



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ
ФАКУЛТЕТ ПО ТРАНСПОРТА
Катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“

маг. инж. Златин Андреев Георгиев

**МОДЕЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА
ВИБРАЦИОННИТЕ ПАРАМЕТРИ НА ПНЕВМАТИЧНАТА
ГУМА ВЪРХУ ПОВЕДЕНИЕТО НА ЛЕК АВТОМОБИЛ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за придобиване на образователна и научна степен
"ДОКТОР"

Област: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.5. Транспорт, корабоплаване и авиация

Научна специалност: Автомобили, трактори и кари

Научен ръководител: Проф. д-р инж. Лило Петков Кунчев

СОФИЯ, 2020 г.



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ
ФАКУЛТЕТ ПО ТРАНСПОРТА
Катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“

маг. инж. Златин Андреев Георгиев

**МОДЕЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА
ВИБРАЦИОННИТЕ ПАРАМЕТРИ НА ПНЕВМАТИЧНАТА
ГУМА ВЪРХУ ПОВЕДЕНИЕТО НА ЛЕК АВТОМОБИЛ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за придобиване на образователна и научна степен
"ДОКТОР"

Област: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.5. Транспорт, корабоплаване и авиация

Научна специалност: Автомобили, трактори и кари

Научен ръководител: Проф. д-р инж. Лило Петков Кунчев

Рецензенти:

- 1. проф. д.т.н. инж. Руси Гецов Русев**
- 2. доц. д-р инж. Пенко Цветков Петков**

СОФИЯ, 2020 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от Катедрения съвет на катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“ към Факултет по транспорта на ТУ-София на редовно заседание (протокол № 52), проведено на 24.02.2020 г.

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои на 30.06.2020 г. от 15:00 часа в Конферентната зала на БИЦ на Технически университет – София на открито заседание на научното жури, определено със заповед № ОЖ-5.5-04 / 13.03.2020 г. на Ректора на ТУ-София в състав:

1. Проф. д-р инж. Михаил Тодоров – председател
2. Доц. д-р инж. Николай Павлов– научен секретар
3. Проф. д.т.н. инж. Росен Иванов
4. Проф. д.т.н. инж. Руси Русев
5. Доц. д-р инж. Пенко Петков

Рецензенти:

1. Проф. д.т.н. инж. Руси Русев
2. Доц. д-р инж. Пенко Петков

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на Факултет по транспорта на ТУ-София, блок № 9, кабинет № 9310.

Дисертантът е редовен докторант към катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“ на Факултет по транспорта. Изследванията по дисертационната разработка са направени от автора, като някои от тях са подкрепени от научноизследователски проекти.

Автор: маг. инж. Златин Андреев Георгиев

Заглавие: „Моделно изследване влиянието на вибрационните параметри на пневматичната гума върху поведението на лек автомобил“

Тираж: 30 броя

Отпечатано в ИПК на Технически университет – София

I. ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност на проблема

Пневматичната гума (ПГ) от радиален тип е основен елемент от автомобила. Нейните механични характеристики влияят положително върху всички основни експлоатационни свойства на автомобила като теглителни, спирачни, горивна икономичност, проходимост, управляемост, устойчивост, плавност на движението. Независимо от това обаче, тя е внесла в автомобила и някои свои сериозни недостатъци, от които най-съществен е нейната „твърда езда“ – както го определят редица автори. Това е явление на изява на нейните собствени честоти в общия фон на трептене на каросерията.

Вибрациите на панелите и стъклата от каросерията пораждат структурен шум, който е определящ за вибро-акустичния комфорт в честотната област 30-250 Hz. В тази честотна област се съдържат резонансните честоти на трептене както на пневматичната гума, така и на отделни елементи от окачването, в зависимост от неговата конструкция. Припокриването на тези резонансни трептения по честота значително повишават нивата на вибрациите предавани към каросерията. Това налага съгласуване на изходните вибрационни характеристики на ПГ с тези на окачването с цел подобряване на вибро-акустичния комфорт в пътническия салон.

Вибрационното поведение на пневматичната гума е водещо при високочестотните трептения в автомобила. Тези трептения преминават през основните демпфиращи елементи от окачването като амортизатора и гуменометалните виброизолатори. Техните демпфиращи способности зависят в голяма степен от честотата на трептенията, като характера на тази зависимост не е достатъчно изследвана.

Цел на дисертационния труд, основни задачи и методи за изследване

Целта на дисертационния труд е изследване влиянието на вибрационните параметри на пневматичната гума от радиален тип върху елементите от окачването и разпространението им към каросерията.

Научна новост

В настоящата работа, съгласно поставената цел се изработват модели с крайни елементи на два вида окачване. Тези модели дават възможност да се изследва:

- влиянието на наличните изходни вибрационни характеристики на ПГ върху елементите от окачването и проникването им в каросерията;
- влиянието на конструктивните промени (като промяна еластичността на виброизолаторите) върху вибрационното поведение на системата „ПГ – окачване – каросерия“.

Разработени са сравнителен метод и методика при експериментално определяне динамичните коефициенти на еластичност и демпфиране на гуменометални виброизолатори в честотната област 70 – 220 Hz.

Изработено е оригинално стендово оборудване за изследване вибрационното поведение на телескопичен амортизатор и вискозното демпфиране в него за честоти на смущение над 20 Hz.

В настоящия дисертационен труд е представена експериментална методика в пътни условия за определяне характера на разпространение на структурния шум (с компонента гума/път) в елементите от окачването и каросерията на лек автомобил.

Практическа приложимост

Резултатите от определянето на динамичните коефициенти на еластичност и демпфиране на гуменометалните виброизолатори могат да послужат за по-точното описание на вибрационното поведение на системата „ПГ – окачване – каросерия“ при нейното моделиране.

Изработеното стендово оборудване дава възможност за изследване работата на амортизатора при използване на различни хидравлични масла и при промяна на налягането в газонапълнената камера. На основата на експерименталните данни се онагледява зависимостта на силата в амортизатора от ускорението на буталото и коефициента на остатъчно ускорение при честоти на смущение по-високи от 70 Hz.

Представената методика за провеждането на пътните експерименти е аналог на тази в лабораторни условия, при която освен измервателната апаратура е необходимо и скъпо стендово оборудване, осигуряващо смущение на пневматичните гуми в широк честотен диапазон.

Апробация

Всички части от дисертацията са докладвани на научни конференции с международно участие или са получили одобрение от рецензенти в областта на автомобилната техника преди тяхното публикуване в (индексирани в Scopus/Web of Science) научни списания. Резултатите са получили и положителна оценка от рецензенти в отчет по договор (в помощ на докторанти) № 182ПД0009-04 към НИС на ТУ-София.

Публикации

Основни постижения и резултати от дисертационния труд са публикувани в общо пет научни статии. Едната от тях е на български език и е самостоятелна. Останалите са на английски език и са изработени в колектив с научния ръководител по дисертацията.

Структура и обем на дисертационния труд

Дисертационният труд е в обем от 125 страници, като включва увод, 5 глави, списък на основните приноси, списък на публикациите по дисертацията и използвана литература. Цитирани са общо 114 литературни източници, като 96 са на латиница и 17 на кирилица, а останалите са интернет адреси. Работата включва общо 151 фигури и 3 таблици. Номерата на фигурите, таблиците и формулите в автореферата съответстват на тези в дисертационния труд.

II. СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

ГЛАВА 1.

Преглед на теоретични и експериментални изследвания свързани с трептенията на пневматичната гума и тяхното влияние върху окачването и каросерията на лек автомобил – състояние на проблема

В тази глава се представят научни разработки описващи вибрационното поведение на ПГ както като отделен елемент, така и в системата „ПГ – окачване – каросерия“. Разгледани са най-популярните модели на ПГ с разпределени параметри, крайни елементи и от дискретен тип. Представени са различни експериментални методики за получаване изходните вибрационни характеристики на ПГ, както и намирате на нейните собствени честоти и форми на трептене. Разгледани са различни теоретични и експериментални методи за оценка влиянието на резонансните трептения на ПГ върху вибро-акустичния комфорт в пътническия салон.

1.7. Изводи от обзорния преглед на теоретични и експериментални изследвания

От направения преглед на предлагани в научното пространство теоретични и експериментални изследвания за влиянието на вибрационното поведение на пневматичните гуми върху окачването и каросерията на лек автомобил става ясно, че:

1) Резонансните трептения на ПГ в честотната област 30 – 250 Hz се предават към оста на колелото. В зависимост от тяхната виброактивност, те преминават през елементите на окачването и достигат до пътническия салон на автомобила под формата на структурен шум. С най-голяма виброактивност е резонансната честота на ПГ с първа радиална форма на трептене, при която ходилото извършва трансляционно движение спрямо оста на колелото. При основния резонанс на ПГ се деформира само страницата и нейният коефициент на еластичност има определящо значение за стойността на първите три собствени честоти на ПГ.

2) Вибрационното поведение на окачването е строго специфично за конкретната конструкция, поради което неговите вибрационните характеристики трябва да се съгласуват с тези на ПГ и да се ограничи разпространението на трептенията към каросерията. Припокриването на резонансните трептения на ПГ с тези на елементи от окачването има доминиращо влияние върху общия фон на вътрешния шум в каросерията.

3) Високочестотните трептения се предават основно през амортизьорите, еластичните елементи и лостове на окачването. В разгледаните научни работи не са достатъчно засегнати въпроси като определяне силата в амортизьора при високочестотни смущения и условията (честота и амплитуда на смущение), при които е активна системата клапани в буталото (осигурява се вискозно демпфиране).

4) Гуменометалните виброизолатори, разположени в опорните точки на окачването към каросерията (рамата), са основните демпфиращи елементи при

високочестотните смущения от пътната настилка. Абсорбирането на вибрациите се определя чрез сравняването на амплитудно-честотните характеристики на точки от каросерията за различни гуменометални виброизолатори. Няма общоприет метод за определяне динамичните коефициенти на еластичност и демпфиране в честотната зона 30 – 250 Hz, в която ПГ трепти като тяло с разпределени параметри.

5) Характерна особеност на самоносещите каросерии е тяхната повишена вибрационна и акустична възбудимост.

6) Провеждането на пътни експерименти изисква по-малко ресурси за изпълнение в сравнение с лабораторните. Но то не е достатъчно, за да се установи причината за завишените нива на вибрации (вътрешен шум), измерени в каросерията на автомобила. Нужно е допълнително лабораторно или моделно изследване, което да изясни причината и процеса довел до конкретните измервания.

1.8. Цел и задачи на дисертационния труд

Целта на дисертационния труд е изследване влиянието на вибрационните параметри на пневматичната гума от радиален тип върху елементите от окачването и разпространението им към каросерията.

Съгласно поставената цел и направените изводи, следва да бъдат изпълнени следните задачи:

1) Определяне влиянието на вибрационните параметри на пневматичната гума върху торсионно окачване на лек автомобил – моделно и лабораторно изследване;

2) Изграждане на стендово оборудване и методика за определяне динамичните коефициенти на еластичност и демпфиране на гуменометалните виброизолатори;

3) Изграждане на стендово оборудване и методика за изследване поведението на телескопичен амортизатор в честотната област над 20 Hz;

4) Определяне влиянието на високочестотните трептения на пневматичната гума върху елементите от окачване тип Макферсон и каросерията на лек автомобил – моделно и експериментално изследване в пътни условия.

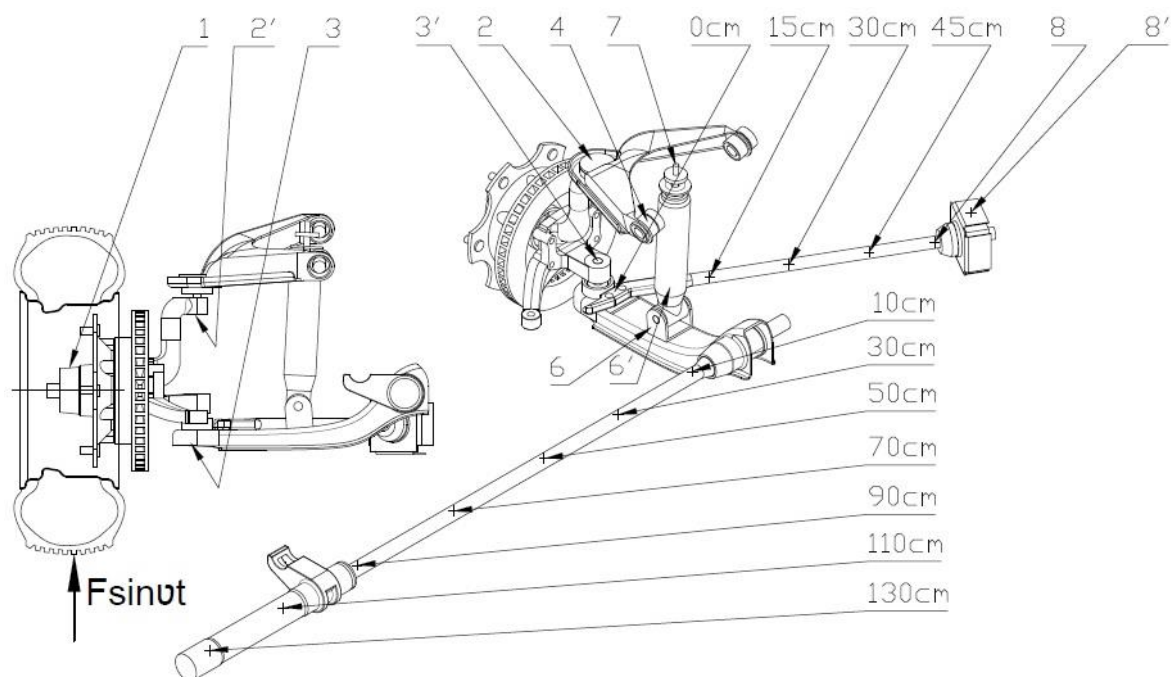
ГЛАВА 2.

Определяне влиянието на вибрационните параметри на пневматичната гума върху торсионно окачване на лек автомобил: моделно и лабораторно изследване

В тази глава се представя модел с крайни елементи на предно независимо окачване от торсионен тип. Изчислителните резултати се сравняват с експерименталните такива. Това дава възможност да се оцени приложимостта на този вид моделно изследване при определяне влиянието на вибрационните параметри на ПГ върху вибрационното поведение на елементите от окачването.

2.1. Методика на експериментално изследване

Основен метод за изследване и оценка на високочестотните трептения върху окачването на автомобила е използването на предавателни отношения или функции. Предавателна функция на едно динамично звено се нарича отношението на изходния сигнал към входния такъв преобразувани чрез трансформацията на Лаплас. Отношението изходящ сигнал към входящ сигнал може да бъде между всяка една от виброхарактеристиките на системата – вибропреместване, виброскорост или виброускорение. За целите на изследването избираме отношението на изходящото виброускорение към входящото такова. Ускоренията на изхода се измерват във вертикална посока. На фигура 2.1 е представена схема на част от предно независимо окачване от торсионен тип. Показани са точките на измерване, както и точката на прилагане на смущението с хармоничен характер.



Фиг. 2.1. Точки на измерване за елементите от окачването.

С помощта на предавателни отношения се изследват:

- преминаването на трептенията при смущаване на гумата (входен сигнал $q = F \sin \omega t$) до оста на колелото;

- преминаване на трептенията през гуменометалните виброизолатори, шарнирните съединения и др. Дава се оценка за тяхното влияние върху виброактивността на окачването;

- определяне резонансните честоти на трептене на прътовите елементи (торсион, надлъжен реактивен лост) от конструкцията на окачването. За целта се използват записите на предавателните отношения за различни точки от даден прътов елемент (фиг. 2.2(a)). Върху амплитудно-честотните характеристики на ускоренията за маркираните точки могат да бъдат определени екстремумите на амплитудите, отговарящи на резонансните честоти на трептене на прътите. Тези амплитуди се променят за различните точки и чрез проследяване на тяхната промяна се определят формите на

трептене (наличия на възли и вида на деформационната форма – фигура 2.2(b)). Записите показват и влиянието на собствените честоти на пневматичната гума върху прътите в системата.

Изследването се извършва на стенд, който е изграден от лява част на предно независимо окачване, окомплектовано с пневматична гума (245/70 R16 H). Пневматичната гума се смущава в челната зона на контактното петно, в честотната област 50 – 200 Hz, от електродинамичен вибратор, имащ възможност да запазва един от своите вибропараметри постоянен (фиг. 2.3).

2.2. Методика на моделно изследване

Провежда се моделно изследване на високочестотните трептения на елементите от окачването, дължащи се на вибрационните параметри на пневматичната гума. За целта използваме, достъпния в софтуера SolidWorks Simulation, анализ на предавателните отношения (Harmonic Study). При него се приема, че смущението (входния сигнал) е функция на честотата, вместо от времето [68]:

$$[M]\ddot{d} + [C]\dot{d} + [K]d = F(A\sin(vt) + B\cos(vt)), \quad (2.1)$$

където $[M]$ е матрица на масите;

$[C]$ – матрица на демпфиране;

$[K]$ – матрица на еластичностите;

F – вектор на динамично натоварване във възлите;

d – търсеният вектор на възловите премествания.

Изгражда се модел с крайни елементи на изследваното окачване. Конструкцията на модела е показана на фигура 2.1. Металните елементи са изградени от стомана (Plain Carbon Steel). Модулът на еластичност за тази стомана е $E=2,1 \times 10^{11}$ N/m², коефициентът на Поасон е $\mu=0,28$ и плътността на материала е $\rho=7800$ kg/m³. Гумените елементи и виброизолатори между окачването и каросерията, показани на фигура 2.5, са зададени посредством пружини без собствена маса и демпфиране (Spring Connection). Стойностите на еластичността на тези пружини са представени в таблица 2.1. Триенето в шлицовото съединение също се представя чрез радиално разпределени пружини (Spring Connection).

За честоти над 50 Hz амортизърът може да се приеме за тяло с разпределена маса. Той се моделира като прътowa система съставена от двутръбно тяло и твърдо свързани бутало и бутален прът, с обща маса равна на тази на амортизъра.

Входните параметри за модела са вертикалните ускорения в оста на колелото предавани от пневматичната гума. За целта използваме експериментално измереното предавателно отношение на системата "пневматична гума – колело", получено при смущение на челната зона на контактното петно с електродинамичен вибратор. Освен стандартната радиална гума, се изпитва и пневматична гума с различно вибрационно поведение (с изменена виброактивност). По този начин може да се даде оценка за влиянието на резонансните честоти на трептене на пневматичната гума

върху елементите от окачването. На главината на колелото се задава виброускорение (функция Selected Base Excitation в SolidWorks Simulation) с амплитуда и честота измерени при експеримента (фиг. 2.11).

Провежда се предварителен модален анализ на отделните прътови елементи от окачването. С него се установява дали собствените честоти на трептене на торсиона и реактивния лост попадат в изследваната честотна област 50 – 200 Hz.

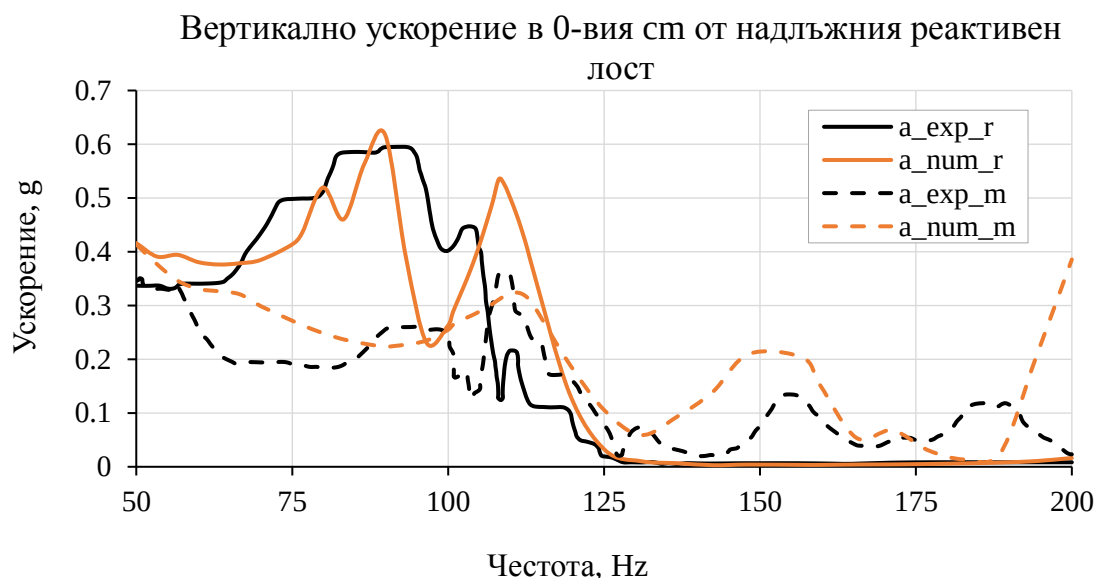
Моделът дава възможност в избраните специфични точки (фиг. 2.1) да се намерят вибропараметрите им (вибропреместване, виброскорост или виброускорение). В конкретния случай най-подходящ за изследването е виброускорението, чиито стойности се сравняват с тези от експеримента.

2.3. Резултати от експерименталното и моделното изследване

В таблица 2.2 са представени изчислените собствени честоти на торсиона и на надлъжния реактивен лост и са сравнени с измерените такива в [8]. Всички други елементи в окачването са със собствени честоти по-високи от 200 Hz.

Таблица 2.2. Собствени честоти на елементите от окачването в честотната област 50 - 200 Hz.

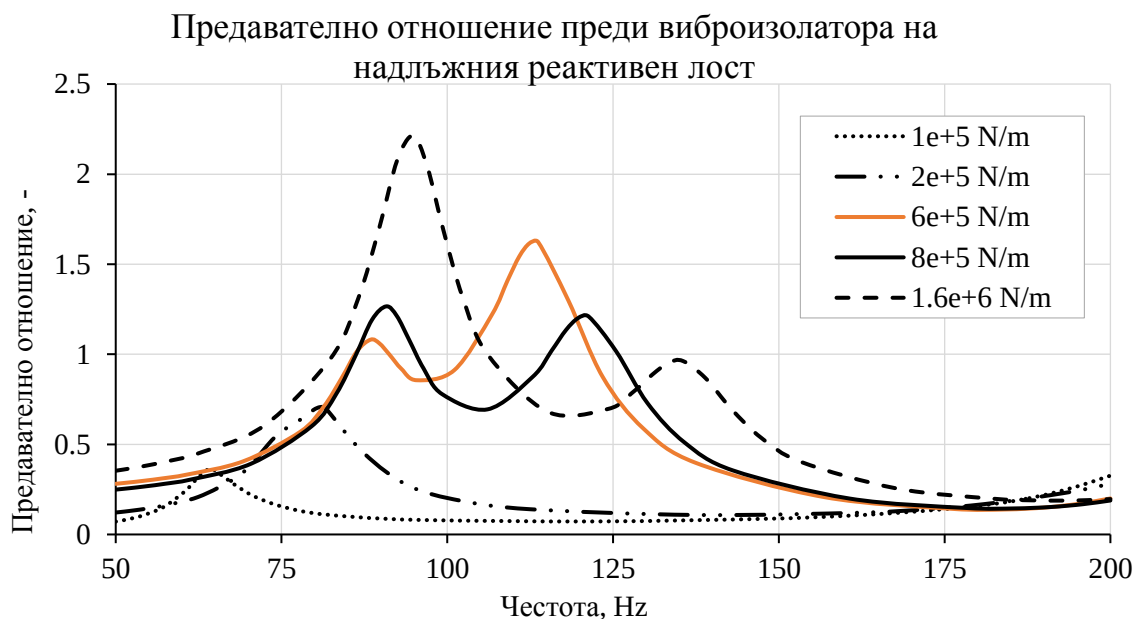
Форма на трептенията	Собствена честота ω , Hz			
	торсион		надлъжен лост	
	измерена стойност	изчислена стойност	измерена стойност	изчислена стойност
I	55 - 58	56	90 - 95	99
II	145 - 155	158	125 - 130	122



Фиг. 2.17. Амплитудно-честотна характеристика на вертикалното ускорение в началото на надлъжния реактивен лост (от страната на долното рамо).

На фигура 2.17 и 2.18 са представени вертикалните ускорения в началото и края (преди виброизолатора) на реактивния лост. Наблюдават се пикове на амплитудите при честоти отговарящи на резонансните честоти на трептене на

пневматичните гуми. Вижда се, че резонансните честоти на стандартната радиална гума се припокриват с тези на надлъжния реактивен лост при честоти 90 Hz и 110 Hz. Това води до усиляване нивата на вибрации, които преминават към каросерията. Един от начините за преодоляване на проблема е изместване на резонансните честоти на реактивния лост чрез промяна еластичността на виброизолатора в неговия край. Влиянието на еластичността на виброизолатора върху резонансните честоти и стойностите на ускоренията е показано на фигура 2.19.



Фиг. 2.19. Предавателно отношение за точка от 45-тия см от реактивния лост за различни еластичности на виброизолатора.

2.4. Изводи към глава 2

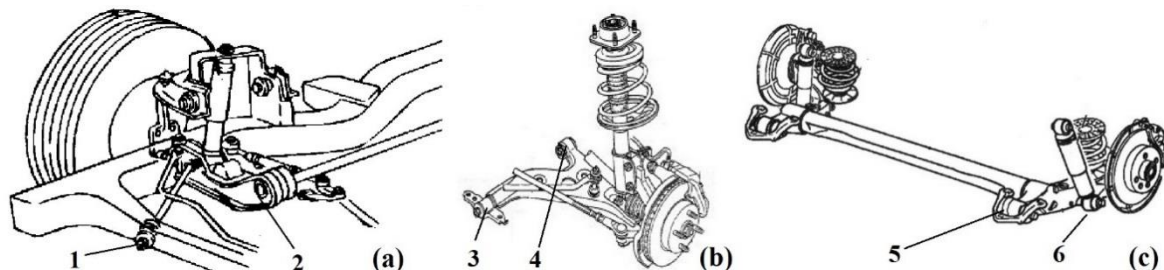
Моделът се потвърждава като сравнително точен, като показва добро съотношение между измерени и изчислени стойности, въпреки направените опростявания и допускания. Сравнимостта на експерименталните и числените резултатите по честота е до 5%. Моделът може да се използва за прогнозиране ефектите от конструктивни промени, от промяна на входящите сили или други характеристики на конструктивните елементи. Той е подходящ за правилен подбор на виброизолаторите и пневматичните гуми с цел да се подобри вибро-акустичния комфорт на системата “гума – окачване – каросерия”.

ГЛАВА 3.

Изграждане методика за експериментално определяне динамичните коефициентите на еластичност и демпфиране на гуменометални виброизолатори

В настоящата глава се представя методика за получаване динамичните коефициенти на еластичност и демпфиране на гуменометалните виброизолатори от окачването на леки автомобили в честотната област 70 – 220 Hz. Тази честотна област включва резонансните честоти на пневматичната гума от радиален тип при смущението ѝ от пътната настилка. Поглъщането на

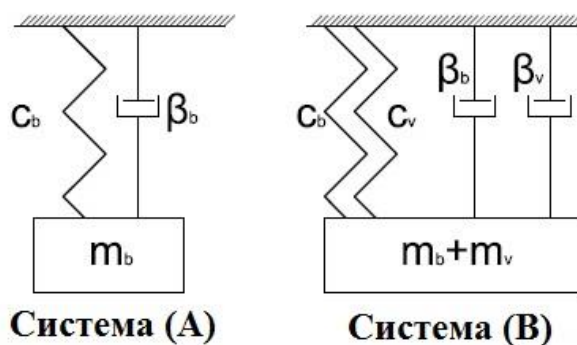
тези резонансни трептения се извършва основно от гуменометалните виброизолатори, разположени в монтажните точки на окачването. Обект на изследване са виброизолатори: в долното рамо и в надлъжният реактивен лост на независимо предно торсионно окачване (позиции 1 и 2 на фиг. 3.1-a); двата виброизолатора в долното рамо (позиции 3 и 4 на фиг. 3.1-b) на предно независимо окачване тип Макферсон; виброизолаторите в опорите на амортизатор и този при надлъжното рамо на задно зависимо окачване (позиции 5 и 6 на фиг. 3.1-c).



Фиг. 3.1. Гуменометални виброизолатори за различни видове окачвания: (a) – торсионно независимо окачване; (b) – окачване тип Макферсон; (c) – задно зависимо окачване [114].

3.1. Описание на методиката

Методиката за експериментално определяне коефициентите на еластичност и демпфиране на гуменометални виброизолатори се основава на сравнителен метод на две динамични едномасови системи представени на фигура 3.2. В двете системи участват известни и неизвестни параметри. В първата динамична система (А) са известни масата m_b и коефициентите на еластичност c_b и демпфиране β_b . За получаване на втората система се добавят три нови параметри, от които масата m_v е известна, а коефициента на демпфиране β_v и еластичност c_v са неизвестни. Първата система (А), наричана „пружина – маса“, описва динамичното поведение на свободния край на конзолна (запъната в единия край) гредка. Втората система (В), наричана „пружина – маса – виброизолатор“, се създава чрез закрепване на неподвижен гуменометален виброизолатор към свободния край на конзолната гредка. Неизвестните коефициенти β_v и c_v са съответно динамичните коефициенти на демпфиране и еластичност на гуменометалния виброизолатор.



Фиг. 3.2. Динамична система (А) “пружина – маса” и динамична система (В) “пружина – маса – виброизолатор”.

Използвайки връзката между описаните параметри в случай на свободни затихващи трептения, динамичните коефициенти на еластичност и демпфиране могат да бъдат определени. За свободните затихващи трептения може да се запише израза [83]:

$$\tau = \frac{2\pi}{\Omega} = \frac{2\pi}{\sqrt{\omega^2 - n^2}}, \quad (3.1)$$

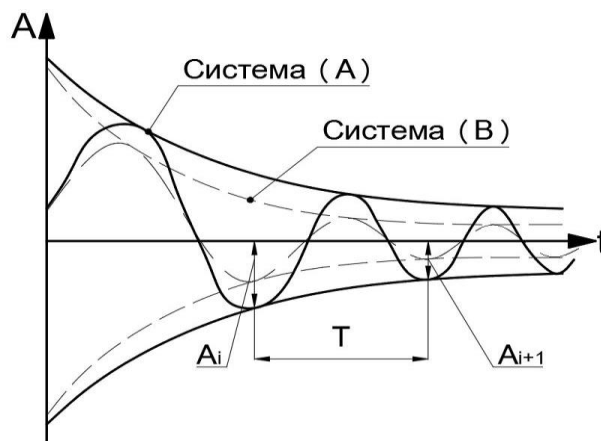
където τ – период на затихващите свободни трептения, s;

Ω – честота на затихващите свободни трептения, s^{-1} ;

$\omega = \sqrt{c/m}$ – собствена честота на системата, s^{-1} ;

$n = \beta/(2m)$ – коефициент на затихване на трептенията, s^{-1} .

За конкретните динамични системи е в сила $n < \omega$, тоест имаме периодични случаи на затихващи трептения. След еднократно смущение върху системите (А) и (В) се измерват ускоренията (преместванията) на системите. Видът на виброграмите е представен на фигура 3.3. Записът с плътна непрекъсната линия отговаря на свободните затихващи трептения на система (А), а този с пунктирна линия на свободните затихващи трептения на система (В). С промяна на масите на системите се изменя и тяхната честота на трептене.



Фиг. 3.3. Осцилограми на динамичните системи (А) и (В).

За всяка система се определя декремента на затихване:

$$\delta = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}} = n\tau = \frac{2\pi n}{\sqrt{\omega^2 - n^2}} \quad (3.2)$$

където A_i и A_{i+1} са две последователни амплитуди от виброграмите (фиг. 3.3).

Декремента на затихване е основна величина, която характеризира демпфирането в трептящата система. При наличието на осцилограмите за система (А) и (В), чрез уравнения (3.1) и (3.2) може да се определят динамичните коефициенти на еластичност и демпфиране на гуменометалните виброизолатори:

$$\beta_v = \frac{2m_\Sigma \delta_\Sigma}{\tau_\Sigma} - \frac{2m_b \delta_b}{\tau_b} \quad (3.3)$$

$$c_v = \frac{m_\Sigma}{\tau_\Sigma^2} (\delta_\Sigma^2 + 4\pi^2) - \frac{4m_b}{\tau_b^2} (\delta_b^2 + 4\pi^2), \quad (3.4)$$

където c_v – динамичен коефициент на еластичност на изследвания виброизолатор, N/m;

β_v – динамичен коефициент на демпфиране на изследвания виброизолатор, N.s/m;

m_Σ , m_b – приведени маси за динамичните системи „пружина – товар – виброизолатор“ (система В) и „пружина – товар“ (система А), kg;

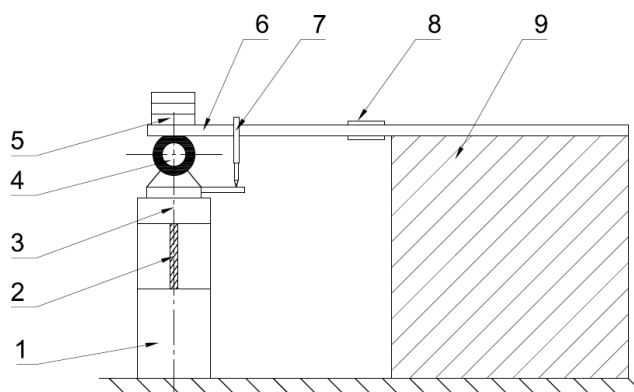
τ_Σ , τ_b – периоди на трептене на системите „пружина – товар – виброизолатор“ и „пружина – товар“, s;

δ_Σ , δ_b – декремент на затихване на системите „пружина – товар – виброизолатор“ и „пружина – товар“.

3.2. Методика за провеждане на експеримента

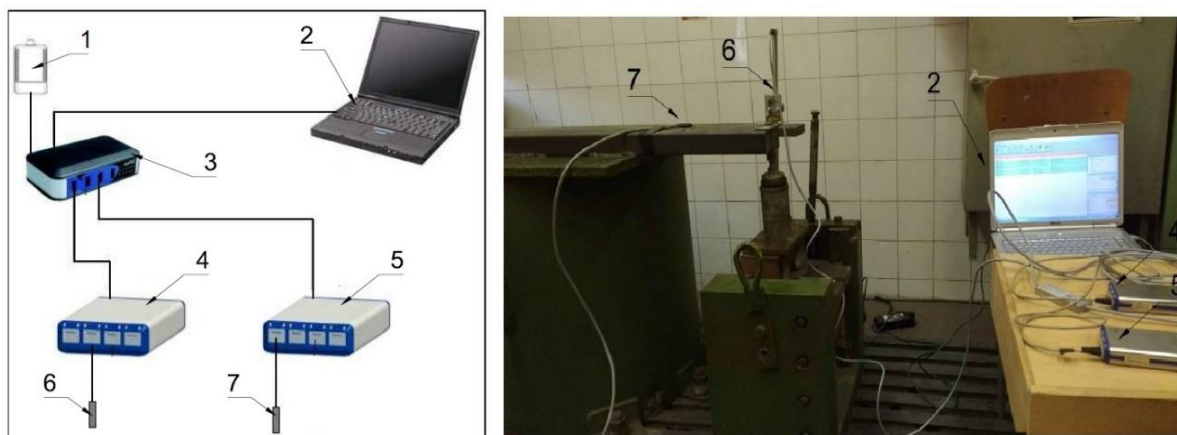
Описание на опитната установка

Еластична стоманена гредка 6 е заварена към горната метална плоча на корпус 9 (фиг. 3.4). Корпусът представлява метален цилиндър, обемът на който е запълнен с армиран бетон. Собствената честота на корпуса е необходимо да бъде поне пет пъти по-висока от тази на еластичната гредка. Заедно с коригиращите тежести 5, гредката осигурява възможност за изменение на честотата на трептене на изпитвания обект в изследваната честотна област (70 – 220 Hz). Обектът на изпитване (виброизолатор) 4 е закрепен върху подвижната конзола 3, която може да се премества вертикално чрез натоварващото устройство 2 в стойката 1. Натоварващото устройство 2 притиска изпитвания елемент към свободния край на гредата с необходимата статична сила.



Фиг. 3.4. Опитна установка: 1 – стойка, 2 – натоварващо устройство, 3 – скоба, 4 – виброизолатор, 5 – коригиращи тежести, 6 – стоманена гредка, 7 – възприемател за преместване, 8 – тензовъзприемател, 9 – корпус.

Възбуждането на свободни затихващи трептения в системата се извършва чрез еднократно ударно въздействие върху гредата. Огъващите вибрации на гредата се регистрират от тензовъзприемателя 8 (фигура 3.4). Преместване на свободния край на гредата се отчита от индуктивен възприемател за преместване 7. Генерираният сигнал от възприемателите се подава към виброизмервателна апаратура. В състава на измервателната верига (фиг. 3.5) са включени и DAQ устройство (АЦП) за съответните възприематели и регистриращ уред (компютър).



Фиг. 3.5. Схема на измервателната верига: 1 - батерия, 2 – регистриращ уред (PC), 3 - USB HUB, 4 – DAQ устройство (DQ 401), 5 – DAQ устройство (DQ 430), 6 – индуктивен възприемател за преместване, 7 – тензовъзприемател.

Последователност на извършване на измерванията

Провеждат се измервания на свободни затихващи трептения на конзолна гредка – системата „пружина – товар“ (фиг. 3.2). За промяна честотата на трептене в свободния край на гредата се поставят различни коригиращи тежести. Възбуждането на гредата е извършено посредством ударно въздействие.

Провеждат се аналогични измервания на свободни затихващи трептения на конзолна гредка при наличие на виброизолатор в свободния ѝ край – система „пружина – товар – виброизолатор“ (фиг. 3.2). Изследваният гуменометален виброизолатор се монтира на натоварващото устройство, като се притиска към еластичната гредка с различна статична сила. Възбуждането на гредата при наличие на виброизолатор е извършено посредством ударно въздействие. Чрез провеждане на серия от експерименти в желания честотен диапазон (70 – 220 Hz) се получават набор от виброграми, както за системата „пружина – товар“, така и за системата „пружина – товар – виброизолатор“.

Последователност на обработване на експериментално получените виброграми

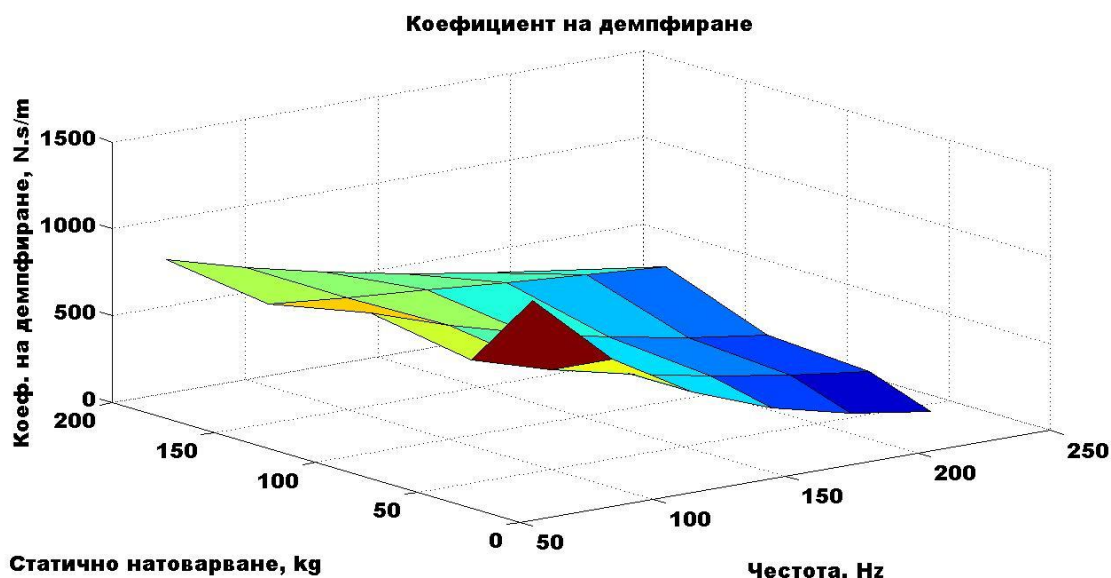
Сравняват се записите на двете системи с еднакъв период на трептенията $\tau_{\Sigma} = \tau_b = \tau$. От виброграмите за двете системи се отчита периода τ и стойностите на две последователни амплитуди A_i и A_{i+1} (породените напрежения в гредата). Определят се декрементите на затихване за двете системи δ_{Σ} , δ_b . Накрая се определят динамичните коефициенти на демпфиране β_v и еластичност c_v на гуменометалния виброизолатор посредством уравнения (3.3) и (3.4).

3.3. Определяне на статичните коефициенти на еластичност и демпфиране на гуменометалните виброизолатори

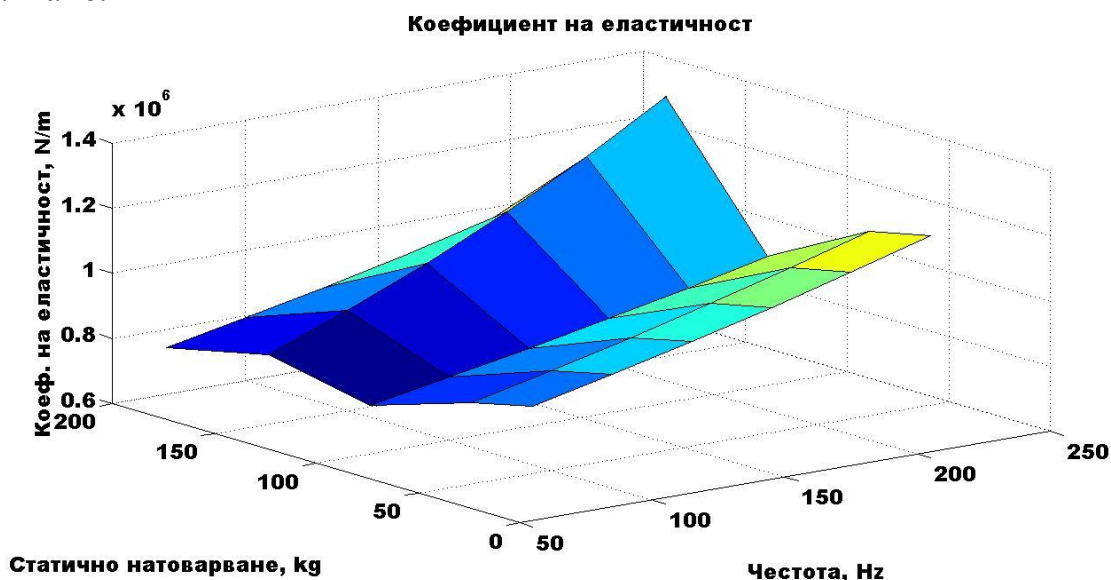
Статичните коефициенти на еластичност се определят от отношението на силата на натиск върху преместването (деформацията на каучука), стойностите на които се взимат от експериментално получените диаграми.

3.4. Резултати

Резултатите от изследването показват, че динамичните характеристики на гуменометалните виброизолатори имат нелинеен характер (от фигура 3.9 до фигура 3.20). Те са представени като функции на честотата на трептене и предварителното статично натоварване. Коефициентът на еластичност се повишава с увеличаване на честотата и статичното му натоварване. Неговата динамична стойност може да се повиши до три пъти за най-високите изследвани честоти на трептене. За коефициента на демпфиране се наблюдава намаляване на неговата стойност с увеличаване на честотата на трептене.



Фиг. 3.9. Коефициент на демпфиране за гуменометален виброизолатор в надлъжния реактивен лост (позиция 1 на фиг. 3.1-а) на торсионно независимо окачване.



Фиг. 3.10. Коефициент на еластичност за гуменометален виброизолатор в надлъжния реактивен лост (позиция 1 на фиг. 3.1-а) на торсионно независимо окачване.

Изследваните гумени елементи са с различна твърдост по Шор, като тези с по-висока твърдост имат и по-висока демпфираща способност. Върху демпфиращата способност оказва влияние и обемът на слоя каучук – с неговото повишаване се увеличава и демпфиращата способност (фиг. 3.22).

3.5. Изводи към глава 3

Предложената методика предоставя следните възможности:

- Възможност за получаване на коефициента на демпфиране на гуменометалните виброизолатори във функция от честотата и статичното натоварване върху самия виброизолатор;
- Възможност за получаване на коефициента на еластичност на гуменометалните виброизолатори във функция от честотата и статичното натоварване върху самия виброизолатор;
- Възможност за оценка коефициента на демпфиране на гуменометалните виброизолатори в зависимост от твърдостта по Шор на каучука, обема на гумения слой и амплитудата на деформация;
- Възможност за получаване на динамичното отношение на еластичност на дадения виброизолатор;
- Възможност за изследване динамичните коефициенти на еластичност и демпфиране и на други гуменометални виброизолатори като опорите на ДВГ, на предавателната кутия и др.

ГЛАВА 4.

Изследване поведението на телескопичен амортисьор и гумените му виброизолатори в честотната област над 20 Hz

В настоящата глава се изследва поведението на телескопичен амортисьор и гумените виброизолатори в неговите опори в честотната област определена от резонансите на пояса на пневматичната гума. Целта на изследването е да се определи влиянието на демпфиращите свойства на амортисьора и гуменометалните виброизолатори върху вибрационното поведение на окачването. Проучване поведението на амортисьора в тази честотна област е необходимо за включването му като елемент в механо-математични модели или тези изградени с крайни елементи при моделиране (симулиране) поведението на системата.

4.1. Материали и експериментални методики

Изследваният амортисьор (тип de Carbon) е еднотръбен с газова камера отделена от подбуталното пространство с твърда (пластмасова) мембрана. За изграждане на опитния обект, първоначално се премахва хидравличното масло в амортисьора. След това се монтират необходимите прилежащи елементи за закрепване на възприемателите за налягане. Надбуталното и подбуталното пространство се пълнят отново с хидравлично масло непосредствено преди поставянето на възприемателите за налягане. В амортисьора е използвано хидравлично масло с вискозитет близък до този на стандартното (първоначалното) хидравлично масло.

Оценка на състоянието на изпитвания амортисьор

Сравняват се работните характеристики на изпитвания амортисьор с неговите първоначални, за честотната област до 5 Hz. Амортисьорът е изпитан на стенд “Shock Dyno” (the Intercomp Variable Speed Shock Dynamometer на фигура 4.4) за скорости от 1 до 50 cm/s при ход 5 cm. Силата в амортисьора в зависимост от скоростта са показани на фигура 4.3. Измерва се и хидравличното налягане в пространствата над и под буталото при статично налягане 5 bar в газовата камера.

Методика за изследване на вибрационното поведение на амортисьор в честотната област над 20 Hz

Хидродинамичен стенд показан на фигура 4.5 се използва за изследване поведението на амортисьора при трептения с честота над 20 Hz. Хидродинамичният стенд има възможност да променя амплитудата и честотата на смущението (в границите 1 – 100 Hz). Като се има предвид, че хидродинамичният стенд е с ограничена мощност, самото увеличаване на честотата води до намаляване на амплитудата на преместванията.

Долната опора на амортисьора е закрепена към вибриращата глава 10 на хидродинамичния вибратор (фигура 4.6.), а горната е закрепена неподвижно за гредата 6. Върху вибриращата глава на стенда е закрепен тензометричен силомер 9, отчитащ силата приложена в амортисьора. Чрез тензометрични възприематели за налягане 3 се измерват наляганията в трите камери на амортисьора – в надбуталното пространство P_{ec} , в подбуталното пространство P_{cc} и в газовата камера P_{gc} . Чрез индуктивният възприемател за преместване 7 се измерва хода на буталото Z_a спрямо тялото на амортисьора. Чрез индуктивният възприемател за преместване 8 се измерва пълният ход на амортисьора Z_b между неговите опори. Системата се допълва от газова бутилка 1, спирателен кран 4, тройник 5 и различни по дължина шлаухи. Те дават възможност да се подава различно налягане към газовата камера на амортисьора.

Последователността на извършване на измерванията е следната:

- Хидродинамичният стенд въздейства върху амортисьора с различно по честота и амплитуда смущение – планът на експеримента включва изпитания при честоти 20 Hz, 50 Hz, 70 Hz и 100 Hz.
- За всяка честота се измерват наляганията в трите камери на амортисьора P_{ec} , P_{cc} , P_{gc} , преместванията Z_a , Z_b , както и силата в амортисьора.

Чрез измерените данни е получена силата върху буталото дължаща се на разликата в наляганията под и над него [35]:

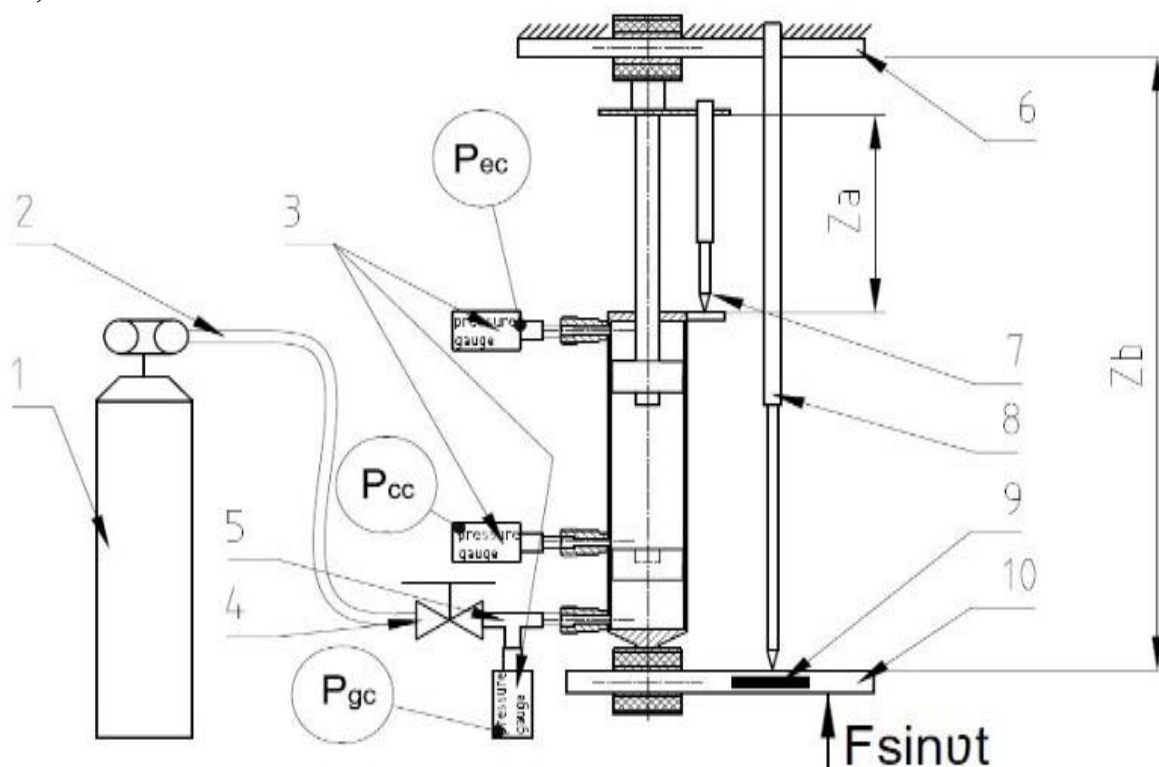
$$F_{pc} = P_{cc}A_p - P_{ec}A_{pa} \quad (4.1)$$

$$F_{pe} = P_{ec}A_{pa} - P_{cc}A_p, \quad (4.2)$$

където F_{pc} , F_{pe} са силите върху буталото съответно при свиване и разпускане, N;

P_{cc} , P_{ec} – налягането съответно в подбуталното и надбуталното пространство, Pa;

A_p, A_{pa} – площта на буталото съответно с и без отчитане на буталния прът, m^2 .

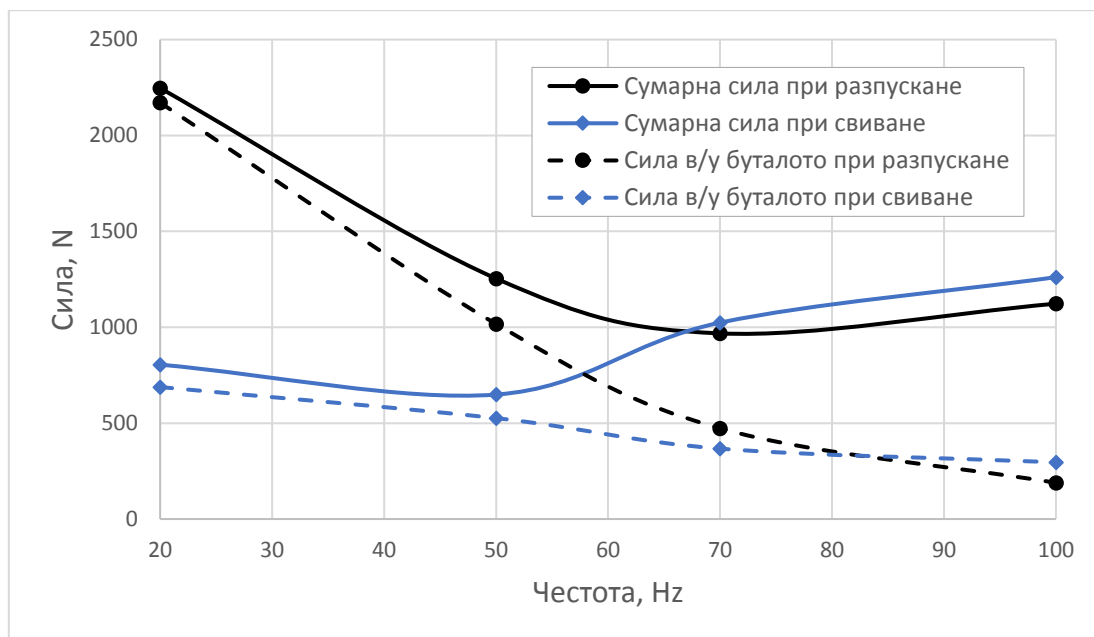


Фиг. 4.6. Опитна установка за изследване поведението на амортизър за трептения с честота над 20 Hz: 1 – газова бутилка; 2 – шлаухи; 3 – тензометрични възприематели за налягане; 4 – спирателен кран; 5 – тройник; 6 – неподвижна греда; 7, 8 – индуктивни възприематели за преместване (серия WA на HBM); 9 – силомер; 10 – вибрираща глава.

Направено е сравнение между преместванията Z_a и Z_b , което дава оценка на демпфирането на трептенията в амортизъра и това в гумените му виброизолатори. Преместване на буталото Z_a се диференцира еднократно за получаване на скоростта и втори път за получаване на ускорението. Скоростта и ускорението дават допълнителна информация за влиянието на отделните компоненти в сумарната сила в амортизъра.

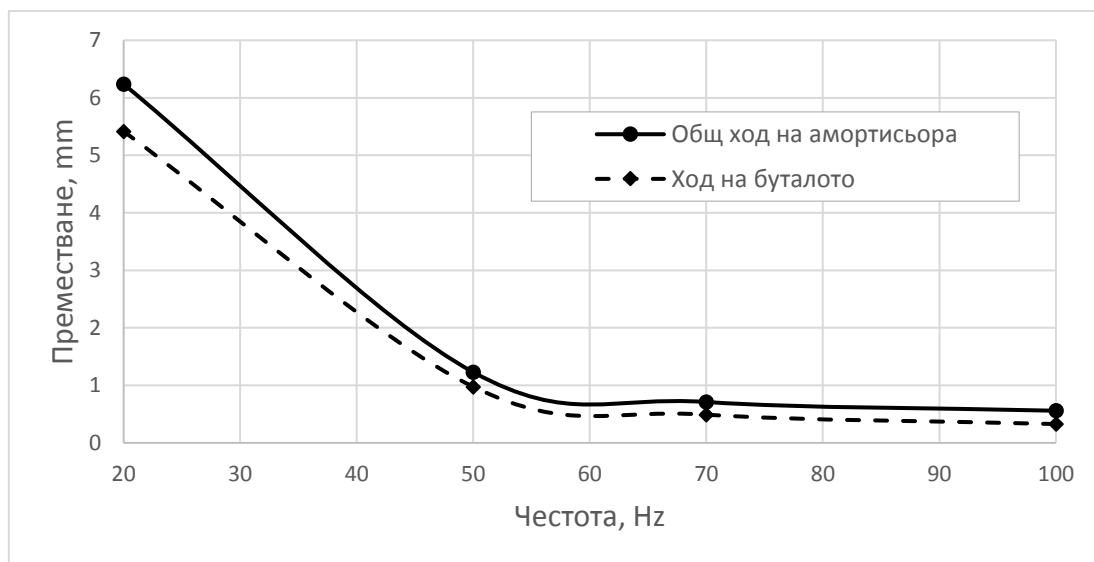
4.3. Резултати

На фигура 4.10 са представени във функция от честотата както сумарните сили в амортизъра при свиване и разпускане, така и самите сили на вискозно демпфиране. Те се дължат на разликата в наляганията под и над буталото (формули 4.1 и 4.2). На графиката се отбелязват максималните стойности на конкретните сили. Забелязва се, че силите на вискозно демпфиране (както при свиване, така и разпускане) представляват по-голямата част от общата сила до честота 50 Hz. Докато силите на демпфиране продължават да намаляват с увеличаване на честотата, сумарните сили измерени в амортизъра нарастват. При смущение с честота 20 Hz общата сила при свиване е приблизително три пъти по-малка от тази при разпускане. При честоти над 70 Hz, те имат сравнително близки стойности.



Фиг. 4.10. Измерената сумарна сила в амортизатора (означена с непрекъсната линия) и силата на вискозно демпфиране (означена с прекъсната линия) в зависимост от честотата на трептене.

На фигура 4.12 са представени максималните стойности на измерените премествания в зависимост от честотата на трептене. С пълтна непрекъсната линия е пълният ход между двете монтажни оси на амортизатора. С пунктирна линия е представен хода на буталото. Разликата между двете премествания представлява деформацията на гумените виброизолатори на амортизатора.

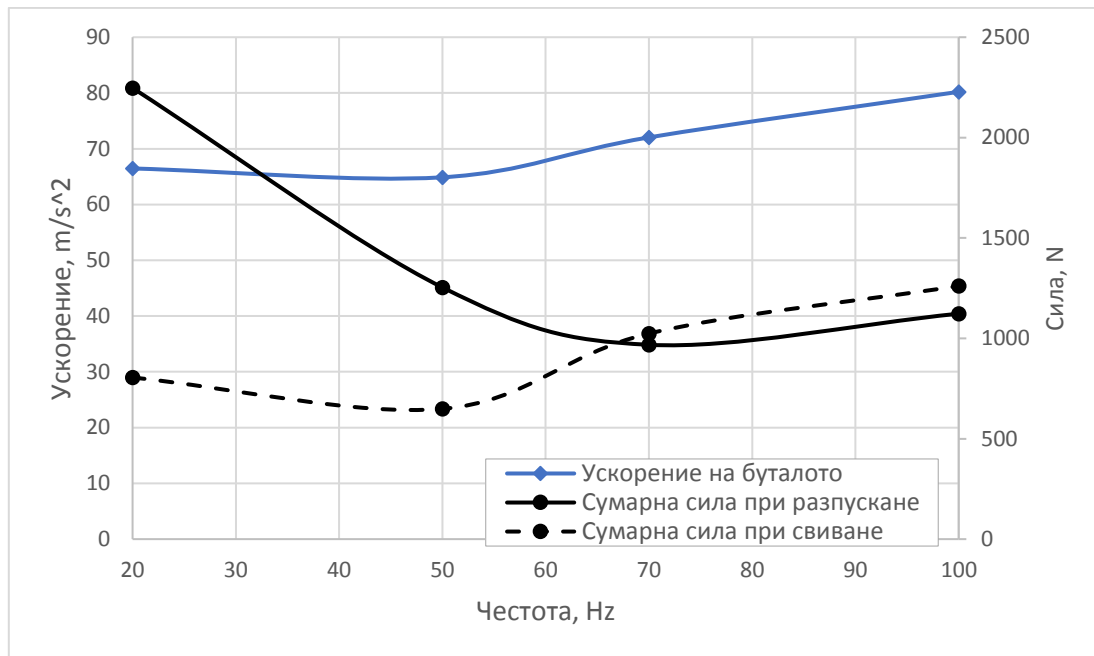


Фиг. 4.12. Измерените преместванията в зависимост от честотата на трептене.

Вискозното демпфиране в амортизатора зависи от скоростта на промяна на обема на камерата на разпускане и тази на свиване. При ниските и средни честоти тази скорост е право пропорционална на скоростта на буталото. Тази зависимост се наблюдава до честота на смущение от 50 Hz (фиг. 4.14).

С увеличаване на честотата на трептене, влиянието на свиваемостта на работния флуид и това на съпротивлението на системата клапани в буталото

върху силата в амортисьора се повишава. На фигура 4.15 е представено ускорението на буталото, което се повишава за честоти над 50 Hz. Забелязва се, че за честоти над 70 Hz, характера на сумарните сили в амортисьора е подобен на този на ускорението. Това означава, че силата дължаща се на ускорението и коефициента на остатъчно ускорение е основната компонента в сумарната сила.



Фиг. 4.15. Ускорението на буталото и сумарните сили при свиване и разпускане на амортисьора в зависимост от честотата на трептене.

В настоящата глава се провежда и моделно изследване на поведението на изпитвания амортисьор в честотната област 50 – 150 Hz. Чрез него се установява, че той изпада в резонанс при честота 97 Hz с огъваща форма на трептене. На фигура 4.17 се вижда, че този резонанс не влияе върху нивата на вибрациите във вертикална посока. Това означава, че проведените измерванията при честота 100 Hz няма да бъдат повлияни.

4.4. Изводи към глава 4

На основа проведените експерименти се установява:

- В честотната област над 50 Hz, клапановата система в буталото на амортисьора не е основен демпфиращ елемент. Активни остават гумените виброизолатори, в които се извършва демпфирането на високочестотните трептения.
- В честотната област над 50 Hz изследваният амортисьор може да се представи в механо математичните модели и тези с крайни елементи като прът съставен от три отделни части (твърдо свързани бутало и бутален прът, мембрана, корпус), свързани с пружини. Свързващите пружини са с параметри определени от еластичността (свиваемостта) на флуида между тях и от еластичността на пружините на клапаните в буталото.
- Моделирането на амортисьора като прътова система показва собствени честоти на системата близки до тези на пневматичната гума.

- В честотната област над 70 Hz сумарната сила в амортизатора се дължи главно на виброускорението на буталото и коефициента на остатъчно ускорение.
- При резонансите на ПГ над 70 Hz се предават вибрации с повишени нива на ускорението. Тези вибрации увеличават силата, която се предава през амортизатора към каросерията.

ГЛАВА 5

Определяне влиянието на високочестотните трептения на пневматичната гума върху елементите от окачване тип Макферсон и каросерията на лек автомобил – моделно и експериментално изследване в пътни условия.

В тази глава се представят проведени пътни експерименти върху предно окачване тип Макферсон, окомплектовано с пневматична гума от радиален тип. На основата на конструкционните параметри се изгражда модел на окачването с крайни елементи. Направено е сравнение между експериментално получените резултати и тези от моделното изследване. Целта на пътните експерименти е да се определи влиянието на шумосъздаващи настилки върху високочестотните трептения формирани от пневматичната гума и тяхното разпространение в елементите от окачването и каросерията на автомобила.

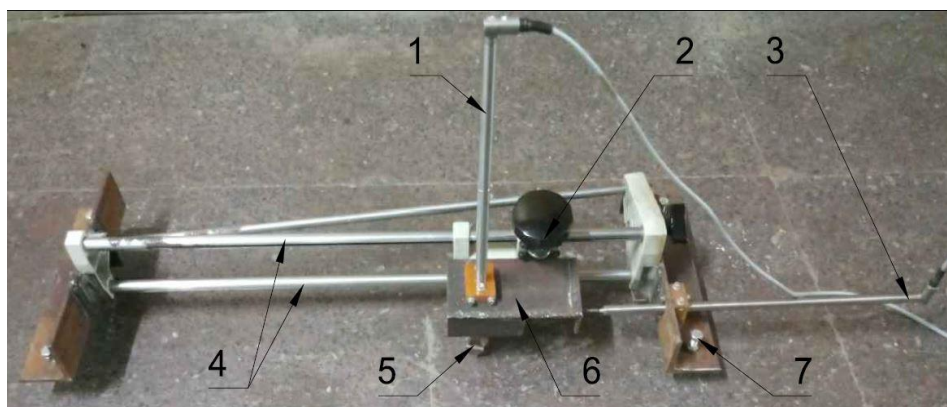
5.1. Методика на провеждане на експеримента

Избор на пътна настилка

За провеждане на експерименталното изследване са избрани два вида пътни настилки. Първата е паважна настилка в градски условия. Втората е шумосъздаваща маркировка в републиканската пътна мрежа, предназначена за предупреждение на водачите за ограничаване на скоростта. Двата типа настилки предизвикват структурен шум в каросерията на автомобила. Пътните настилки са представени на фигура 5.1. Определени са техните корелационни функции за дължина на вълната предизвикваща хармонични смущения в контактното петно на гумата.

Измерване на профила на пътната настилка

Измерването на профила на пътната настилка се извършва с устройство показано на фигура 5.2. То е изградено от два възприемателя за преместване – един в надлъжна посока (позиция 3) и един във вертикална посока (позиция 1). Възприемателят за вертикални премествания е разположен на стойка 6, която се движи по надлъжните релси 4 на устройството. Върхът на възприемателя за вертикални премествания е окомплектован с плъзгащ палец 5, който позволява обтъркаване на профила на пътя. Върхът на възприемателя за надлъжни премествания е закрепен за стойката на другия възприемател. Надлъжните премествания се контролират от направляващо устройство 2. За нивелиране на устройството се използват болтовете 7, разположени в неговите краища.



Фиг. 5.2. Устройство за измерване грапавините и микронеравностите на пътните повърхности: 1 – възприемател за вертикални премествания, 2 – направляващо устройство, 3 – възприемател за надлъжни премествания, 4 – надлъжни релси, 5 – плъзгащ палец, 6 – стойка, 7 – болтове.

Избор на места за разполагане на възприематели за ускорение

Избрани са общо четири точки от окачването и каросерията на автомобила. Първата точка е от оста на предно дясно колело (вертикалната стойка на независимо окачване тип Макферсон). Втората точка е от долното рамо, разположена преди задния гуменометален виброизолатор към подрамата. Третата точка е разположена върху каросерията на автомобила, непосредствено след горната опора на предния амортизатор. Четвъртата е разположена на покрива на автомобила. Тези точки дават достатъчно информация за разпространението на структурните вибрации от пътната настилка до жизненото пространство на автомобила (фиг. 5.3).



Фиг. 5.3. Точки на измерване, разположени върху елементите от окачването и каросерията: 1 – точка върху каросерията до горната опора на амортизатора, 2 – точка върху покрива, 3 – точка върху долното рамо, 4 – точка върху вертикална стойка (оста).

Измервателна схема

Във всяка точка на измерване е закрепен акселерометър. Общо четири едноосни акселерометри са използвани – един кондензаторен PJR и три пиезоелектрични Bruel & Kjaer. Те измерват ускоренията във вертикална

посока. Акселерометрите са свързани към DAQ устройство (HBM DQ 401) и посредством него, виброграмите се записват в компютър (фиг. 5.4).



Фиг. 5.4. Измервателна схема: 1 – DAQ устройство, 2 – усилватели, 3 – пиезоелектрични акселерометри, 4 – регистриращо устройство (PC), 5 – зарядна батерия, 6 – капацитивен акселерометър.

План на експеримента

Експериментите върху паважната настилка се провеждат при различни скорости и налягане на въздуха в ПГ, за да се установи при какви стойности на тези параметри се наблюдава резонанс на пневматичната гума. Избрани са скорости на движение от 40, 50, 60 и 70 km/h (стъпка на изменение 10 km/h). Това са характерни скорости на участниците в движението. Експериментите са проведени за три различни налягания в гумите: 1,8, 2,1 и 2,4 bar. Проведени са минимум по четири изпитания за съответната скорост и налягане. Окачването е окомплектовано с ПГ с размер 205/55 R16 – летни и зимни (извършват се изпитания с двата вида сезонни ПГ).

Експериментите върху шумосъздаващата маркировка са проведени за скорости на движение от 40, 50, 60 и 70 km/h, определени от ограничението за скоростта оказано върху пътните знаци. Експериментът е извършен при налягане в ПГ от 2,1 bar.

Всички експерименти са проведени върху суха настилка при околна температура 25°C.

Честотата на смущението на пътната настилка f може да се изчисли от израза:

$$f = \frac{z \cdot V_a}{3,6}, \quad (5.1)$$

където z е броят на паветата (ленти от маркировката) в един линеен метър;

V_a – скоростта на автомобила, km/h.

Разстоянието между върховете на две съседни павета е приблизително 14 cm. При движение по паважната настилка със скорости на движение от 40 до 70 km/h следва, че честотата на смущение е в границите 80 – 140 Hz. Разстоянието между върховете на две съседни маркировъчни ленти е приблизително 30 cm. При движение по шумосъздаваща маркировка със скорости на движение от 40 до 70 km/h, честотата на смущение е в границите

35 – 65 Hz. При така избраните скорости на движение, за смушаващата честота може да се осигури диапазон от 35 до 140 Hz. В този честотен диапазон се наблюдават резонанси на радиалната пневматична гума, дължащи се на нейната конструкция.

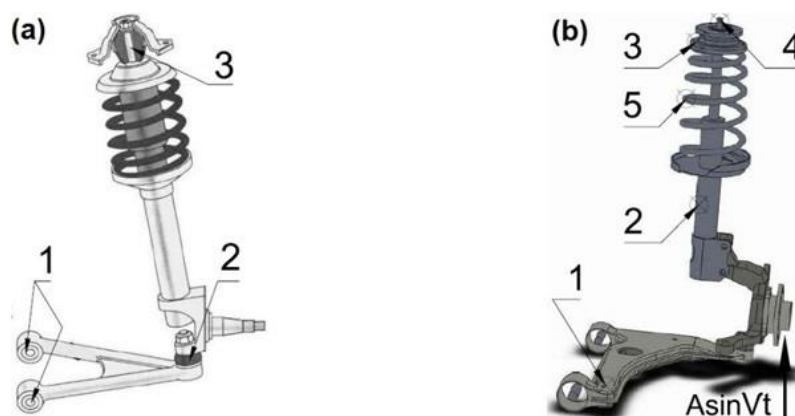
Обработка на резултатите от експериментите

За сравняване на резултатите от измерените ускорения се използва средноквадратичната стойност (в g), изчислени по формула (5.5).

За обработка на експерименталните стойности се използва софтуер Matlab. Средноквадратичната стойност на измерените ускорения се изчислява за всяка скорост на движение и за всяко налягане на въздуха в гумите.

5.2. Описание на модела на окачването

За предната дясна част на изследваното окачване е построен изчислителен модел с крайни елементи. Използван е софтуер SolidWorks Simulation. Всички метални елементи са изградени от стомана с еластичен модул $E=2.1 \times 10^{11}$ N/m², коефициент на Поасон $\mu=0.28$ и плътност $\rho=7800$ kg/m³. Гуменометалните виброизолатори разположени в монтажните точки на окачването са представени в модела като разпределени пружини без собствена маса (spring connections). Тяхното разположение е показано на фиг. 5.6-(a). Гуменометалните виброизолатори между долното рамо и подрамата имат радиална еластичност 1×10^6 N/m (позиция 1). За шарнирната връзка между долното рамо и вертикалната стойка е зададена нормална (аксиална) еластичност от 1×10^6 N/m (позиция 2). За горния гуменометален виброизолатор на амортизатора е зададена еластичност от 1.5×10^6 N/m (позиция 3). Каросерията е представена като ламарина с кръгло сечение, запъната по външната периферия (т.е. с безкрайно голяма коравина). Моделирана е връзка между горната опора на амортизатора и каросерията с еластичност 1.5×10^6 N/m. Лагерна връзка (bearing connection) е използвана за присъединяването на фланеца на колелото към главината.



Фиг. 5.6. (a) Гуменометални елементи представени като пружини без собствена маса; (b) Точки на измерване за изследвания модел на окачване.

Амортизаторът е моделиран като прътова система изградена от два елемента: твърдо свързани бутало и бутален прът, както и външен цилиндър. Разпределени пружини с обща еластичност 1×10^7 N/m свързват двата

елемента на амортизатора. Тази еластичност описва свиваемостта на флуида, която оказва влияние при високочестотните трептения.

Входен параметър е хармонично вертикално смущение приложено във фланеца на колелото. В случая смущението е ускорение с амплитуда $1g$. Представени са предавателни отношения за пет точки от окачването: от долното рамо, от буталния прът, от външния цилиндър на амортизатора, от горната опора на амортизатора и от винтовата пружина (фиг. 5.6-(b)). Честотите на пиковите ускорения се сравняват със собствените честоти на елементите от окачването, за да се установи тяхното влияние върху вибрационното поведение на системата.

5.3. Резултати от експерименталното изследване

Изследването и съответните корелационни функции са ограничени до неравности с дължина на вълната $0,2\text{ m}$ за паважната настилка и съответно $0,4\text{ m}$ за шумосъздаващата маркировка. Представените корелационни функции (фиг. 5.8 и фиг. 5.10) показват, че избраните пътни повърхности прилагат хармонични смущения в контактното петно на пневматичната гума. Хармоничното смущение има дължина на вълната съответстваща на разстоянието между върховете на две съседни павета или маркировъчни ленти. Неравности с по-големи дължини не влияят върху механичните трептения на пневматичната гума.

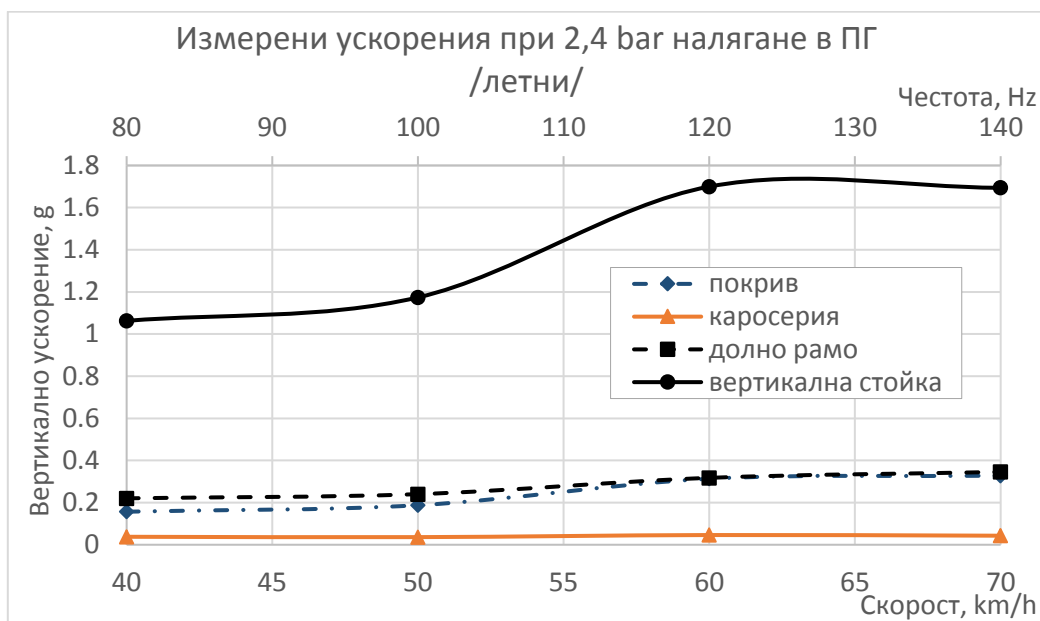


Фиг. 5.8. Нормирана корелационна функция на паважната настилка.

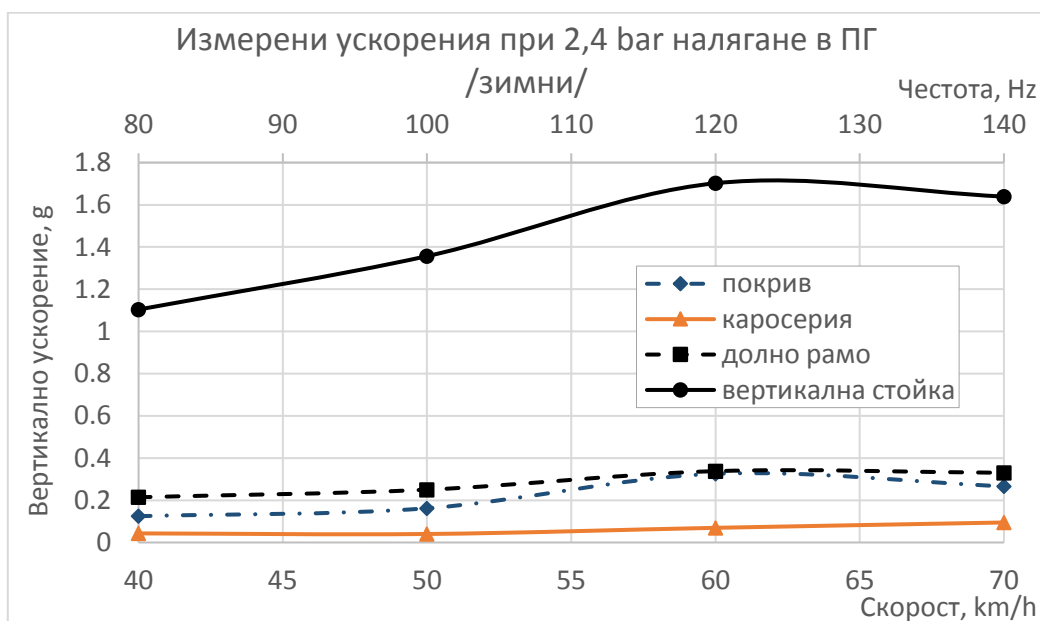


Фиг. 5.10. Нормирана корелационна функция на шумосъздаваща маркировка.

На фигури 5.15 до 5.16 са представени средно квадратичните стойности на измерените ускорения при движение върху паважна настилка с летни и зимни ПГ. Тези стойности са представени като функция на скоростта на движение (честотата на смущение) при вътрешно налягане 2,4 bar в пневматичните гуми. При представените графики се наблюдава максимална стойност на ускоренията в оста на колелото при скорост на движение от 60 km/h върху паважна настилка. Тази скорост отговаря на смущаваща честота от приблизително 120 Hz. Ускорението в оста на колелото представлява изходен вибрационен параметър за пневматичната гума. Следователно максималната стойност на ускоренията се дължи на резонанс на пневматичната гума.

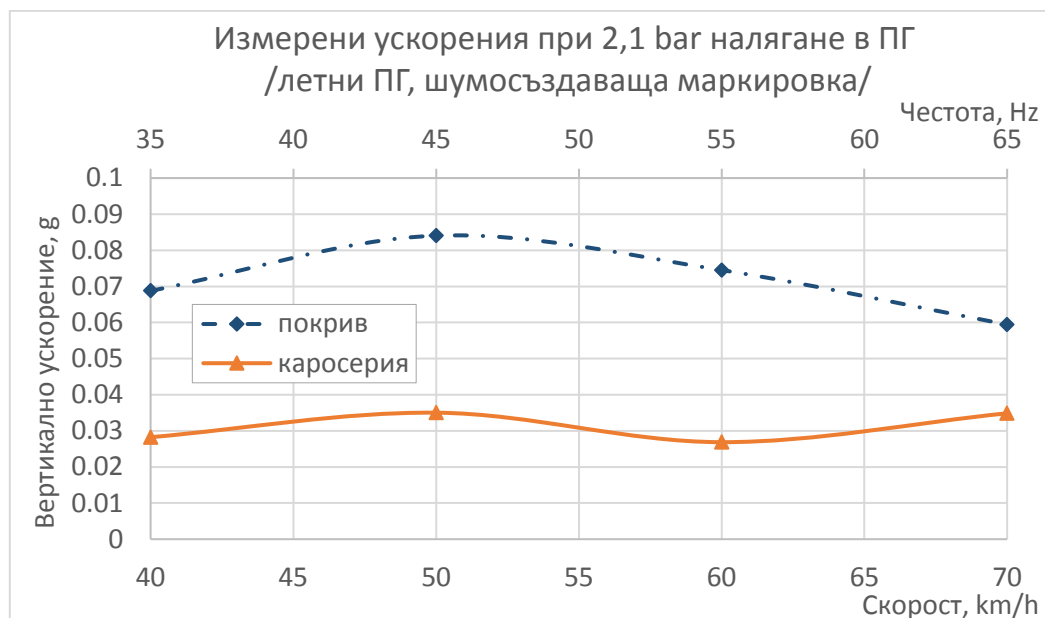


Фиг. 5.15. Средноквадратична стойност на измерените ускорения при движение върху паважна настилка с летни ПГ с налягане 2,4 bar.



Фиг. 5.16. Средноквадратична стойност на измерените ускорения при движение върху паважна настилка със зимни ПГ с налягане 2,4 bar.

От фигурите 5.15 и 5.16 се вижда, че резонансът на пневматичната гума се разпространява по елементите на окачването и каросерията, като предизвиква и структурен шум в жизненото пространство на автомобила. При скорост на движение от 60 km/h средноквадратичното ускорение на измервателната точка от покрива е по-голямо от това на долното рамо. Това се обяснява с припокриване на резонанси на ПГ и на елементи от окачването или на самия покривен панел за смущаваща честота 120 Hz.



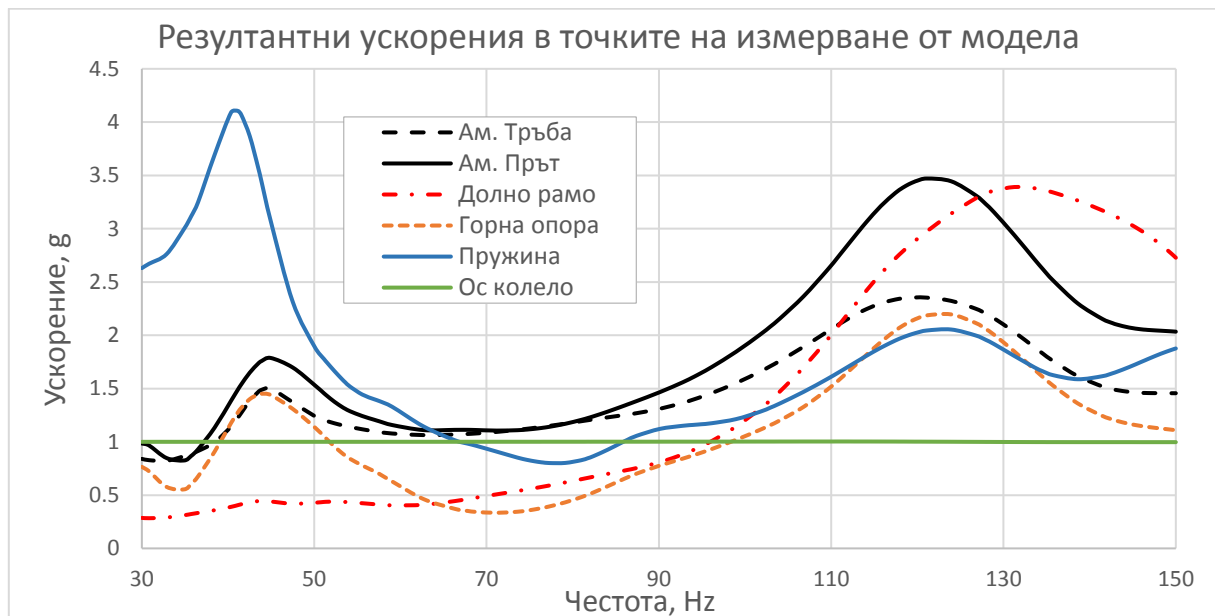
Фиг. 5.21. Средноквадратична стойност на ускоренията в точките на измерване върху покрива и каросерията при движение върху шумосъздаваща маркировка с летни ПГ с налягане 2,1 bar.

На фигури 5.20 и 5.21 са представени средноквадратичните стойности на измерените вертикални ускорения при движение върху шумосъздаваща маркировка. Тези стойности са определени за вътрешно налягане на ПГ от 2,1 bar при различни скорости на движение. Максималната стойност на вертикалните ускорения в оста на колелото се наблюдават за най-високата скорост на движение от 70 km/h. От фигурите се вижда, че вибрационните характеристики на измервателните точки от каросерията и окачването е подобен на изходящата вибрационна характеристика на ПГ. Това означава, че смущаващите трептения от пътната настилка са доминиращи за вибрационния комфорт в пътническия салон. Наблюдава се и локален пик на ускоренията при скорост 50 km/h съответстваща на смущаваща честота около 45 Hz. Той е най-ясно изразен при измерените ускорения върху покрива (фиг. 5.21).

5.4. Резултати от моделното изследване

Входен параметър за моделното изследване е хармонично вертикално ускорение приложено в оста на колелото с амплитуда 1 g. На фигура 5.25 са представени резултантните ускорения в точките на измерване от модела (от фиг. 5.6 – (b)). Резултатите от моделното изследване на системата

потвърждават тези от експеримента – има завишаване на нивата на вибрации при честотите 45 Hz и 120 Hz. Поради опростяването на модела (представяне на виброизолаторите само с еластичност без демпфиране) амплитудите на ускоренията са със завишени стойности. От фигура 5.25 се вижда, че винтовата пружина изпада в резонанс при 41 Hz, чиито вибрации се разпространяват по останалите елементи дори и с по-ниски стойности, сравнени с тези върху самата пружина. За долното рамо се наблюдава резонанс при честота 133 Hz, характеризиращ се с повишени нива на вибрациите във вертикално направление.



Фиг. 5.25. Резултантни ускорения за дефинираните измервателни точки от модела.

От изчислените ускорения в напречна и надлъжна посока става ясно, че буталния прът изпада в резонанс с огъваща форма на трептене в напречна посока за честота 120 Hz и в надлъжна посока за честота 127 Hz. Вибрациите при тези резонанси се предават през горната опора (виброизолатор) на амортизатора към каросерията на автомобила. Нивата на вибрациите на резонанса при 120 Hz са по-високи от тези при 127 Hz и дори се разпространяват до долното рамо на окачването.

От проведеното моделно изследване на окачването като система от елементи се забелязва, че дори и при чисто вертикално смущение в оста на колелото се наблюдава резонанс на буталния прът с огъваща форма на трептене в надлъжна и напречна посока. Тези резонанси са с честоти близки до тази на резонанса на долното рамо и е възможно взаимно припокриване.

5.7. Изводи към глава 5

Изследването в настоящата глава показва, че измерените средноквадратични ускорения върху вертикалната стойка на окачването са с близки стойности както за паважна, така и за шумосъздаваща маркировка.

Тези трептения водят до създаване на първични вибрационни явления в окачването и вторични шумови ефекти в каросерията с честота над 30 Hz.

Измерените ускорения в оста показват, че резонанс на пневматичната гума се проявява при движение със скорост 60 km/h върху паважна настилка с дължина на вълната на неравностите около 0,14 m. Това смущение съответства на честота приблизително 120 Hz.

В моделното изследване се установява, че резонансната честота на буталния прът на амортизатора съвпада с резонансната честота на пневматичната гума при 120 Hz. Също така тя се доближава и до резонансната честота на долното рамо на окачването.

Вибрациите при резонанс на пневматичната гума или на елемент от окачването се разпространяват по панелите на каросерията, които са източниците на структурен шум в жизненото пространство на автомобила. В конкретното изследване се установява, че резонанса на винтовата пружина при честота 41 Hz достига до покривния панел, като се наблюдава локален максимум на измерените средноквадратични ускорения. Най-високите стойности на вертикалните ускорения върху покрива се регистрират за честота 120 Hz, където се наблюдава припокриване на резонанса на ПГ с този на буталния прът. Стойностите на тези ускорения дори надвишават стойностите на вертикалните ускорения измерени върху долното рамо. За избягване на мембранния ефект в покривния панел е необходимо вкоравяване на неговата конструкция или покриването му с виброизолиращи материали. Най-голямо влияние върху намаляването на структурния шум би имало отстраняване на наличното припокриване на резонанси.

При припокриването на резонанса на пневматичната гума с този на буталния прът се наблюдава и максималната стойност на ускоренията измерени върху долното рамо на окачването. От моделното изследване се установява, че резонанса на долното рамо е с честота 133 Hz, като тя зависи основно от еластичността на гуменометалните виброизолатори разположени в шарнирните връзки към подрамата.

ОСНОВНИ РЕЗУЛТАТИ И ЗАКЛЮЧЕНИЯ

1) Изграден е модел с крайни елементи на предно независимо окачване от торсионен тип. При налични изходящи характеристики на ПГ, този модел позволява да се изследва сходимостта на вибрационното поведение на ПГ с това на елементите от окачването. За конкретната конструкция окачване се оказва, че резонансните честоти на серийната радиална ПГ се припокриват с резонансните честоти на надлъжния реактивен лост при честоти 90 Hz и 110 Hz. Това може да се избегне при окомплектоване на окачването с гума с променена виброактивност или с промяна еластичността на виброизолатора в края на лоста.

2) Изследвано е по експериментално-числена методика поведението на гуменометални виброизолатори в честотната област 70 – 220 Hz. Важни техни характеристики са динамичните коефициенти на еластичност и демпфиране.

Тези характеристики имат нелинеен характер и зависят от честота на смущението, статичното натоварване върху тях и твърдостта на каучука. Резултатите показват намаляване стойността на коефициента на демпфиране с повишаване на честотата. За динамичния коефициент на еластичност се наблюдава увеличаване на неговата стойност с повишаване на честотата и статичното натоварване върху виброизолатора. Динамичното отношение на еластичност е със стойности от 1,5 до 2,5. Изследваните гумени елементи са с различна твърдост по Шор, като тези с по-висока твърдост имат и по-висока демпфираща способност. Върху демпфиращата способност оказва влияние и обемът на слоя каучук – с неговото повишаване се увеличава коефициента на демпфиране.

3) Представена е методика за изследване поведението и вибропоглъщащата способност на телескопичен амортизатор спрямо високочестотните трептения. Резултатите показват, че при честоти до 50 Hz и премествания по-големи от 1 mm, силата на вискозно демпфиране е определяща за работата на амортизатора. За честоти по-големи от 50 Hz и премествания под 1 mm свиваемостта на работния флуид оказва влияние върху работата на амортизатора. Въпреки постоянната вибрационна скорост на буталото над 50 Hz, скоростта на промяна на обема в камерите намалява. Това води и до намаляване на силата на вискозно демпфиране. При високите честоти на трептене (над 50 Hz) определящо влияние върху работата на амортизатора имат ускорението на буталото и остатъчният коефициент на ускорение. Демпфирането на тези трептения се извършва от гумените виброизолатори, разположени в опорите на амортизатора.

4) Изграден е модел с крайни елементи на предно независимо окачване тип Макферсон. Резултатите от моделното изследване, както на отделните елементи от окачването, така и на цялата система, потвърждават експерименталните. Същевременно се изяснява причината и процеса довели до конкретните измервания. Резултатите показват припокриване на резонанс на пневматичната гума с този на буталния прът при смущаваща честота около 120 Hz. Трептенията достигат до покривната конструкция, където измерените нива на вибрации са по-високи от тези измерени в долното рамо. Трептенията на панелите от каросерията, при конкретното припокриване на резонансните честоти, са основния източник на структурен шум в пътническия салон.

5) За провеждането на пътните експерименти са избрани шумосъздаващи настилки. Корелационните им функции показват, че при определена дължина на вълната, смущението има хармоничен характер. Това позволява при провеждане на пътните експерименти с различна скорост на движение да се променя и честотата на смущаващото въздействие.

НАУЧНО-ПРИЛОЖНИ И ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

Научно-приложни приноси:

1) Изградени са модели на два вида окачване с възможно най-голям брой елементи. Моделите са на основата на МКЕ и числените резултати имат

отклонение от експерименталните под 5% по честоти. Моделите дават възможност за съгласуване наличните изходни вибрационни характеристики на пневматичната гума с елементите от окачването и изследване влиянието на конструктивните промени (като промяна еластичността на виброизолаторите) върху вибрационното поведение на системата.

Приложни приноси:

- 1) Разработени са сравнителен метод и методика при експериментално определяне динамичните коефициенти на еластичност и демпфиране на гуменометални виброизолатори в честотната област 70 – 220 Hz.
- 2) Изработено е оригинално стендово оборудване за изследване вибрационното поведение на телескопичен амортизатор и вискозното демпфиране в него за честоти на смущение над 20 Hz. Оборудването дава възможност за изследване работата на амортизатора при използването на различни хидравлични масла и при промяна на налягането в газонапълнената камера.
- 3) Представена е експериментална методика за изследване влиянието на амортизатора върху вибрационното поведение на окачването и каросерията за честоти на трептене над 20 Hz.
- 4) Представена е експериментална методика в пътни условия за определяне характера на разпространение на структурния шум (с компонента гума/път) в елементите от окачването и каросерията на лек автомобил.

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

1. Георгиев З., Преглед на теоретични и експериментални изследвания свързани с трептенията на пневматичната гума и тяхното влияние върху окачването на лек автомобил, Сборник доклади BulTrans-2018, стр. 65-72.
2. Kunchev L. and Georgiev Z., Study of the vibrational behaviour of the components of a car suspension, MATEC Web of Conferences, 234, № 02005, Sozopol, Bulgaria, 2018.
3. Kunchev L. and Georgiev Z., Method for experimental determination of the coefficients of stiffness and damping of rubber insulators, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 618, № 012057, Plovdiv, Bulgaria, 2019.
4. Kunchev L. and Georgiev Z., Investigation of damping properties of telescopic shock absorber and its rubber mounts in frequency range 50-150 Hz, Proceedings of 18th International Scientific Conference Engineering for Rural Development, Jelgava, Latvia, 2019.
5. Kunchev L. and Georgiev Z., Experimental and Model Study of High Frequency Oscillations in Suspension Components, Proceedings of 23rd International Scientific Conference. Transport Means 2019, Part I, Lithuania, 2019.

SUMMARY

MODEL STUDY OF THE INFLUENCE OF THE VIBRATION PARAMETERS OF THE PNEUMATIC TYRE ON THE BEHAVIOUR OF A VEHICLE

Zlatin Andreev Georgiev

Department of Combustion Engines, Automotive Engineering and Transport
Technical University of Sofia

Abstract

The structure-borne noise is of a fundamental importance for the vibro-acoustic comfort in a vehicle. The main source of the structure-borne noise is the interaction between the pneumatic tyre and the road profile. According to the vehicle speed and the wavelength the road unevenness, perturbations with different frequencies disturb the tyre in the contact patch. These vibrations propagate through the belt and the sidewall of the tyre and reach the hub carrier and the other elements of the suspension. If the excitation frequency coincide with that of the tyre natural mode, the vibration levels of the suspension elements and the noise inside the vehicle compartment increase significantly.

The goal of the PhD work is to examine the influence of the vibration parameters of a radial-type pneumatic tyre on the suspension elements and the structure-borne propagation to the car body.

According to the goal of the work, structure models with finite elements for two types of suspension are made. The first one is of torsion bar suspension and the second one is of Mcpherson strut suspension. The numerical results deviate from the experimental ones by less than 5% in frequency. The models make it possible to couple the available vibration characteristics of a pneumatic tyre with the these of the suspension elements. Also the effect of structural changes, such as changing the stiffness of the rubber mounts ,on the vibration behaviour of the system is examined.

An experimental methodology for determining the dynamic coefficients of stiffness and damping of rubber mounts, in the frequency range 70 – 220 Hz, is proposed.

Original bench equipment has been made for testing the vibration behaviour of a telescopic shock absorber and its viscous damping for perturbation frequencies over 20 Hz. The equipment makes it possible to study the performance of the shock absorber using different hydraulic oils and different pressure in the gas-charged chamber. An experimental methodology is proposed to examine the effect of the compressibility of the oil on the behaviour of a shock absorber for perturbation frequencies above 20 Hz. The experimental data shows the dependency of the shock absorber force on the piston acceleration and the residual acceleration coefficient.

A methodology for conducting road experiments is proposed. It has a goal of examining the propagation of structure-borne noise (with tyre/road component) in the suspension elements and body panels of a vehicle.