obr. 10 Banka filtrů diskretní vlnkové transformace	17
Obr. 11 Pokrytí frekvenčního spektra signálu koeficienty DWT	18
Obr. 12 Typy vlnek pro diskretní vlnkovou transformaci: Mexická, Morlet, Meyer	18
Obr. 13 Zpracování signálu diskretní vlnkovou transformací (vlnka typu db, 5. řád)	19
Obr. 14 Spojitá vlnková transformace	19
Obr. 15 Zpracování signálu spojitou vlnkovou transformací (vlnka typu gaus, 1. řád)	20
Obr. 16 Časově frekvenční analýza	21
Obr. 17 Časově frekvenční analýza hluku motoru	21
Obr. 18 Vznik a šíření vibrací a hluku	22
Obr. 19 Porovnání vibrací dílčích zdrojů, maximální točivý moment	24
Obr. 20 „akustická roua“ metoda pro lokalizaci jednotlivých zdrojů hluku spalovacího motoru	25
Obr. 21 Akustická holografie v blízkém poli	25
Obr. 22 Ukázka porovnání metod "akustické roury" a zakrývání [35]	26
Obr. 23 Průběh síly od tlaku plynů na píst v závislosti na poloze klikového hřídele	26
Obr. 24 Vibrace bloku motoru: a) s velkým opotřebením, b) po záběhu TDC – označení horní úvrati pístu	28
Obr. 25 Příklad vymezování ventilové vůle stavitelným šroubem	31
Obr. 26 Hydraulický vymezovač vůle s vahadlem, Mercedes	31
Obr. 27 Hydraulický vymezovač vůle hrníčkovým zdvihátkem	32
Obr. 28 Honda, VTEC systém pro změnu časování ventilového rozvodu	33
Obr. 29 Ovládání ventilů Multi-Air	35
Obr. 30 Porovnání palců vačky u šestiválcového motoru sportovního vozu (1) [32].	36
Obr. 31 Porovnání palců vačky u šestiválcového motoru sportovního vozu (2). ..	37
Obr. 32 Zařízení na měření profilu palců vačkových hřídelí	37
Obr. 33 Průběh točivého momentu čtyřválcového motoru před setrvačником	39
Obr. 34 Průběh točivého momentu dvouválcového motoru před setrvačником ..	39
Obr. 35 Dvouválcový motor Fiat	40
Obr. 36 Rovnoměrnost chodu motoru během několika pracovních cyklů	41
Obr. 37 Snímač polohy klikového hřídele Kistler 2613B	41
Obr. 38 Lodní motor Wärtsilä	42

Obr. 39 Záznam vibrací spalovacího motoru za chodu, snímač umístěn na hlavě válců.....	43
Obr. 40 Zobrazení naměřených vibrací na lodním motoru, délka záznamu odpovídá jednomu pracovnímu cyklu	44
Obr. 41 Záznam vibrací stejného zdroje (vstřikovače) na různých místech motoru	45
Obr. 42 Záznam spalovacího tlaku motoru a hluku (nalevo), porovnání měřeného a vypočteného spalovacího tlaku	46
Obr. 43 Záznam hluku generovaného pohybem pístního kroužku vzhledem k poloze klikové hřídele	46
Obr. 44 základní mechanismus diagnostické metody	49
Obr. 45 Frekvenční charakteristika měřicího mikrofону a stetoskopu	52
Obr. 46 Měření pomocí stetoskopu	52
Obr. 47 Vliv ventilové vůle na hluk rozvodového mechanismu.....	56
Obr. 48 Schéma měřicího řetězce	57
Obr. 49 Měření vlivu ventilové vůle na hluk rozvodového mechanismu	57
Obr. 50 Vliv ventilové vůle na délku otevření ventilu	58
Obr. 51 Zobrazení diagramu událostí, v horní části je zobrazena časová osa v levé dolní části pak slovní popis těchto událostí	59
Obr. 52 Vkládání dat o motoru do programu Event Explorer.....	60
Obr. 53 Diagram událostí s časovým záznamem hluku motoru	60
Obr. 54 Diagram událostí s upraveným časovým záznamem hluku motoru.....	61
Obr. 55 Řez motorem Škoda se zvýrazněným rozvodovým mechanismem	64
Obr. 56 Řez motorem Škoda.....	65

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Limity hluku vybraných silničních vozidel podle EHK 51	9
Tab. 2 Rychlosti zvuku podélného vlnění	23
Tab. 3 Využití stetoskopu jako filtru	51
Tab. 4 Hluk motoru za různých provozních stavů	54