

ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - ВАРНА

инж. Веселин Тодоров Михайлов

ИЗСЛЕДВАНЕ ИЗЛЪЧВАНЕТО НА ШУМ ОТ АВТОМОБИЛНИ ДИЗЕЛОВИ ДВИГАТЕЛИ

АВТОРЕФЕРАТ

на дисертация за получаване на образователна и
научна степен „Доктор”

Научен ръководител: доц. д-р инж. Здравко Иванов

Рецензенти:

1.....

2.....

Варна, 2016 г.

Дисертационният труд е обсъден на 06.01.2016 в катедра „Транспортна Техника и Технологии” и насочен за защита.

Докторантът работи в катедра „Транспортна Техника и Технологии”.

Автор: инж. Веселин Тодоров Михайлов

Заглавие: **„Изследване излъчването на шум от автомобилни дизелови двигатели”**

ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - ВАРНА

инж. Веселин Тодоров Михайлов

ИЗСЛЕДВАНЕ ИЗЛЪЧВАНЕТО НА ШУМ ОТ АВТОМОБИЛНИ ДИЗЕЛОВИ ДВИГАТЕЛИ

АВТОРЕФЕРАТ

на дисертация за получаване на образователна и
научна степен „Доктор”

Варна, 2016 г.

Дисертационният труд съдържа 148 страници, включително 83 фигури, 14 таблици и 42 математични зависимости, оформени в 6 глави, списък на използваната литература от 64 заглавия, от които 25 на кирилица и 39 на латиница.

Означенията на фигурите и формулите в автореферата съвпадат с тези от дисертацията.

Защитата на дисертационния труд ще се състои на2016 г. от 13.00 часа в Конферентна зала НУК на открито заседание на жури сформирано със заповед на Ректора №...../..... г.

Материалите по защитата (дисертацията, рецензиите и становищата) са на разположение на интересувашите се в Докторантски център, стая 318 НУК.

ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност на проблема:

Дизеловите двигатели са предпочитан източник за задвижване в тежко натоварени машини - камиони, влекачи, генератори на електричество, задвижване на кораби. Освен това, дизеловите двигатели продължават да увеличават дела си и в автомобилния сектор, като в Европа делът им достига този на бензиновите двигатели. Най-голямото им предимство е големият КПД, който в някои случаи надминава 40% при пътните превозните средства и дори 50% при големите двутактови корабни двигатели. Поради това автомобилите с дизелови двигатели имат по-нисък разход на гориво и понижени емисии на CO₂, сравнени с бензинови двигатели със сходни параметри.

От акустична гледна точка дизеловите двигатели остават значително зад двигателите с принудително запалване. Шумът и вибрациите оказват отрицателно влияние върху психиката и физиката както на водача и пътниците в автомобила, така и на пешеходците и жителите в райони с интензивно движение. Поради тази причина в много страни се въвеждат все по-строги законови норми за нивото на шум, излъчен от МПС. С цел запазване нивото на фоновия шум или евентуалното му намаляване, новите норми трябва да отчитат факта, че на пазара се пускат все по-голям брой превозни средства и освен това в експлоатация остават значителен брой стари МПС, за които новите норми не важат. Друга причина за изискването за намаляване на шума от дизеловите двигатели е факта, че нивото на шум и вибрации е един от важните показатели при избора на автомобил от купувачите. Поради тези причини развойните центрове на големите автомобилни производители, както и много изследователи, работят активно в тази сфера.

Един от основните източници на шум в превозни средства, оборудвани с дизелов двигател, е самият силов агрегат. В тази връзка изследването на излъчването на шум от автомобилни дизелови двигатели е актуална тема, породена както от все по-строгите законови норми, така и от “силите на пазара” - желанието за автомобили с изключително ниски нива на шум и вибрации.

Цел и задачи на изследването:

Цел на настоящата дисертация е изследване излъчването на шум от автомобилни дизелови двигатели, включващо изследване на структурния шум от двигателя. За постигането на тази цел могат да се формулират следните **основни задачи**:

1. да се създаде експериментална постановка и да се извърши изследване на възбуждащата сила от горивния процес, получените вибрации и шум в целия мощностен диапазон на двигателя;

2. да се създадат методики и програми за обработка на експерименталните данни, подходящо структуриране и визуализиране на получените резултати;
3. да се създаде модел на цилиндров блок, да се верифицира модела и да се извърши изследване на модалните параметри - собствени честоти и моди на трептене в звуковата област 20Hz÷20kHz;
4. да се определят предавателните функции, разкриващи взаимовръзката налягане в цилиндъра, средна стойност на вибрации на външните повърхнини, звукова мощност.

Обект и предмет на изследването:

За обект на експерименталното изследване е избран редови, четирицилиндров, четиритактов, високооборотен дизелов двигател с директно впръскване на горивото в цилиндрите Perkins Prima 65, вграждан в автомобилите Rover, произвеждани във Варна.

Методи на изследване:

Използвани са специализирани измервателни уреди за регистриране и запис на бързопроменящи се величини при изследване на двигателите с вътрешно горене. При обработката на получените експериментални резултати и анализирането им са използвани математически и експериментални методики, включващи специализирани компютърни програми за пресмятане, изчертаване, визуализиране и обработване на получените резултати от проведените експерименти.

Място на изследване:

Теоретичните и експериментални изследвания необходими при разработването на дисертацията са проведени в катедра „Транспортна техника и технологии“ и лаборатория 712^B в ТУ-Варна.

Научна новост и практическа ценност на изследването:

Описаните методики и резултати дават възможност да бъде прогнозирано акустичното поведение на двигателя при различни експлоатационни режими на работа и при всякакви мероприятия, влияещи върху развитието на работния процес, като основна възбуждаща сила.

При решаване на задачи, свързани с намаляване на шума от двигателя се измерва нивото на шума в ленти с определена широчина. От тези измервания се определят честотни ленти, имащи определящи стойности за формирането на общото ниво на излъчения шум. С помощта на разработените методики за определяне на виброакустичното поле могат да бъдат определени сравнително лесно проблемните зони.

Апробация на изследването:

Основните положения и резултати от дисертационния труд са докладвани и публикувани на следните конференции:

- *XVII Научно – Техническа Конференция с международно участие „ЕКО ВАРНА 2011“*, ISBN 954-20-00030 – 1 публикация;
- *XIX Научно – Техническа Конференция с международно участие „ЕКО ВАРНА 2013“*, ISBN 954-20-00030 – 3 публикации;
- *XX Научно – Техническа Конференция с международно участие „ЕКО ВАРНА 2014“*, ISBN 954-20-00030 – 1 публикация

Публикации по дисертационния труд:

Написани са общо пет доклада, публикувани в три научни сборника от научно-технически конференции с международно участие. Един доклад е самостоятелен, а останалите са в съавторство.

СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

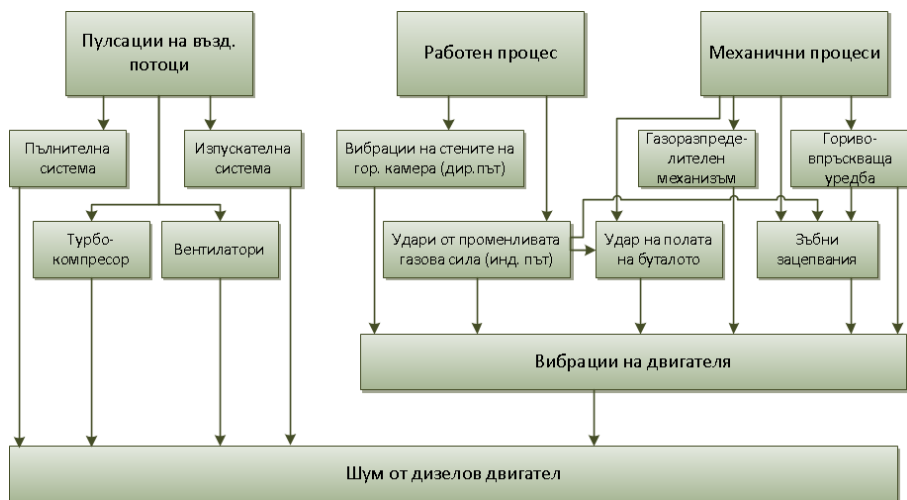
Глава I: Състояние на въпроса за излъчване на шум от автомобилни дизелови двигатели

1.1 Класификация и механизъм на възбуждане

Шумът от двигателя се излъчва основно от вибрационното движение на повърхнините на различни негови компоненти. Тези осцилиращи движения създават разпространяващи се вълни, които се възприемат от човешкото ухо. Необходимо условие за намаляване на шума от двигателя е познаване на източниците на шум. Двигателят възбужда и излъчва шум основно от :

- вибрации на повърхнините на двигателя - структурен шум;
- пулсации, генерирани от пълнителната, изпускателната или охладителната система - аеродинамичен шум;
- предаване на вибрациите чрез точките на окачване към шасито или фундамента.

В дисертацията се използва класификация при която шума от двигателя се разделя на аеродинамичен шум, шум от работния процес и механичен шум.



Фиг. 1.1 Класификация на шума от ДВГ

Шумът от газовите потоци (аеродинамичен шум), обикновено е нискочестотен и включва шума от изпускателната и пълнителната уредба, както и шума, генериран от охлаждащия вентилатор, допълнителни вентилатори или други източници на въздушни потоци.

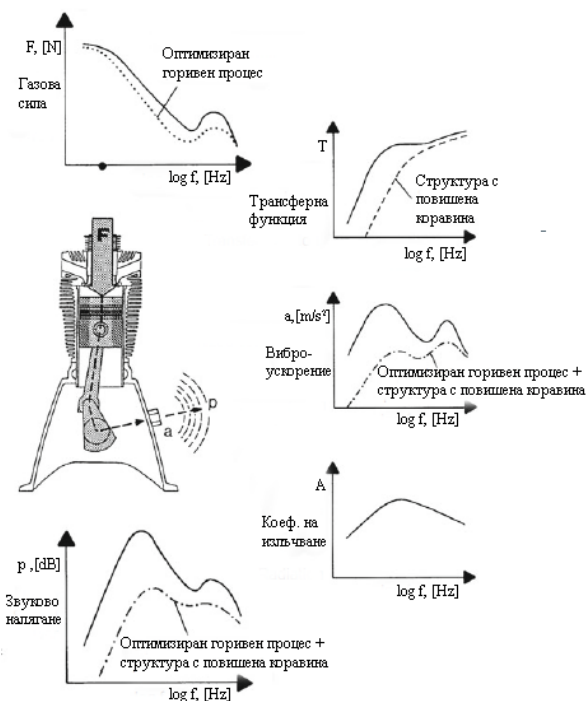
Механичният шум произлиза от инерционните сили, които предизвикват удар на буталото, от зъбни зацепвания, задвижване на разпределителен вал, повдигачи на клапани, елементи от горивовпръскващата система и лагеруване.

Шумът от работния процес се отнася до шума излъчен от вибриращите части на конструкцията на двигателя, двигателни компоненти или двигателни аксесоари след възбуждане от горивния процес. Този шум се поражда от високата степен на нарастване на налягането в цилиндъра, главно след период на задържане на възпламеняването, предизвиква вибрация на блока на двигателя, което съответно се превръща в разпространяващ се шум от горивния процес. Основна роля оказват параметрите на впръскване - момента на подаване и количеството на впръскано гориво по време на предварителните и главни впръсквания - [14].

Горенето и инерционните сили заедно предизвикват вибрация на цилиндровия блок, който се превръща в източник на шум. Тъй като газовите сили в дизеловия двигател са по-големи от инерционните, шума от горивния процес преобладава над останалите. При анализирание шума от работния процес обикновено се изследва сигналът от налягането в цилиндъра в честотен спектър.

Като цяло шума от двигателя, измерен на 1m обикновено варира от 80÷110 dB(A), зависейки главно от работния обем на двигателя, номиналните обороти и системата за впръскване.

Механизмът на възбуждане на структурен шум е показан схематично на фиг.1.2. Газовата сила F предизвиква вибрации a на блока на двигателя. Трансферната функция $T=a/F$ описва характеристиките на конструкцията на двигателя да предава през себе си шума. От своя страна ускорението a на вибрациите се превръща на



Фиг.1.2 Механизъм на възбуждане на структурен шум

повърхността в звуково налягане p . Излъчването може да бъде характеризирано с коефициент на излъчване (наричан още фактор на излъчване) $A=p/a$. Оттук следва, че съществуват следните методи за намаляване на шума от двигателя:

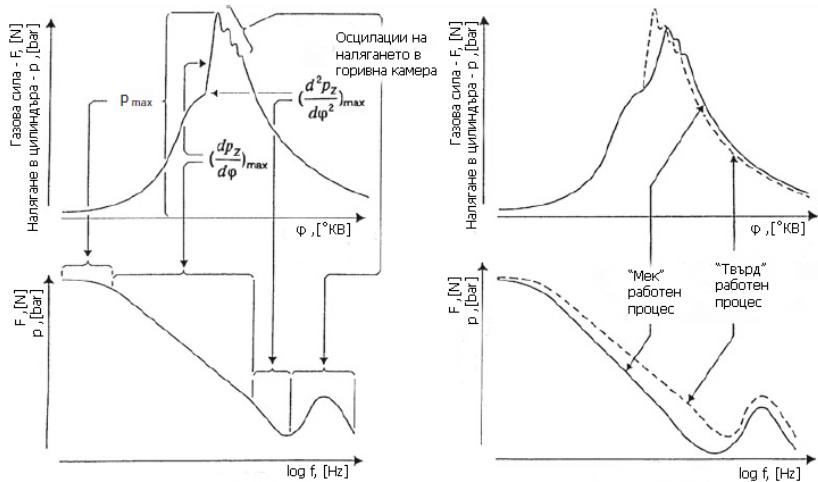
- намаляване на силата F , която възбужда структурата;
- намаляване на предаването на шума вътре в конструкцията, тоест трансферната функция T
- намаляване на звуковото излъчване, тоест коефициента на излъчване A .

В двигателя вместо единична сила F , реално действат множество взаимодействащи си сили от различни компоненти и тяхното действие е решаващо за възбуждането на шум в реалните двигатели. Различните механизми на възбуждане са:

- директен шум от горивния процес, който се получава от газовата сила, която предизвиква вибрациите на стените на горивната камера;
- индиректен шум от горивния процес, който се получава от относителните движения, повлияни от газовата сила (коляно мотовилков механизъм, зъбни предавки) или повлияни от сили, зависещи от натоварването на двигателя (например ГНП);
- механичен шум, който се получава от относителните движения, повлияни от инерционната сила (коляно мотовилков механизъм, клапанен механизъм).

1.2 Шум от работния процес (РП)

Основният фактор определящ директния шум е кривата на налягането в цилиндъра - индикаторната диаграма. Обикновено тя се трансформира от времева област в честотна посредством преобразование на Фурие.



Фиг.1.3 Връзка между характер на изменение на кривата на налягане в цилиндъра и нейния спектър

Така се получава спектъра на възбуждащата сила. Той от своя страна зависи от различни параметри на индикаторната диаграма – фиг.1.3.

Най-голямо влияние върху шума на двигателя оказва скоростта на нарастване на налягането при започване на процеса горене. В този период се възбужда шум с честота около $0.5\div 3$ kHz. От една страна това е областта, в която човешкото ухо е най-чувствително, а от друга двигателя демпфира този честотен диапазон сравнително малко.

Конструкцията на двигателя има голям демпфиращ ефект в областта под 0.5kHz и затова в този диапазон нивата на възбуждане дори и да са високи, не оказват съществено влияние върху шума. Освен това в този честотен диапазон човешкото ухо е сравнително нечувствително.

Изискванията за ефективен закон на развитие на индикаторната диаграма по отношение на шума са в противоречие с тези за ефективност на горивния процес и за емисии на твърди частици. За ниски нива на шум индикаторната диаграма трябва да бъде по-плавна в областта на началото на горене. Характера на изменение на тази област зависи от количеството впръскано гориво - [27], [34], [36], или по-точно от количеството изпарено гориво, преди началото на процеса горене - [47]. Възможните начини за влияние върху този параметър са:

- късен старт на впръскване;
- ранен старт на горене - например чрез увеличаване на степента на сгъстяване, количеството въздух от принудително пълнене, рецикулацията на отработили газове и/или високотемпературно охлаждане на двигателя;
- многостепенно впръскване на горивото.

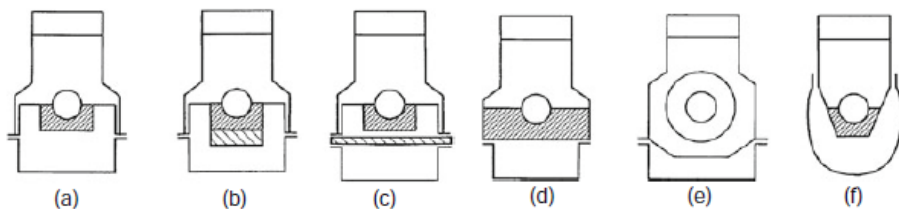
Трябва да се има предвид, че при късен старт на впръскване, е необходимо да се съкрати продължителността на впръскването с цел намаляване на емисиите на неизгорели въглеводороди (НС) и дисперсни частици (сажди). Това може да бъде постигнато с високоефективна система за впръскване на гориво, работеща под по-високо налягане спрямо стандартното. Това от своя страна може да увеличи шума от самата помпа, а също и механизма за задвижването ѝ.

Впръскването може да бъде моделирано или разделено чрез промяна на помпата или на самата дюза. Акумулаторните горивни системи от типа Common Rail (CR) с електронно управлявани дюзи могат да намалят шума от работния процес значително в широк работен диапазон. Това се осъществява благодарение на високото налягане на впръскване, възможността да се управлява независимо момента на впръскване и възможността за осъществяването на многостепенно впръскване - пилотно и основно впръскване.

1.3 Структурен шум

Двигателният блок едновременно провежда осцилиращите сили и излъчва шум. Той заслужава специално внимание, тъй като според някои изследвания

50% от общия шум се дължи на шума от двигателният блок и възбудени от него допълнителни агрегати. Двигателният блок трябва да бъде конструиран с висока коравина и без съсредоточаване на маси, като по този начин се преместват собствените честоти към по-високи или да се намали предаването на структурния шум в честотния диапазон от $0.5 \div 3 \text{ kHz}$, който е особено важен относно шума. На фиг.1.8 са представени възможни конструкции на двигателни блокове с добри акустични показатели, които могат да бъдат използвани като алтернатива на стандартния дизайн при нови конструкции.

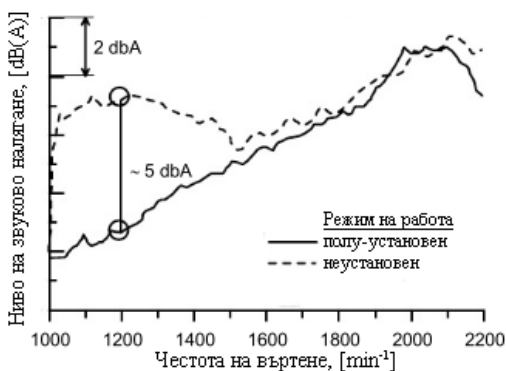


Фиг.1.8 Концепции за цилиндров блок

а) стандартна конструкция ; б) конструкция с греда под основните лагери; в) конструкция с рамка между цил.блок и маслената вана; д) конструкция с обща масивна рамка с легла за основните лагери; е) тунелен цилиндров блок; ф) цилиндров блок с рама за колянвия вал и висока, еластично закрепена маслена вана

1.4 Шум при преходни режими на работа на ДВГ

Развитието на шума от РП по време на преходните режими - нарастване на оборотите или натоварването се различава значително от съответното установено състояние. Различни автори (46) изследват влиянието на скоростта на нарастване на оборотите, температурата на входящия въздух, температурата на цилиндровите стени и параметрите на горивоподаването, върху шума, излъчен по време на ускорение на дизелови двигатели. Основните изводи са, че шума от работния процес е принципно по-висок по време на преходните режими - обикновено с $4 \div 7 \text{ dB(A)}$, сравнен със съответните установени режими. Това е свързано главно с по-ниската температура на цилиндровата стена по време на първите цикли на преходния режим. Също така е забелязано и увеличение на шума от удара на полата на буталото.



Фиг.1.11 Шум при преходни и стационарни режими[48]

1.6 Изводи.

В днешно време са се наложили високооборотните дизелови двигатели с директно впръскване, основно поради високата си икономичност. Въпреки значителния прогрес в областта на подобряване на шумоизлъчването от дизелови двигатели, очертава се тази тема да продължи да бъде актуална, поради съвременните изисквания за намаляване на литровия обем, при запазване или увеличаване на мощността, и намаляване на масата на силовия агрегат. Първото изискване води до увеличаване на възбуждащите сили, докато второто изискване води до намаляване на демпфиращите свойства на конструкцията.

От проведения литературен обзор става ясно, че структурния шум- шума от вибриращите части на двигателя, е определящ за съвременните двигатели. Цилиндровият блок е от особено значение по отношение на шума в средночестотната и високочестотната област, тъй като той поема освен силовите натоварвания от инерционните сили от възвратно-постъпателното движение, така и от ударните въздействия от горивния процес, от удара на буталото, от силите предавани на колянния вал.

1.7 Основна цел и задачи на дисертационния труд.

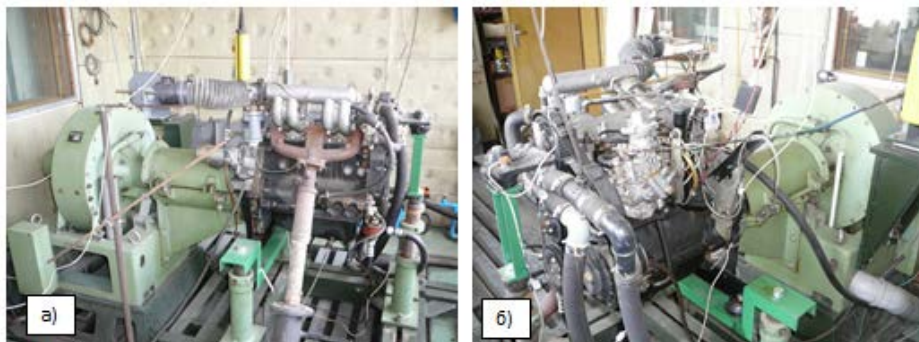
Посочени са на стр.1 и стр.2 на автореферата.

Глава II: Обект на изследване и експериментална постановка

За да се решат поставените основни задачи е необходимо да бъдат определени експериментално шумът и вибрациите при различни режими на работа на двигателя. За задълбочен анализ на връзката между възбуждащата сила - налягането в цилиндъра, и получения шум е необходимо да бъдат измерени: налягане на впръскване, ход на иглата на разпръсквача, разход на въздух, разход на гориво през разпръсквачите, ефективни показатели на двигателя, температури и други спомагателни величини. Основно водещо направление в развитието на двигателите в днешно време е понижаването на вредните емисии в отработените газове. Поради тази причина при настоящите изпитания са измервани и концентрациите на CO, CO₂, O₂, HC, NO_x.

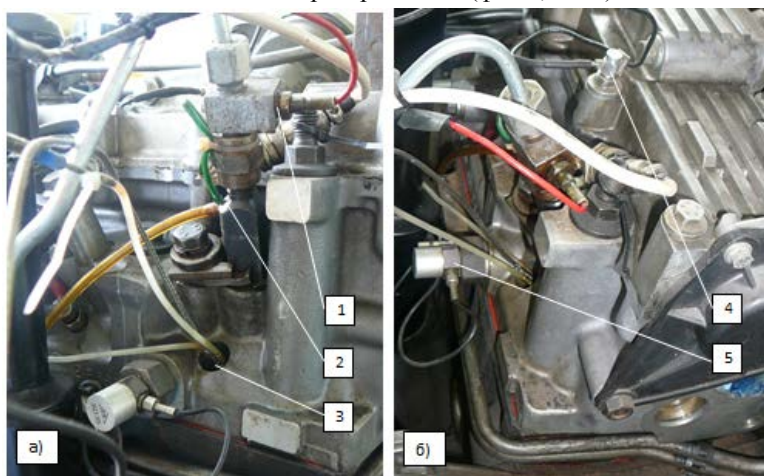
2.1 Описание на лабораторната научно-изследователска апаратура за изпитване на двигателя

Двигателят е монтиран на стенд с електровихрова спирачка SCHENCK W230 – фиг.2.2, на който могат да се изследват двигатели с мощност до 230 kW. Двигателят е без вентилаторна перка и автомобилният генератор е без товар. Охлаждането е принудително течностно с автоматично поддържане на зададената работна температура. Натоварването на двигателя се измерва с помощта на тензовъзприемател за сила и се отчита от цифров дисплей.



Фиг.2.2 Стенд с електровихрова спирачка SchenckW230
а), б) Монтираният двигател Perkins Prima 65 към спирачката

На 4-ти цилиндър на двигателя Perkins Prima 65 е разпробит отвор на мястото на подгревната свещ, в който е разположен пиезоелектричен възприемател за измерване на налягането в цилиндъра, тип AVL QC34C (фиг.2.5,поз.3). С цел определяне на параметрите на впръскване в двигателя са монтирани възприематели за налягане на горивото пред дюзата - пиезоелектричен възприемател, тип AVL 7QP2500a (фиг.2.5,поз.1) и диференциален индуктивен възприемател за ход на иглата на разпръсквача (фиг.5,поз.2).



Фиг.2.5 Изглед 4-ти цилиндър

а) поз.1 - възприемател за налягането пред дюзата; поз.2- дюза с монтиран индуктивен възприемател за ход на иглата; поз.3 - възприемател за налягането в цилиндъра
б) поз.4- възприемател за вибрации KD91; поз.5- възприемател за вибрации KD35

За определяне на ъгъла на завъртане и позицията на колянвия вал са монтирани два възприемателя. Единият е магнито-електричен и работи заедно с

маховика, като при всяко преминаване на зъб от маховика има промяна на сигнала. Вторият е с ефект на Хол и служи за определяне на ГМП на буталото. Допълнително има монтиран възприемател за положението на разпределителния вал, който работи на принципа на ефекта на Хол. С цел рационално използване на каналите на аналого-цифровия преобразувател (АЦП), сигналите от трите възприемателя се подават към формироваател на импулси и по този начин може да се получи информация за моментното положение на КВ и ГМП в такта съгъстяване, като се използва само един канал на осцилоскопа.

Разхода на гориво се определя с помощта на микропроцесорна система, използваща масовия метод. Системата измерва времето, необходимо за изразходване на определено количество гориво, и автоматично пресмята разхода на гориво в g/s и kg/h. В системата могат да бъдат въведени времена за установяване на потока или засичането може да започне след изразходването на определено количество гориво, като тези параметри могат да бъдат променени от оператора.

След усилване на съответните сигнали на възприемателите, те се подават към система за сбор на данни, съставена от два аналого-цифрови преобразувателя (АЦП) и персонален компютър. Първия АЦП Picoscope 4424 е със следните технически характеристики: бр. канали - 4, разрядност -12 bit, макс. честота на измервания сигнал - 20MHz, честота на семплиране 80 MS/s при 1канал, 20MS/s при 4 канала, захранване през USB, изход към компютър - USB2. В него се регистрират сигналите от възприемателите за положение на КВ, налягане в цилиндъра, ход на иглата на разпръсквача и налягане на горивото. Предимството на този АЦП е в по-голямата честота на дискретизация. Вторият АЦП USB Autoscope III е с технически характеристики: бр. канали - 8, разрядност - 12 bit, макс. честота на дискретизация - 12.5 MHz при 1канал, 2.5 MHz при 4 канала, 1.25 MHz при 8 канала, захранване през USB, изход към компютър - USB2. Този АЦП получава сигнали от възприемателите за положение на КВ, налягане в цилиндъра, вибрации, шум, масов дебит и температура на въздуха. Предимството на този АЦП е в по-големия брой канали. Двата АЦП след дискретизация на аналоговите сигнали предават данните към персоналния компютър чрез високоскоростен USB2 кабел. В персоналния компютър данните се обработват и анализират с пакет приложни програми, разработени в катедра ТТТ на ТУ-Варна.

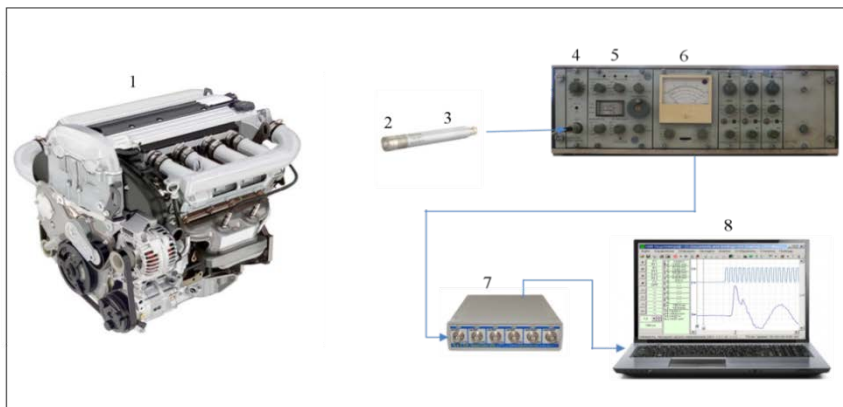
Измерване концентрациите на основните компоненти в отработилите газове се осъществява с помощта на газоанализатор Bosch BEA 250 – за измерване на HC, CO, CO₂, O₂, NO_x и Hartridge YDA 309 - за измерване на димността.

Глава III: Изследване вибрационното състояние и шумоизлъчването на дизелов двигател при работа по товарни и външна скоростна характеристики

3.1. Определяне на звуково налягане и звукова мощност

Шумовите характеристики на двигателите с вътрешно горене и автомобилите включват измерване на нивото на звуково налягане и звукова мощност в честотни ленти, определяне на общите и коригираните нива и показателя на насоченост. Съгласно действащите нормативни документи честотните ленти на изследване могат да бъдат октавни или терцоктавни. Коригираните нива на звуково налягане се регистрират допълнително чрез измервания с вградени филтри, като най-често използвана е А-корекция.

При изследване на шума от двигателите с вътрешно горене и автомобилите се използва апаратура от сравнително висок клас на точност и с възможност за извършване на спектрален анализ. Шумовите измервания с използване на такива измервателни средства се характеризират с голяма продължителност и регистрация на значителен обем данни. С цел автоматизиране на процеса на регистрация на експерименталните данни и разширяване възможностите за обработката им е използван метод, при който се регистрира директно изменението на нивото на звуково налягане през определени интервали от време, зависещи от честотата на сканиране на аналого-цифровия преобразувател. Елементарните интервали могат да бъдат програмно задавани, което позволява измервания и анализ на шум както на бързоизменящи се процеси, така и на продължителни шумови емисии и определяне на еквивалентни стойности на шума.

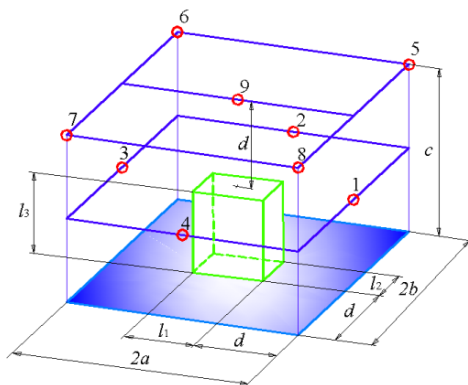


Фиг.3.1 Схема на опитната постановка

1.ДВГ; 2.Микрофонен капсул; 3.Предусилвател; 4.Усилвател;
5.Теснолентов анализатор; 6.Линейно-логаритмичен преобразувател

Използваната апаратура е посочена на фиг.3.1. Основни нейни елементи са микрофонен капсул (2) тип RFT МК221, микрофонен предусилвател (3) тип RFT MV 202 , усилвател и атенюатор (4) тип RFT 00 011 , теснолентов анализатор (5) тип RFT 01 013 , линейно-логаритмичен преобразувател и интегратор (6) тип RFT 02 022, аналого-цифров преобразувател (7) тип USB Autoscope III и компютърна конфигурация (8). Аналого-цифровия преобразувател е многоканален. Програмните модули в тази методика са създадени за многоканални преобразуватели. Минималния брой канали за регистрация е 2, от които единият е служебен, използва се за синхронизация на диаграмите и един за регистриране на звуковото налягане. При определяне на шумови характеристики с измервания на звуково налягане по обхващаща повърхнина, могат да се използват и канали до 8 или 16 в зависимост от избрания ориентировъчен, технически или точен метод на измерване. Аналого-цифровия преобразувател е свързан директно след усилвателя на звуково налягане и регистрира неговите стойности. Останалите елементи от измервателния уред са контролни и се използват за настройка на измервателния тракт, тариране на апаратурата и мониторинг на данните в процеса на изпитанията.

За определяне на шумовите характеристики е използван технически метод за определяне нивата на звукова мощност в имитирано свободно звуково поле над звукоотразяващ под, UNI EN ISO 3744. Този метод се основава на измерване на нивата на звуково налягане в точки от измервателна повърхнина, обхващаща източника на звук. Използваната измервателна схема е показана на фиг.3.7.



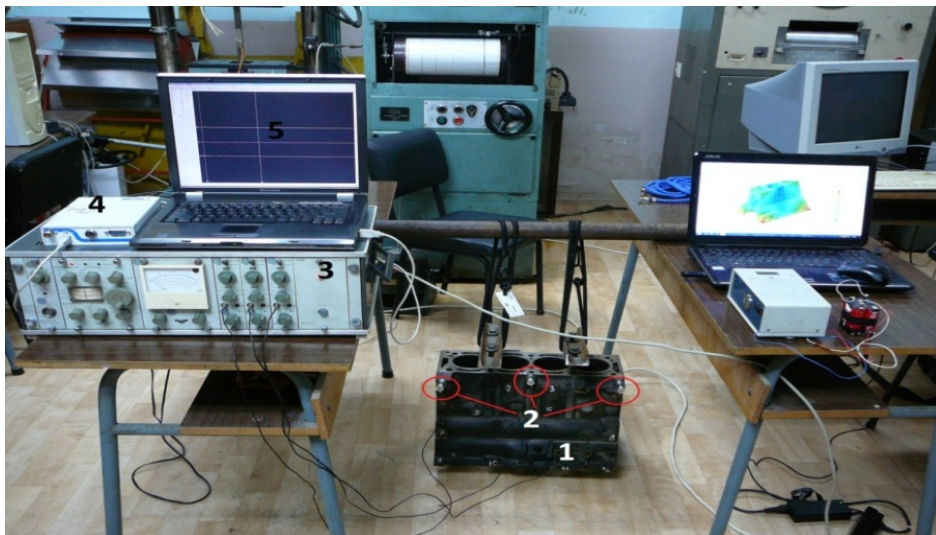
Фиг.3.7. Схема на измервателната повърхнина и позициите на микрофона

3.3. Модален анализ на корпусни детайли от ДВГ

Динамичният отклик на механичната структура може да бъде определена чрез тестване с импулсна сила – [1],[11]. Когато една структура е възбудена чрез кратък удар, структурата реагира чрез своите собствени честоти. С помощта на импулсен чука, който има вграден възприемател за сила в предния край, и акселерометри могат да бъдат честотно предавателните функции (FRF - frequency response function), които представляват отношение на вибрациите на структурата от приложената сила. Измерват се приложената сила и отклика на структурата едновременно. Като цяло с увеличение на продължителността на удара обхваща

на възбудените честоти намалява. На върха на импулсия чук могат да се монтират накрайници от различни материали - стомана, пластмаса, различни гumi, всеки от които осигурява различна продължителност на възбуждане и различни честотни области. В зависимост от честотите, които ни интересуват относно тестваната структура, се монтира подходящ накрайник. Използвайки честотен анализатор трансферната функция на структурата може да бъде определена.

За да се определят собствените честоти и формите на трептене е необходимо да се измерят вибрациите на блока в определени точки. Използваната постановка е показана на фиг.4.24. Цилиндровият блок-картер *1* е окачен на еластични въжета посредством планки. Вибрациите на блока в различни точки се измерват с помощта на възприематели за ускорение *2* тип RFT KD 35, три на брой, като всеки от тях се закрепва към цилиндровия блок с помощта на магнит. Сигналите от възприемателите преминават през усилватели *3* тип RFT 00028, след което се подават към цифровия осцилоскоп *4* USB AutoscopeIII за изобразяване и запис на данните. В софтуера на осцилоскопа има вграден спектрален анализатор, който в реално време превръща изходящия времеви сигнал в честотен, посредством бързо преобразование на Фурие (FFT).

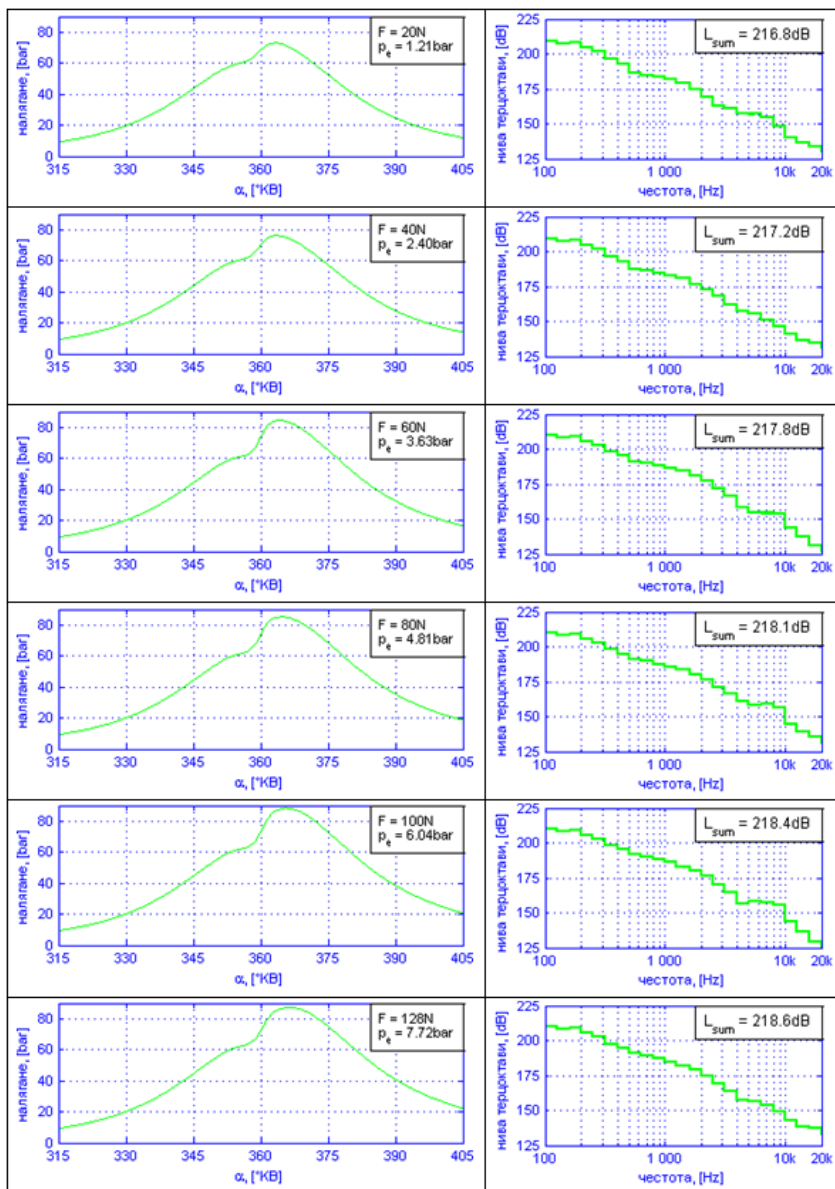


Фиг.4.24 Снимка на опитната постановка

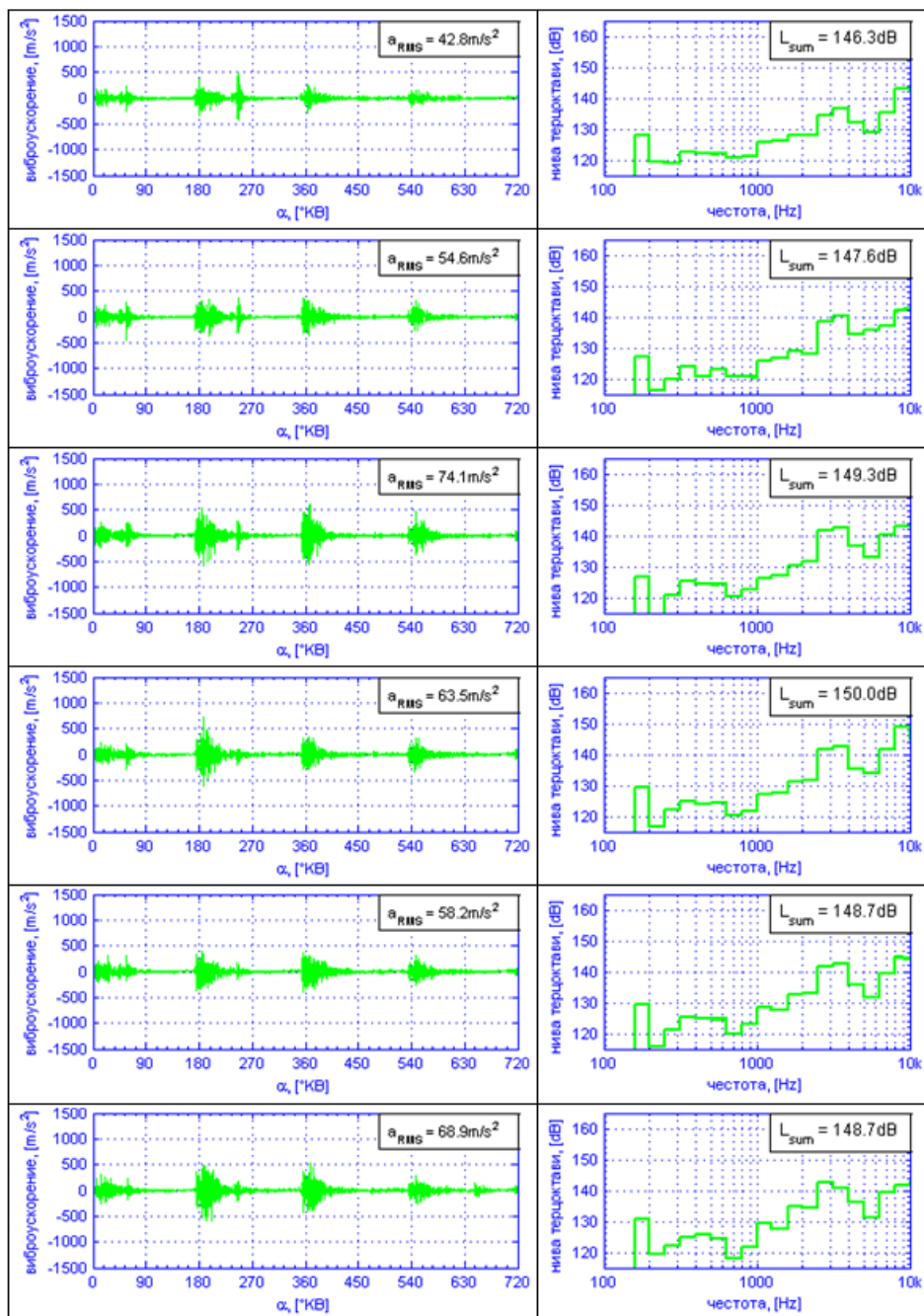
1. Цилиндров Блок; 2. Пиезокварцови възприематели; 3.Усилвател;
4. Аналого-цифров преобразувател; 5. Компютър с приложни програми

Глава IV: Резултати от проведените изследвания

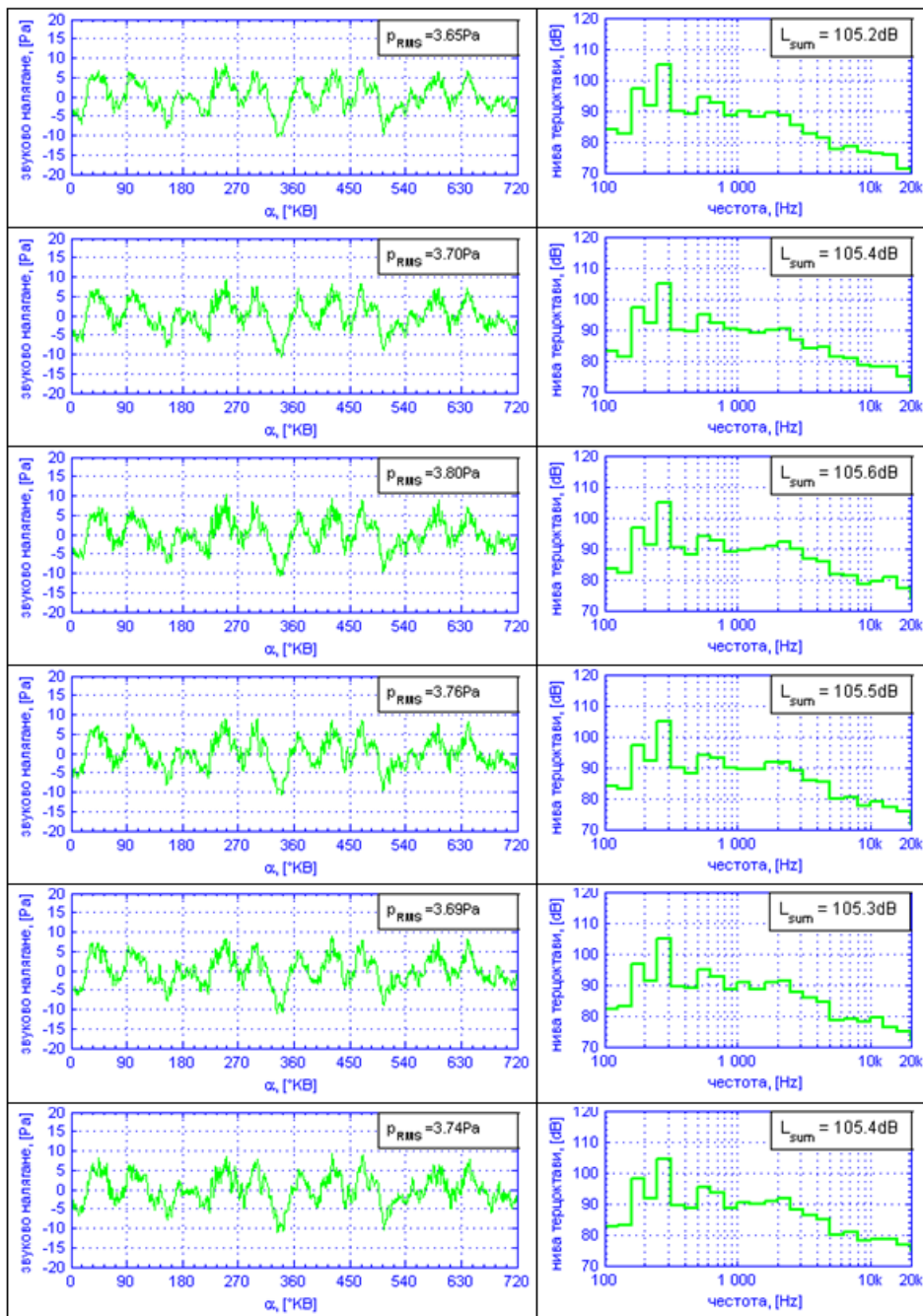
4.1. Резултати за индикаторни диаграми, вибрации на двигателя в зоната на горивната камера и шум, измерен на разстояние 1m



Фиг.4.2 Времева и честотна област на инд. диаграми, TX 2500min⁻¹

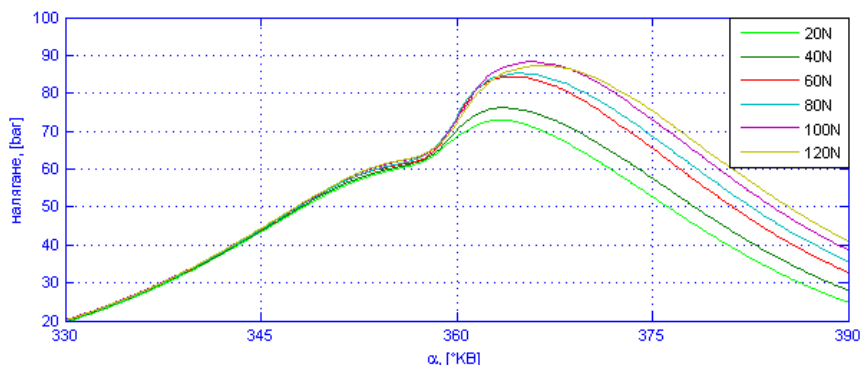


Фиг.4.11 Времева и честотна област на вибрационен сигнал, TX 2500min⁻¹

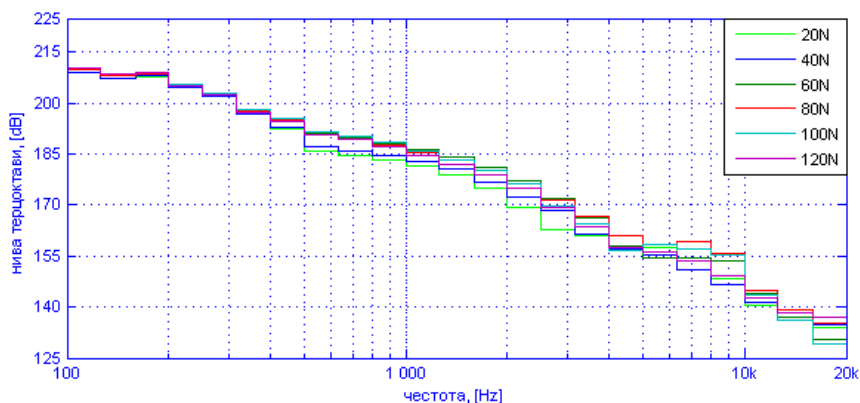


Фиг.4.14 Времева и честотна област на сигнал от звуково налягане, TX 2500min⁻¹

Основна възбудителна сила, влияеща върху шумоизлъчването е кривата на налягането в цилиндъра. На предходните фигури са представени индикаторните диаграми и техния честотен спектър, преизчислен в терцоктавни ленти за режимите, посочени по-горе. Спектъра на индикаторната диаграма зависи основно от скоростта на нарастване на налягането $dp/d\alpha$ в началото на взривното горене, от максималното налягане и от наличието на детонационно горене - фиг.1.3. За по-голяма яснота индикаторните диаграми са изобразени само в областта на процеса горене - 45°KB преди и след ГМП. Поради ограничения обем на автореферата са представени само резултатите от товарна характеристика 2500 min^{-1} , където е максималният въртящ момент на двигателя.



Фиг.4.5 Индикаторни диаграми - общо представяне, TX 2500 min^{-1}



Фиг.4.6 Спектър индикаторни диаграми - общо представяне, TX 2500 min^{-1}

При товарна характеристика 2500 min^{-1} (фиг.4.5 и фиг.4.6) с увеличаване на натоварването се повишава и максималното налягане от 73bar до 88bar. Кривата, отговаряща на натоварване на спирачката 100N, има с 1bar по-високо максимално

налягане от тази при 120N. Скоростта на нарастване на налягането $\frac{dp}{d\alpha}$ може да се обособи в две групи. При криви 20N и 40N с увеличаване на натоварването се увеличава $\frac{dp}{d\alpha}$, докато при останалите криви $\frac{dp}{d\alpha}$ остава сравнително непроменено със стойности около 5.1bar/°KB. При честотния спектър промяната в сумарните нива е около 2dB, като се променят от 216.8dB до 218.6dB. Общите нива се доминират основно от нискочестотните компоненти. Най-ниските хармоници са с нива, подредени по големината на натоварването. В честотния диапазон 100÷400Hz терцоктавните ленти почти съвпадат за всички режими, като разликата им е по-малко от 1.8dB, а в диапазона 500÷2000Hz е около 5.5dB. Увеличаването на натоварването се отразява основно в терцоктавни ленти със средногеометрични честоти 8kHz, 2.5kHz, 6.3kHz, 2kHz и 16kHz, където разликата е в диапазона 7.9÷9.3dB.

На фиг.4.11, фиг.4.12 и фиг.4.13 са представени получените и обработени данни за вибрациите на двигателя в зоната на горивната камера, измерени с помощта на възприемателя за вибрации RFT KD35 - фиг.2.5. Самият възприемател измерва виброускорение, като линейната му работна област е до 8.6kHz. Над тази зона, при 10kHz и при 21kHz, се получава усилване на сигналите поради резонанс на самия възприемател.

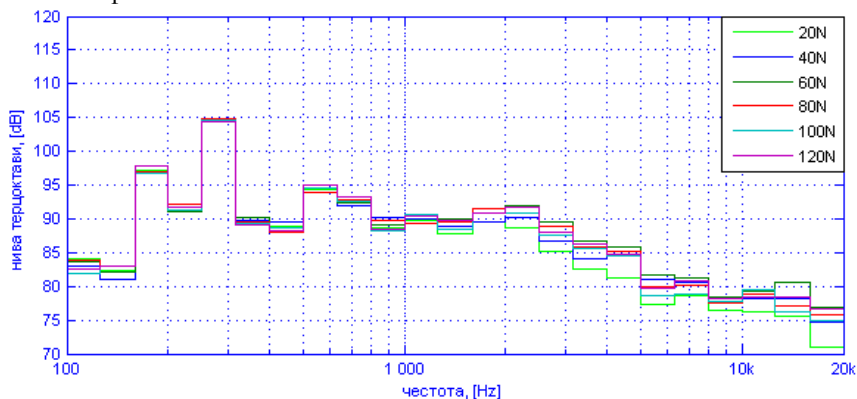
Стойността за ефективната (средно-квадратична) стойност на виброускорението, посочена в графиките във времева област, е пресметната на базата на сигнала без филтриране. При обработване на данните в честотна област са коригирани стойностите на базата на тарировъчните данни от паспорта на възприемателя. Посочената стойност за сумарно ниво на виброускорение в графиките в честотна област са получени на базата на събиране на терцоктави до определена честота (10kHz), поради което се получава на практика филтриране и поради тази причина стойностите за средноефективно значение в $[m/s^2]$ и нива в [dB] не съответстват.

Сумарните нива на виброускорението при товарните характеристики постепенно се увеличават с около 3dB до достигане на 50-60% от максималното натоварване, след което се задържат или леко спадат. Забелязва се силната зависимост на сумарните нива от честотата на въртене, като при промяна от $2000min^{-1}$ до $4500min^{-1}$ сумарните нива нарастват пропорционално с над 10dB - от 147.3dB до 158.8dB.

На фиг.4.14, фиг.4.15 и фиг.4.16 е представено развитието на звуковото налягане във времева и честотна област.

При товарна характеристика $2500min^{-1}$ се наблюдава незначителна промяна в сумарното ниво на шума с промяна на натоварването - 105.2÷105.6dB. Сумарното ниво се формира основно от честотни ленти 250Hz и 80Hz, като те не

зависят от промяната на натоварването. Промяната на натоварването се отразява в честотния диапазон след 2000Hz, където разликите в нивата варира в диапазона 2.1dB÷5.9dB . В този диапазон кривата с натоварване 20N заема най-малки стойности – фиг. 4.17.



Фиг.4.17 Спектър звуково налягане - общо представяне, TX 2500min⁻¹

4. 2 Резултати модален анализ

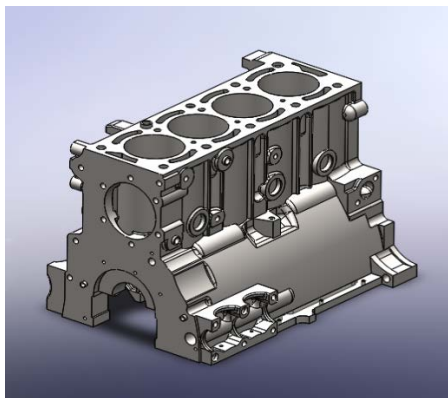
Резонансните явления, при които малки сили предизвикват големи деформации и евентуално разрушаване, са характерни за механичните системи. Резонансните честоти зависят от инерционните и еластични характеристики на материалите, от които е съставена конструкцията. Резонансът е често причината или най-малкото допринасящ фактор за много от проблемите, свързани с повишен шум и вибрации, възникващи в различни конструкции или работещи машини. За по-добро разбиране на даден структурен вибрационен проблем, резонансните честоти на конструкцията трябва да бъдат определени.

Съществуват различни методи за определяне на собствените честоти – експериментални, аналитични, числени. Аналитичните методи са приложими за по-прости като форма детайли и като цяло са трудоемки. Основават се на използването на динамични модели, при което конструкцията се привежда към еквивалентна. Това привеждане води до появата на известна погрешност, свързана с технологията на самото моделиране. В днешно време числените методи са се наложили в инженерната практика. Един от най-често използваните методи е метода на крайните елементи (МКЕ). Създаването на компютърен математичен модел има големи предимства, тъй като сравнително бързо могат да се проиграт различни сценарии - например може да се прогнозира поведението на структурата под действие на определени външни сили или да се симулира промяната на динамичните характеристики в зависимост от структурни промени. Това обаче е валидно единствено, в случай че имаме верифициран модел. В

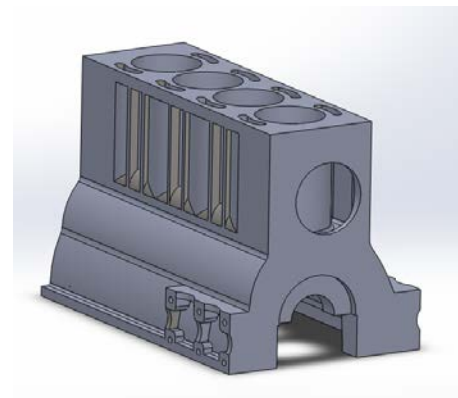
днешно време модалният анализ е станал най-широко разпространеният експериментален метод за намиране собствените честоти и формите на трептене на различни машини или конструкции. Тестването на структурите се извършва най- често с помощта на устройства за тарирано въздействие като модален чук или вибромаса (или комбинация от вибромаси).

Целта на настоящето изследване е да се изследва възможността за пресмятане на модалните параметри по МКЕ на форми със сложна геометрия като цилиндров блок. Задачите за постигането на целта са:

- да се състави триизмерен модел, максимално близък до реалния;
- да се извърши експериментално изследване и оценка на отклоненията между аналитично и експериментално определените стойности;
- да се изследва диапазона от собствените честоти по МКЕ в областта до 20kHz;
- да се определят високоамплитудните форми на колебание.



Фиг.4.22 Детайлен цилиндров блок



Фиг.4.23 Опростен цилиндров блок

Процесът на моделиране изисква адекватност на модела с реалния обект. Постигането на пълно съответствие при конструкции със сложна форма се осъществява с подробно описание на формата на значителен брой елементи. Преходите между различните повърхнини и описанието на различни закръгления допълнително усложняват математичното описание на модела. Обработката на такива модели се извършва с изчислителна техника със значителни ресурси, каквато не винаги е налична. Литературният обзор ([2],[8]) показва, че практиката при такива пресмятания е да се използва известно опростяване на модела, което води до значително ускоряване на изчислителния процес.

Обект на изследване е цилиндров блок от дизелов двигател Perkins Prima 65, фиг.4.21., тъй като той е от основните източници, допринасящи за нивото на излъчения шум от двигателя. На фиг.4.22 е представен създаденият модел. Той съдържа над 1200 инженерни компоненти за създаване и редактиране на 3D тела.

От модела са премахнати някои детайли, които не влияят върху собствените честоти, но имат голямо значение при пресмятанията. Такива са например малки закръгления, фаски, отвори за малки болтове и особено остри ръбове. За коректното им пресмятане мрежата в тези области трябва да бъде много фина, а това значително увеличава общото време за пресмятания, както и системните изисквания към изчислителната машина, като в някои случаи се стига до невъзможност да бъдат завършени. Поради тази причина за по-нататъшните анализи е приет опростен модел - фиг.4.23.

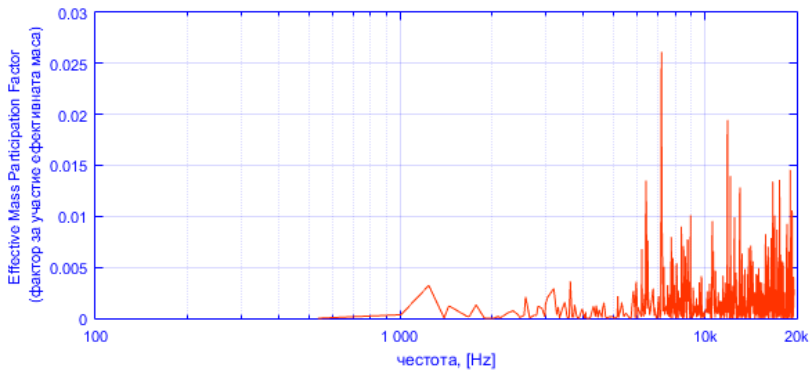
След задаване на необходимите характеристики на конструкцията е извършено симулационно изследване за определяне на спектъра на собствени честоти. Зададени са за пресмятане първите 14 моди и съответстващите им честоти и след това с помощта на експеримент е извършена проверка. Средната и максималната грешка при определяне на собствените честоти по съответните форми на трептене са съответно 2.7% и 8.5%.

За моделиране и извършване на пресмятанията по МКЕ е използван продукта SolidWorks и модула Simulation (CosmosWorks). Граничните условия са свободно тяло, без приложени натоварвания.

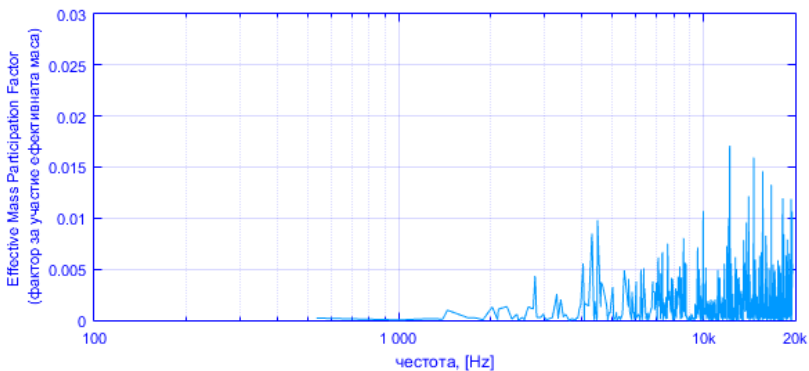
След извършване на пресмятанията постпроцесора на програмата има възможност:

- да изобрази амплитудите на модите в избрана посока (X, Y или Z) или общото преместване. Трябва да се отбележи, че показаните премествания на графиките илюстрират само профила на модата, тоест преместванията на възлите на елементите сравнени едни спрямо други.
- да генерира списък с резонансните честоти и фактор за участие на ефективната маса (англ. - Effective Mass Participation Factor, EMPF).

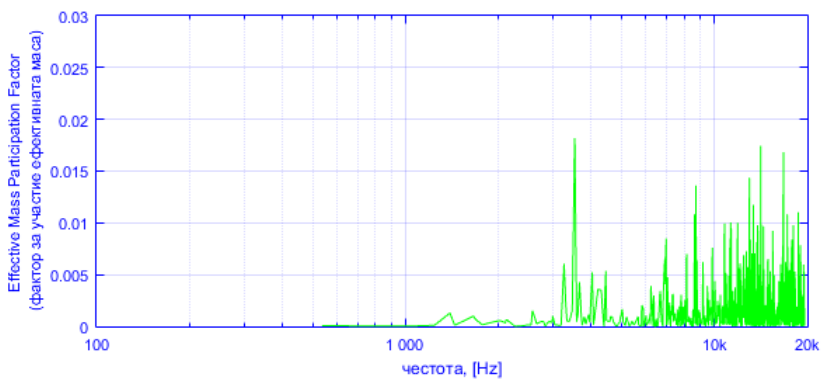
Фактора за участие на ефективната маса представлява процентното отношение от масата на системата, която участва в дадена мода на трептене. Той представлява мярка за енергията, съдържаща се във всяка резонансна мода. Моди със големи стойности на този фактор обикновено значително допринасят за динамичния отклик на системата, [32]. При оценяване на конструкцията за резонансни явления, трябва да се вземат под внимание моди, чиято ефективна маса е над 2% - [18].



Фиг.4.29 Фактор за участие на ефективната маса по ос X



Фиг.4.30 Фактор за участие на ефективната маса по ос Y



Фиг.4.31 Фактор за участие на ефективната маса по ос Z

На предходните фигури са показани графики на Фактора за Участие на Ефективната Маса (EMPF) спрямо собствените честоти за трите направления по оси X, Y и Z. Оста X е разположена напречно на двигателя, оста Y е надлъжната ос, докато ос Z е по вертикала.

Общия брой на модите в диапазона до 20kHz е голям - от порядъка на 560. Няма наличие на доминиращи моди с големи нива на EMPF над 2%. В диапазона до 1kHz има само две моди, но те са с изключително ниски нива на ефективна маса. Вероятно поради това конструкцията има много добри демпфиращи свойства в този диапазон.

Вибрациите по ос X, тоест вибрациите на надлъжните страни на блока, са важни по отношение на шумоизлъчването, тъй като тук е най-голямата излъчваща площ. В честотната област от 1 до 6 kHz нивата на ефективната маса са сравнително ниски, след което имаме значително увеличаване както на броя на собствените честоти, така и нивата им. Най-високото ниво е при 7.2 kHz, като могат да се разгледат три диапазона с високи нива – 6.4÷7.2 kHz, 11.8÷13 kHz и 16.7÷20 kHz. По отношение на ос Y високите нива са съсредоточени основно във високочестотната област над 12 kHz. В честотната област до 10kHz има две открояващи се нива- при 4.5kHz и при 10kHz. По ос Z се наблюдава най-високо ниво при 3.5kHz, като отново има повишени нива във високочестотна област.

Трябва да се има предвид, че при представянето на шума в логаритмична скала и в терцоктави, то с увеличаване на центровата честота се увеличава и броят на събираемите. Вижда се, че във високочестотната област над 7 kHz са налице много моди със сравнително високи нива. Може да се направи извода, че конструкцията на блока е добър генератор на високочестотен шум. Обикновено при високи честоти амплитудите на възбуждащите сили са малки, но все пак ако има повишени нива, то блока ще ги усилва и излъчи шум, тъй като в този диапазон от една страна имаме много резонансни моди, а от друга страна те са лесно възбудими.

Глава V: Изследване шумоизлъчването на двигателя от структурен шум

За изследване на шумоизлъчването е необходимо да се определи разпределението на вибрациите по външните повърхности. Именно тези вибриращи повърхнини стават източник на структурен шум. Предлага се метод с помощта на който може да се определи и визуализира виброакустичното поле на двигателя експериментално. След определяне на зоните с повишено шумоизлъчване може да се предприемат мерки за намаляване на шума.

5.1 Виброакустично поле на двигателя

Информация за виброакустичното поле на двигателя може да се получи чрез измерване на отклика в отделни точки по корпуса му. При дизеловите двигатели с непосредствено впръскване основен допринасящ фактор за

формирането на виброакустичното поле е процеса на горене. За да се потърси взаимовръзка между формиране, получаване и разпространение са измервани индикаторна диаграма, вибрации в определени точки и шум на 1m от двигателя. Измерванията са направени с помощта на акселерометър, закрепен към блока с помощта на неодимов магнит.

За определяне на виброакустичното поле на цилиндровия блок се измерват вибрациите в отделни точки по блока. За целта е начертана мрежа от 4 реда и 6 стълба или общо 24 точки. Измерват се вибрациите в отделните точки и заедно с посочените по-горе параметри се записват в цифров вид. С помощта на отметките за положение на КВ могат да бъдат разграничени отделните диаграми и анализа да бъде направен точно върху един работен цикъл на двигателя. Регистрираните данни претърпяват предварителна обработка (гл. III, точки 3.1 и т.3.2) за отстраняване на евентуални смущения в диаграмите, получени от различни апаратни смущения. Следва спектрален анализ на данните, като се използва дискретно преобразование на Фурие. В случая спектрален анализ се извършва върху сигналите от индикаторната диаграма, вибрациите и шума. Следващата стъпка от обработката е групирането на отделните хармоници в терцоктави и запис в текстов файл.

За изобразяване нивата на виброускорение в отделни точки по блока е разработена програма в Mathcad. Първо се прочитат 24^{те} текстови файла с обработените данни и се формира матрица с размерност 4x6, в която на съответния елемент се присвоява съответната измерена точка. За улесняване манипулирането с данните се използват многомерни масиви (nested arrays), при които отделен елемент от матрица може да бъде също матрица или вектор.

Във всяка една от измервателните точки има по една стойност за всяка една терцоктава. Анализът на получените резултати от виброускорението в табличен вид е труден. По-удачен вариант е изобразяването на нивата в точките на измерване като тримерна контурна графика, като има възможност да се показва общото ниво на виброускорението в отделните точки или нивото при определен номер на терцоктава. За целта се съставят три матрици с еднаква размерност, като елементите на първата са координатите на отделните измерени точки по X (фиг.5.3-а), втората координатите по Y (фиг.5.3 -б) и третата е нивото на виброускорение при определен номер на терцоктава (фиг.5.4), като номерът на терцоктава отговаря на определена централна честота на лентов (*Band-pass*) филтър – табл.5.1.

Матрицата Z е така дефинирана, че при избор на стойност на параметър, автоматично да извлича от обработените данни съответните стойности. Значението на отделните елементи е следното:

$$\begin{matrix}
 \mathbf{X} = \begin{pmatrix} 2 & 9 & 18 & 26 & 34 & 40.5 \\ 2 & 9.5 & 18 & 26 & 36.5 & 40.5 \\ 2 & 9 & 18.5 & 24 & 35 & 41 \\ 2 & 9 & 18 & 28 & 35 & 40.5 \end{pmatrix} &
 \mathbf{Y} = \begin{pmatrix} 4 & 4 & 4.5 & 4.5 & 4 & 4 \\ 12 & 13.2 & 12.5 & 12 & 12 & 12 \\ 20 & 20 & 18 & 18 & 19 & 19.5 \\ 29.5 & 29.5 & 29.5 & 29.5 & 29.5 & 29.5 \end{pmatrix} &
 \mathbf{Z} = \begin{pmatrix} 125.6 & 126.9 & 125.7 & 121.8 & 116.4 & 116.6 \\ 120.5 & 119.4 & 119 & 122.2 & 118.8 & 120.4 \\ 121.1 & 121.8 & 120.4 & 126.7 & 124.2 & 126 \\ 125.6 & 125.3 & 125.6 & 125.8 & 127.8 & 129.9 \end{pmatrix}
 \end{matrix}$$

а)
б)
в)

Фиг.5.3 Матрици с данни за съставяне на триизмерна графика

$$\mathbf{Z} := \begin{bmatrix}
 \left[\text{(PRN}_1\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_2\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_3\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_4\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_5\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_6\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} \\
 \left[\text{(PRN}_7\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_8\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_9\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_{10}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_{11}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_{12}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} \\
 \left[\text{(PRN}_{13}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_{14}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_{15}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_{16}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_{17}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_{18}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} \\
 \left[\text{(PRN}_{19}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_{20}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_{21}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_{22}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_{23}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}} & \left[\text{(PRN}_{24}\text{)}_{\text{ch}} \right]_{\text{N_Terz}}
 \end{bmatrix}$$

Фиг.5.4 Дефиниране на матрица Z

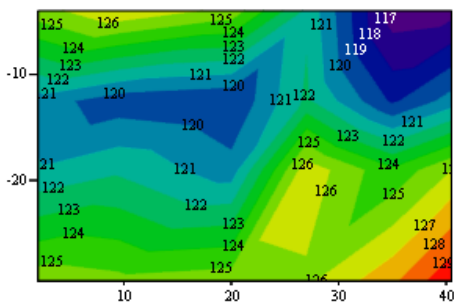
PRN- многомерен масив, в случая вектор, в който с индекс от 1 до 24 са обработените данни за отделните измерителни точки;

ch- задава за кой канал да се извличат данните, в случая *ch*=1 – инд. диаграма, *ch*=2 - шум, измерен на 1m от двигателя, *ch*=3 – виброускорение;

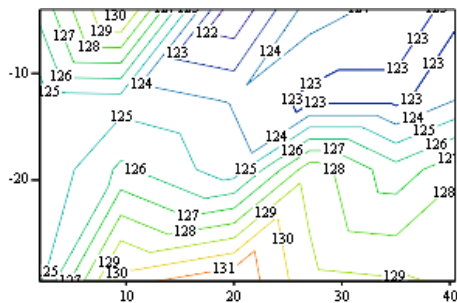
N_Terz – номер на терцоктава.

По този начин чрез промяна на параметъра *N_Terz* от 1 до 30 програмата автоматично изобразява разпределението на вибрациите по блока при различни честоти. Например при зададени стойности на параметрите *ch*=3, *N_Terz*=11 (отговаря на честота 250Hz) се получава матрицата Z, посочена на фиг.5.3 - в).

На фиг.5.5 и фиг.5.6 са показани два различни начина на изобразяване на триизмерни контурни графики. По дефиниция контурна линия (наричана още изолиния) е крива, свързваща точки с едни и същи конкретни стойности представящи функция на две променливи.



Фиг.5.5 Контурна графика при 250Hz

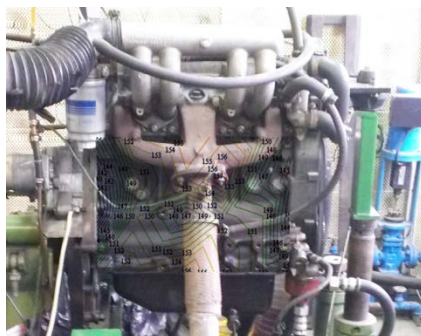


Фиг.5.6 Контурна графика при 630Hz

Тъй като всяка измерена точка е с точни координати, това позволява изображението да бъде мащабирано и насложено върху контурите на двигателя, като се зададе определена степен на прозрачност. Така може лесно да бъдат определени зоните с повишено виброускорение, когато се гледат абсолютните нива в отделните точки – фиг.5.7, или да се види разпределение на виброускорението при определена честота – на фиг.5.8 е показано разпределението при 3150Hz.



Фиг.5.7 Виброакустично поле – сумарни нива



Фиг.5.8 Виброакустично поле – 3150Hz

5.2 Фактор на излъчване

Автомобилните двигатели излъчват шум чрез вибрации на своите повърхнини, които се разпространяват в средата като звукови вълни. Връзката между виброскоростта на излъчващата повърхнина и звуковата мощност, генерирана от вибриращите повърхнини, се определя от фактора на излъчване, който отразява ефективността на дадена повърхнина да излъчва звукови вълни - [21], [38]. За някои прости геометрични форми, фактора на излъчване може да бъде определен аналитично. За сложни повърхнини, както е случая при двигателите с вътрешно горене, може да се използва методиката, посочена в ISO/TS7849. Тази методика се отнася до определяне на звуковата мощност на излъчвания шум посредством измерване на виброскоростта на вибриращата повърхнина и фактора на излъчване.

Цилиндровият блок на двигателя представлява най-значимата част по отношение на шумоизлъчването. Неговото вибрационно състояние се определя от въздействието на работния процес върху стените на цилиндъра, ударите в кинематичните двойки на механизмите, еластичните деформации в следствие въздействието на различни променливи сили в двигателя, както и от пространствените вибрации на двигателя.

Същност на метода - Звуковата мощност, излъчена от дадена машина и породена от структурните вибрации на нейните външни повърхнини, може да бъде определена съгласно:

$$P_s = \rho \cdot c \cdot v^2 \cdot S \cdot \sigma \quad (5.1)$$

където: P_s , [J/s] – звукова мощност; ρ , [kg/m³] – средна плътност на въздуха; c , [m/s] – скорост на звука във въздух; v^2 , [m²/s²] – квадратична стойност на нормалната виброскорост, осреднена за площ S ; S , [m²] – площ на външната повърхнина на вибриращата машина; σ , [-] – фактор на излъчване

Фактора на излъчване представлява мярка за ефективността на вибрираща повърхнина да генерира звукова мощност. Следователно той може да се дефинира като отношение на звуковата мощност към произведението на виброскоростта на квадрат, акустичния импеданс $\rho \cdot c$ и площта S .

$$\sigma = \frac{P_s}{\rho \cdot c \cdot S \cdot v^2} \quad (5.2)$$

Апаратура и методология на измерването- За пресмятане на фактора на излъчване е необходимо да бъдат измерени звуковата мощност и средната стойност на виброскоростта по повърхността на блока. Използваната апаратура е аналогична на посочената в т.5.1.

За определяне средната виброскорост са измерени вибрациите на отделните повърхнини в определен брой точки, равномерно разположени по повърхнината. Използва се акселерометър, като измереното виброускорение се превръща във виброскорост съгласно следните стъпки:

1. запис на сигнала от акселерометъра в напрежение с помощта на цифровия осцилоскоп (АЦП);
2. преобразуване на измереното напрежение в ускорение [m/s²], като се използва коеф. за преобразуване за съответната измервателна апаратура. В настоящия случай $k=0.961\text{m/s}^2.\text{mV}$;
3. определяне на ниво на виброускорение L_a , като се използва формулата $L_a = 20 \log_{10}(\frac{a}{a_0})$, [dB], където $a_0=10^{-6} \text{ m/s}^2$;
4. определяне на ниво на виброскорост L_{vi} , използвайки формулата $L_{vi} = L_a - (20 \log_{10} \frac{f_m}{f_0} - 10)$, [dB], където f_m , [Hz] – средногеометрична честота на терцоктавна лента; f_0 , [Hz] – референтна честота, $f_0=1\text{Hz}$;
5. определяне на средната скорост за измерваната област, съгласно формулата $L_v = 10 \log_{10}(\frac{1}{N} \sum 10^{(0.1 L_{vi})})$, [dB].

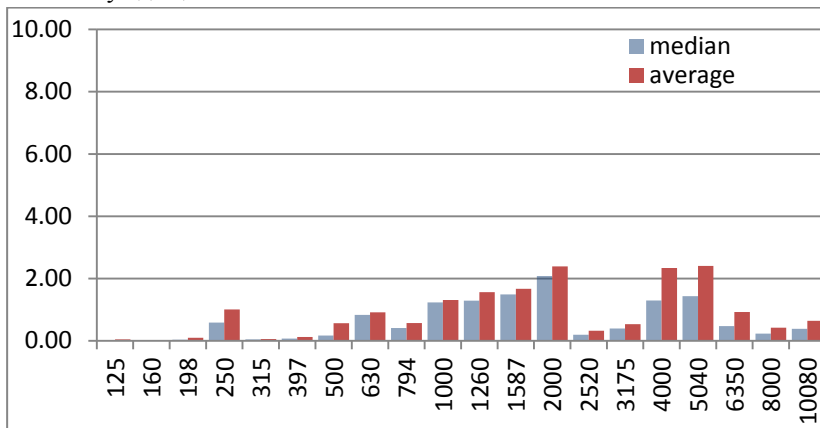
Определянето на общия фактор на излъчване за всяка лента, изисква познаването на звуковата мощност P_s , посочена в числителя на уравнение (5.2). Звуковата мощност е определена чрез измерване на звуково налягане съгласно ISO 3744 (т.3.1.2). Приемайки акустичния импеданс за въздуха при стандартни условия 411kg/m²s, отговарящ на 23°C и атмосферно налягане 101325 Pa, и

отчитайки общата вибрираща площ S за трите зони, честотно зависимия тренд на фактора на излъчване може да бъде определен, използвайки формулата:

$$L_{ws} = L_v + 10 \log \frac{S}{S_0} + 10 \log \sigma + 10 \log \frac{411}{400}, [dB] \quad (5.3)$$

където: L_{ws} , [dB] е звуковата мощност; L_v , [dB] – средната виброскорост (референтна скорост: 50nm/s) на вибриращата повърхнина; S , [m²] площ на излъчващите повърхнината; $S_0=1\text{m}^2$ – референтна площ; $\rho c=411\text{N.s/m}^3$ акустичен импеданс, посочен в ISO TS 7849, докато $\rho c=400\text{N.s/m}^3$ е референтната стойност, използвана в акустиката.

Резултати от изследването- За изследвания двигател експериментално е определен факторът на излъчване на шум при работа на различни честотни и товарни режими. Изследвани са общо 21 режима на работа, които обхващат целия мощностен диапазон на работа на двигателя, при които са въздействали различни по големина възбуждащи сили.



Фиг.5.9 Средни и медианни стойности на фактора на излъчване

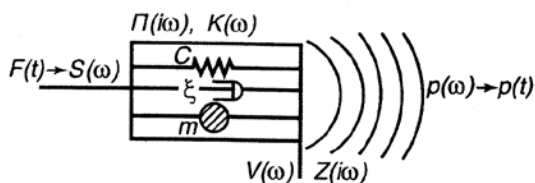
На фиг. 5.9 са показани средните и медианните стойности на фактора на излъчване за изследвания двигател. Повишение на резултатите при пресмятанията със средни стойности при 4 и 5kHz се дължи на наличието на единични резултати със сравнително голямо отклонение.

Анализът на графиката за фактора на излъчване показва, че в областта на ниските честоти до около 500Hz се получават най-ниските стойности. За тази честотна област демпиращите свойства на конструкцията са най-добри. Това е благоприятно по отношение на шумоизлъчването поради факта, че най-високите нива на хармониците от газовите сили на двигателя се срещат именно в този честотен диапазон. В областта на диапазона от 500Hz до 2000Hz и диапазона от 4000Hz до 5000Hz стойностите на фактора на излъчване нарастват. Това показва,

че в тези диапазони конструкцията на двигателя не е оптимизирана по отношение на нейните акустични характеристики.

5.3 Предавателни функции

Моделирането на акустичното излъчване на ДВГ може да се базира на използването на прости физически модели, в които възбуждащия фактор(процес) посредством импулс въздейства на материалната среда(тяло) и му предава колебателна енергия - [64]. След това тя се разпространява в средата и достига външните повърхности, контактуващи с обкръжаващата газова среда. Вибриращата повърхност на материалната среда излъчва звукова енергия в обкръжаващото пространство - фиг.5.10.



Фиг.5.10 Модел за предаване на енергия

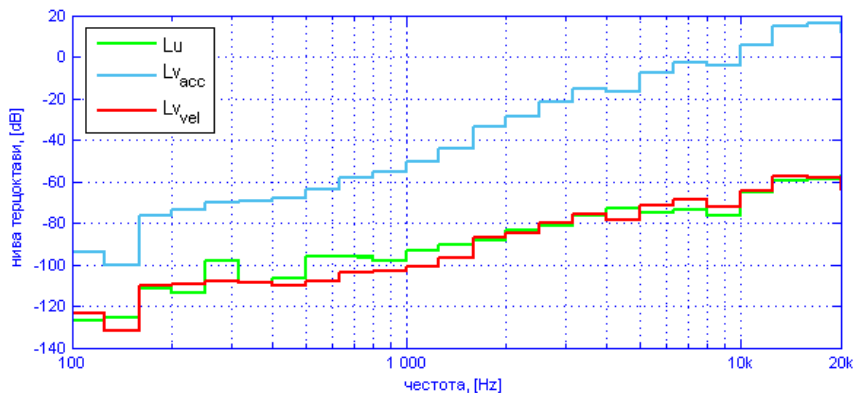
Всеки от елементите на дадения модел се характеризира със следните параметри:

- възбуждащ фактор - силов импулс $F(t)$ или неговия спектър $S(\omega)$;
- материалната среда - притежава маса m , коравина c , демпфиране ζ ; провежда и предава вибрационна енергия към нейните външни повърхности, вибриращи със скорост $v(\omega)$ и си взаимодейства с околната среда; материалната среда притежава зависеща от честотата предавателна функция от силовия фактор към средата $K(\omega)$;
- обкръжаваща среда- с плътност ρ и скорост на звука c ; взаимодейства с вибриращите повърхнини на обекта; характеризира се със съпротивление $Z(i.\omega)$; в нея се разпространява акустическото излъчване, в резултат на което в се получава звуково налягане $p(t)$, което може да се характеризира със съвкупността на спектралните му съставляващи $p(\omega)$;
- обобщена предавателна функция $\Pi(i.\omega)$ - установява връзка между силовия фактор и звуковата мощност; като цяло не е обезателно необходимо предавателните функции да имат еднаква физическа размерност.

На базата на тази постановка могат да се определят следните предавателни функции:

- Предавателна функция $L_u, [dB]$, налягане в цилиндъра - получен шум;
- Предавателна функция $L_{v_{acc}}, [dB]$, налягане в цилиндъра - нива виброускорение;

- Предавателна функция $L_{v_{vel}}$, [dB], налягане в цилиндъра - нива виброскорост.



Фиг.5.14 Предавателни функции - обобщено представяне

От фиг. 5.14 може да се определи, че има много добро съответствие между шума и виброскоростта на блока във средночестотната (след 1.6kHz) и високо-честотната област. Двигателя показва много добри демпфирани свойства в областта на ниските честоти - област, в която амплитудите на хармониците на индикаторните диаграми имат най-високи стойности.

Предавателните функции и фактора на излъчване са основни акустични характеристики на конструкцията на двигателите с вътрешно горене. Те дават възможност да бъде прогнозирано акустичното поведение на двигателя при различни експлоатационни режими на работа и при всякакви мероприятия, влияещи върху развитието на работния процес като основна възбуждаща сила.

Глава VI: Заключение и изводи:

Изследването на шумоизлъчването от автомобилни дизелови двигатели е сложна задача с подчертана актуалност. В световен мащаб са се наложили високооборотните дизелови двигатели с директно впръскване, основно поради високата си икономичност. Въпреки значителния прогрес в областта на подобряване на шумоизлъчването от тези двигатели, очертава се тази тема да продължи да бъде актуална, поради съвременните изисквания за намаляване на масата на силовия агрегат и намаляване на литровия обем, при запазване или увеличаване на мощността. Първото изискване води до намаляване на демпфиращите свойства на конструкцията, докато второто изискване води до увеличаване на възбуждащите сили.

Изследването на деформационното състояние на конструкциите се извършва с цел определяне на максималните динамични напрежения,

породени от различни явления, имащи резонансен характер. Наред с якостните характеристики, тези явления имат пряко отношение към надеждността на машините, както и повишени вибрации и шум. Използването на динамични модели за изследване, в случаите на детайли със сложна конфигурация, като цилиндров блок, цилиндрова глава, капак на картер и др. са неприложими, поради сравнително голямата погрешност на резултатите в следствие технологията на динамичното моделиране. Основните проблеми при такъв подход са свързани със сложността на определяне на приведените масови и еластични характеристики при съставяне на дискретните динамични модели.

Проведено е теоретично и експериментално изследване на формите на трептене на цилиндров блок от двигател с вътрешно горене Perkins Prima 65. Създаденият модел е със сложна форма и значителен брой инженерни компоненти, което ограничава възможностите за използване на МКЕ. Изследванията проведени върху опростен модел показват, че елиминирането на някои елементи от модела които не влияят на колебателния процес, не влияе върху резултатите от симулационното изследване.

Резултатите от теоретичното пресмятане се използват при експерименталното изследване. С тяхна помощ се определят местата за монтиране на възприемателите за вибрации и регистриране на локалните амплитуди, както и определяне на местата на възлите. Получените форми на трептене съвпадат с тези от симулативните пресмятания. Средната и максималната грешка при определяне на собствените честоти по съответните форми на трептене са съответно 2.7% и 8.5%.

За изпълнение на основната цел на дисертацията- изследване излъчването на шум от автомобилни дизелови двигатели, е съставена и изпълнена програма за стендови моторни изпитания на високооборотен дизелов двигател с директно впръскване Perkins Prima 65. Тя включва снемане на външни честотни характеристики и товарни характеристики при 2500min^{-1} и 4000min^{-1} . В глава II и III са описани обекта на изследване, експерименталната лабораторна постановка и използваните методики.

За измерване и анализ на шума е разработен метод, основаващ се на директно измерване на звуковото налягане. Апаратната част на системата включва микрофонни капсули, усилватели и регистрираща апаратура. Анализът на акустичния сигнал се извършва чрез цифрова обработка на регистрираните данни. Записът на експерименталните данни се извършва чрез система за регистрация на бързопроменящи се величини, включваща многоканален високочестотен 12-битов аналого-цифров преобразувател. Обработката на резултатите се извършва на два етапа. Първият от тях включва

обработка на експериментални данни, регистрирани с АЦП. Това са операции по изчистване на евентуални смущения в сигналите и премахване на стъпаловидния характер на кривите. Тези операции подготвят данните за последващите обработки, повишават точността на изчислителните операции и дават възможност при необходимост за коректно извършване на операциите диференциране или интегриране. Вторият етап включва модули за цифрово филтриране до определен брой хармоници, честотен анализ в ленти с относителна постоянна ширина, определяне на шумови характеристики по технически метод в свободно звуково поле. При необходимост са на разположение аналитично зададени корекционни филтри – А, В, С, чрез които е възможна корекция на данните за произволни честоти и ленти с различна постоянна относителна ширина. Използването на многоканален АЦП позволява едновременно регистриране и на процесите в двигателите с вътрешно горене, предизвикващи звукови вибрации. Определянето на фазите по време създава добри условия за изследване на взаимовръзката между причините за възникване на шума и нивото на регистрирания звук. По този начин е възможно да се определи влиянието на работния процес и по специално параметрите на индикаторната диаграма на двигателя върху нивото на излъчвания шум.

Чрез експериментални изследвания са определени честотните спектри на индикаторните диаграми, виброускорението и звуковото налягане за различни честотни и товарни режими в целия мощностен диапазон на работа на двигателя. Изведени са графични зависимости за предавателните функции на двигателя и е определена взаимовръзката между диаграмата на изменение на налягането в цилиндъра и нивото на излъчвания шум.

От проведените експериментални изследвания могат да се обобщат следните **изводи**:

1. Сумарните нива на индикаторните диаграми се изменят в малки граници - под 2dB. Те се формират основно от нискочестотните съставляващи. При товарните характеристики увеличаването на натоварването се отразява основно в честотния диапазон 2÷8kHz и при терцоктавна лента 16kHz, където разликите са в диапазона 7.9÷14.3dB. При ВЧХ има промяна в целия спектър, като открояващите се нива са в цялата високочестотна област 6.3÷20kHz с разлика в нивата 17.3÷22dB.

2. Сумарните нива на виброускорението при товарните характеристики постепенно се увеличават с около 3dB до достигане на 50-60% от максималното натоварване, след което се задържат или леко спадат. Забелязва се силната зависимост на нивата на вибрации от честотата на въртене, като

при промяна от 2000min^{-1} до 4500min^{-1} сумарните нива нарастват пропорционално с над 10dB - от 147.3dB до 158.8dB.

3. Общия брой на формите на трептения на цилиндровия блок в диапазона до 20kHz е голям - от порядъка на 560. Няма наличие на доминиращи форми на трептения. Високо-амплитудните форми на трептение са съсредоточени основно във високочестотната област.

4. Анализът на получените графични зависимости за предавателните функции показва, че конструкцията е оптимизирана в акустично отношение в областта на ниските честоти. Това е благоприятно по отношение на шумоизлъчването поради факта, че най-високите нива на хармониците от газовите сили на двигателя се срещат именно в този честотен диапазон.

В заключение от извършеното експериментално и теоретично изследване на шума от автомобилни дизелови двигатели може да се каже, че са изпълнени поставените **цели** в дисертационната работа:

1. Създадена е експериментална постановка и е извършено изследване на възбуждащата сила от горивния процес, получените вибрации и шум в целия мощностен диапазон на двигателя;

2. Създадени са методики и програми за обработка на експерименталните данни, с подходящо структуриране и визуализиране на получените резултати;

3. Създаден е модел на цилиндров блок, верифициран е модела и е извършено изследване на модалните параметри - собствени честоти и моди на трептение в звуковата област $20\text{Hz} \div 20\text{kHz}$;

4. Определени са предавателните функции, разкриващи взаимовръзката налягане в цилиндъра, средна стойност на вибрации на външните повърхнини, звукова мощност.

Научно-приложни приноси

1. Създадена е експериментална уредба за изследване на бързопроменящи се величини, работеща с многоканален аналого-цифров преобразувател за високочестотна регистрация на процеси;

2. Усъвършенствана е методиката за предварителна обработка на процеси, регистрирани с многоканален аналого-цифров преобразувател и е приложена при обработката на данните за индикаторна диаграма, вибрационните параметри и звуково налягане. Разработените методи могат да се използват за обработване на други процеси, регистрирани с подобна апаратура;

3. Разработени са специализирани програмни продукти за пресмятане на отделните величини, необходими за изследването на шумоизлъчването от ДВГ и факторите, които влияят върху него: лентов спектрален анализ на налягането в цилиндъра, вибрации на конструкцията, звуково налягане, виброакустично поле и фактор на излъчване;

4. Изследвана е връзката между компонентите на спектъра на индикаторната диаграма и спектъра на виброускорението на излъчващите повърхнини. Определени са честотните ленти на хармониците с най-значими амплитуди;

5. Дефиниран и определен е фактора на излъчване на конструкцията на дизелов двигател Perkins Prima 65 в честотни ленти и честотен диапазон на шумоизлъчване на двигателя. Тази функция се използва за прогнозиране нивото на шума за подобни конструкции двигатели с различен тип смесообразуване, при разработване на нови или усъвършенстване на съществуващи работни процеси.

Списък публикации по дисертационния труд

- [1] Михайлов В. Виброакустично поле на дизелов двигател с непосредствено впръскване. XX Научно-техническа конференция с международно участие „ЕКО ВАРНА“, ISSN 2367-6299, стр.423-430, изд.ТУ-Варна, 2014
- [2] Иванов З., В. Михайлов. Метод за измерване на шум при двигатели с вътрешно горене. XIX Научно-техническа конференция с международно участие „ЕКО ВАРНА“, том XIX, ISBN 954-20-00030, стр.203-212, изд. ТУ – Варна, 2013
- [3] Иванов З., В. Михайлов. Модален анализ на елементи от транспортната техника. XIX Научно-техническа конференция с международно участие „ЕКО ВАРНА“, том XIX, ISBN 954-20-00030, стр.195-202, изд. ТУ – Варна, 2013
- [4] Иванов З., В. Михайлов. Форми на колебание на цилиндров блок. XIX Научно-техническа конференция с международно участие „ЕКО ВАРНА“, том XIX, ISBN 954-20-00030, стр.223-232, изд. ТУ – Варна, 2013
- [5] Иванов З., В. Михайлов, А. Колев. Система за индициране на двигатели. XVII Научно-техническа конференция с международно участие „ЕКО ВАРНА“, том XVIII, ISBN 954-20-00030, стр.590-597, изд. ТУ – Варна, 2011.