



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - СОФИЯ
ФИЛИАЛ ПЛОВДИВ

маг.инж. Иван Илиев Ташев

МОДЕЛИРАНЕ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ХИДРАВЛИЧНИ ДЕМПФИРАЩИ ОПОРИ

АВТОРЕФЕРАТ

НА

ДИСЕРТАЦИЯ

ЗА ПОЛУЧАВАНЕ НА ОБРАЗОВАТЕЛНА И НАУЧНА
СТЕПЕН

“ДОКТОР”

ОБЛАСТ НА ВИСШЕТО ОБРАЗОВАНИЕ “ТЕХНИЧЕСКИ НАУКИ”
ПРОФЕСИОНАЛНО НАПРАВЛЕНИЕ “МАШИННО ИНЖЕНЕРСТВО”
ПО НАУЧНАТА СПЕЦИАЛНОСТ “ПРИЛОЖНА МЕХАНИКА”

Научен ръководител:
доц. д-р инж. Дечко Тотев Русчев

Рецензенти:
проф. д-р. инж. Симеон Васков Василев
доц. д-р инж. Калоян Георгиев Ангелов

ПЛОВДИВ 2019

Дисертационният труд съдържа 6 глави, изложени на 115 страници, в които са включени 37 фигури и 10 таблици. Списъкът на използваните литературни източници е съставен от 123 заглавия.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита на заседание на Катедрен съвет на катедра "Механика" при Технически университет – София филиал Пловдив, състояло се на 15.03.2019 г.

Изследванията от дисертационния труд са извършени в Технически университет – София филиал Пловдив, в лаборатория към катедра "Механика".

Защитата на дисертационния труд ще се състои на 17.07.2019 г. от 11:30 часа в зала 4425, корпус IV на Технически университет – София, филиал Пловдив на открито заседание на Научното жури, определено със заповед ОЖ-5.1-19 от 28.03.2019 г.

Материалите по защитата са на разположение на интересувашите се в канцеларията на Факултета по машиностроене и уредостроене при Технически университет – София, филиал Пловдив.

Автор: маг. Инж. Иван Илиев Ташев

Заглавие: Моделиране и изследване на хидравлични демпфращи опори

Тираж: 30 броя

ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Анотация

Обектът на изследване в тази работа е определяне динамичното поведение на реална виброопора и математическото и моделиране.

Решаването на тази задача води до предпоставки за подобряване работоспособността на подобни по вид виброзащитни средства.

В тази работа са изследвани динамичните свойства на хидравлична виброопора, посредством специално разработени за целта установки.

Предмет на това изследване е определянето на собствените честоти, коравината и коефициента на демпфиране на динамичната система, както и откриване функционална зависимост между тях.

За изследване и валидирането на модела е осъществено експериментално изследване на виброопора на фирмата „Topran“. С помощта на специален софтуерен пакет в средата на Wolfram Mathematica и SIGMAPLOT е реализирана програма за определяне и идентификация на полиномните модели, описващи работата на виброопората.

Актуалност на проблема

Съвременното развитие на машиностроителната техника непосредствено довежда до нуждата от намаляване вредните влияния на шума, породени от вибрациите и разрушителното им действие върху възлите, изграждащи машини и съоръжения в редица отрасли. Повишаването на нивата на вибрациите съкращава чувствително работния ресурс на която и да е машина

Шумът, породен от небалансирани елементи и настъпващи преходни процеси при нормалния ход на съоръженията, довежда до тревожно безпокойство, относно качеството на съответните устройства и неизбежното намаляване на работоспособността му в дългосрочен план, освен това се появява риск от екологични проблеми и придобити професионални заболявания.

Значителният напредък в областта на вибродиагностиката, редом със съвременните методи на компютърно- инженерния анализ, спомагат за изучаването на редица процеси, протичащи при работата на една такава динамична система.

Може да се твърди, че същите тези средства могат да се използват като отправна точка за подобряването на редица конструкции още на идейно ниво на разработване.

Актуално и перспективно направление в областта на виброзащитите на машините е внедряването на конструкции, обединяващи свойствата на гумено-метални опори и добавяне допълнителни съпротивления за разсейване енергията, предавана посредством смущения. Многообразието от различни конструкции и изучаване влиянието им върху динамичното поведение на редица механични системи, довежда като резултат въвеждането на хидравлични демпфиращи опори както в транспортните средства, така също и в промишлеността.

Цел на дисертационния труд

Теоретично и експериментално изследване на предварително изградени модели на хидравлични демпфращи опори, с цел използването им в процеса на проектиране.

Основни задачи

1. Изграждане на математически модел за определяне динамичното поведение на хидравлични демпфращи виброопори.
2. Конструирание и изработване на специална лабораторна установка (стенд) за валидиране работните параметри на тестовият образец, спрямо математически моделираният еквивалент.
3. Избиране на подходящ метод за количествено определяне на демпферните характеристики на хидравличните виброопори.
4. Изследване на демпфращите свойства на хидравлична виброопора, предвид влиянието на различните конструктивни параметри.
5. Изграждане на методика за определяне на собствената честота, коравината и коефициента на затихване, както и откриване функционална зависимост между тях и честотният интервал, в който работи изследвания модел.

Научно-практическа приложимост

Разработени са методи за определяне на собствената честота, коравината и коефициента на затихване, независими от конструктивните параметри на виброопората.

Изведени са уравненията за движение на динамичната система.

Практическа приложимост

Конструирана и изработена е специална лабораторна установка (стенд) за валидиране работните параметри на тестовият образец, спрямо математически моделираният еквивалент. Разработената установка може да се използва за изследване и определяне на работните параметри на подобен тип виброопори.

Реализирана е програма тип "macro" за определяне степента на полиномните модели, описващи динамичното поведение на опората.

Публикации по дисертацията

Основните резултати представени в дисертационния труд са поместени в 4 статии и доклади

СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

ГЛАВА 1. Обзор и анализ на съвременното състояние на проблема

В глава 1 е направен обзор и анализ на литература в областта на хидравличните виброопори. Разгледани са основните характеристики, компоненти и принципи на работа на подобен тип виброизолатори. Обърнато е особено внимание на отделните елементи, съставляващи такъв тип опори и тяхното влияние. Разгледани са патенти, целящи визирането на различни конструктивни прийоми.

На базата на литературният обзор са направени следните изводи:

1. Проблемите, свързани с изследването на пасивни хидравлични виброгасители са актуални.

2. В голяма част от статиите, разглеждани до момента, основно се набляга на конструктивното подобряване на хидравличните виброопори и решаване на конкретни практически проблеми.

3. В публикациите и материалите, свързани с виброопори, не могат да се открият ясни и методични указания за изследване и еднозначно определяне на работните параметри на такъв тип виброгасители.

4. В значителна част от разгледаните статии, решаването на конкретен приложен проблем става по метода „проба грешка“.

5. Там където има данни за работните параметри на хидравличните виброопори, те са получени на база голям брой физични експерименти без предварително математическо моделиране.

Както се вижда от направения обзор, предварителен анализ и методични указания за определяне на работни параметри на хидравлични виброопори липсват.

На база на така формулираните изводи, *целта* на Дисертацията е : **теоретично и експериментално изследване на предварително изградени модели на хидравлични демпфиращи опори, с цел използването им в процеса на проектиране.**

За постигане на поставената цел са решени следните по-важни задачи:

1. Изграден е математически модел за определяне динамичното поведение на хидравлични демпфиращи виброопори.

2. Конструирана и изработена е специална лабораторна установка (стенд) за валидиране работните параметри на тестовият образец, спрямо математически моделираният еквивалент.

3. Избран е подходящ метод за количествено определяне на демпферните характеристики на хидравличните виброопори .

4. Изследвани са демпфиращите свойства на хидравлична виброопора, като са взети предвид влиянието на различните конструктивни параметри.

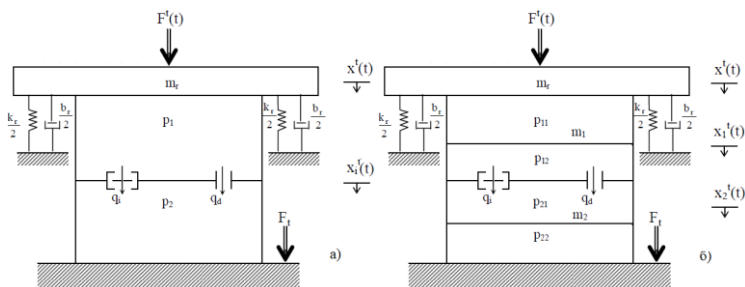
5. Изградена е методика за определяне на собствената честота, коравината и коефициента на затихване, както и откриване функционална зависимост между тях и честотният интервал, в който работи изследвания модел.

ГЛАВА 2. Математически модели на хидравлична демпфираща опора

В реалните механични системи винаги се наблюдава въздействие на сили, чийто характер поражда определени колебателни движения около едно равновесно положение. В ежеднезната практика и бита този вид движения наричаме механични колебания или трептения. Те изразяват динамичното поведение на материалните системи.

Тъй като подобен вид явления са пряко съпътствани с определен пагубен ефект, естествено е да се търсят способности и начини за контрола и намаляване действието им. Въвеждането на хидравличните демпфиращи опори е един такъв способ. Тези опори пряко позволяват насочване и контролиране на механичните трептения с цел премахване или поне редуциране на вредните им влияния.

Разглежданите реални физични системи дават основание за разграничаване и обособяване на следните характерни механични модели фиг 2.1, открояващи се в определени работни честотни интервали, като ниско честотен линеен механичен модел и високо честотен линеен механичен модел.



Фиг.2.1 Модел, описващ хидравлични демпфращи опори
а) ниско честотен линейен механичен модел; б) високо честотен линейен механичен модел

Основните елементи изграждащи и двата модела са недеформируемите твърди тела, представени от съсредоточени маси m , свързани едно към друго посредством безмасов линейен еластичен елемент, представен чрез пружина и демпфиращо устройство под формата на бутало. Външното смущение е въведено чрез променлива сила от вида $f(t)$.

При съобщаване на външно смущение, съсредоточените маси започват да извършват постъпателни движения, най-често от периодичен характер, водещо до свойствени преходи на редуващо се през определен период от време нарастване и намаляване по направление на оста x , като върху тях въздействат съпротивителни сили, стремящи се да възвратят системата в първоначалното и състояние.

Еластичната връзка, представена чрез пружина, и в двата модела се характеризира със свойството коравина k , представляващо съпротивлението на реалните деформируеми тела да променят размерите и формата си (*деформират*) под външното въздействие. Сили от този вид имат възстановителен характер.

Както обаче знаем, никоя реална механична система не извършва незатихващи трептения, те не могат да съществуват, понеже всяко движение е свързано с изразходване на определено количество енергия за преодоляване на съпротивителни сили, дължащи се на вътрешно триене, триене във въздуха, триене в различни течности и др.

Затова представянето на демпфиращото устройство като бутало е условно и има за цел заместване вискоеластичния характер на материала, тъй като е установено, че при малки скорости на движение може да се приеме, че съпротивителните сили са правопрпорционални на скоростта. Поради тази причина, хидродинамичния аспект, неизменно съпътстващ този тип модели, както и демпфирането, е представен посредством подобен обобщен коефициент, отчитащ съпротивителното влияние на средата.

В глава 2 са представени математически модели, целящи изясняването на работата и идентифицирането на основните зависимости определящи работните параметри на хидравличните виброгасители. В тази глава е показано че:

1. Динамичното поведение на механична система от типа на хидравличната демпфираща опора се описва с линейни диференциални уравнения от втори ред с постоянни коефициенти.

2. На базата на предварителното литературно проучване може да се твърди, че най-разпространен модел, описващ динамичното поведение на хидравлична демпфираща опора е: *нискокестотния линеен модел с две степени на свобода*.

3. При значително по-усложнения модел с повече степени на свобода, са необходими до голяма степен преобразувания, изискващи значително повече предположения, което превръща модела в по-труден за изграждане и съответно в по-малко предпочитан.

4. Собствените честоти на механична система до голяма степен зависят от ефективната дължина на инерционния канал и напречното му сечение.

5. Характерните величини, описващи действието на демпфиращата опора са: *коефициент на относително затихване, коефициент на еластичната връзка (коравина) и собствената кръгова честота*.

ГЛАВА 3. Експериментални установки и апаратура за изпитване

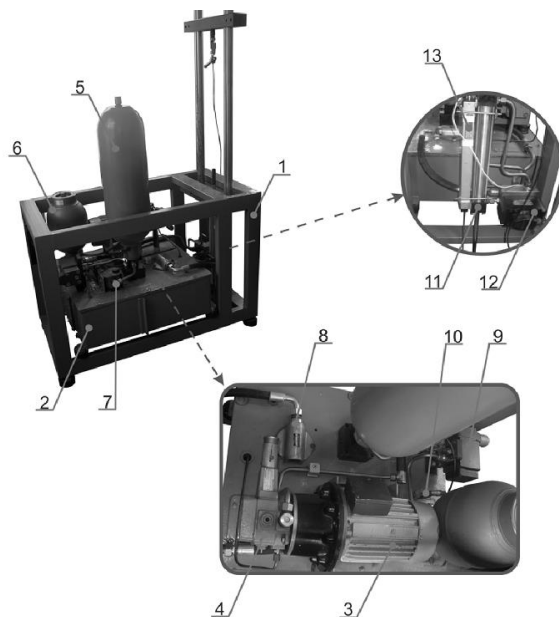
В настоящата глава са разгледани две установки за изпитване на хидравлични демпфиращи виброопори. Представено е детайлно описание на елементите, съставляващи изпитвателните установки, като са описани и подробно звената, изпълняващи главните движения и начините, чрез които се извършва регулирането на същите, с цел отработване на определено смущение.

Управлението и при двата стенда се извършва чрез аналогово-цифров преобразувател и посредством специален софтуер „LabView“, като може да се отбележи, че при механичният стенд, задаването на честоти може да се извърши и чрез менюто, вградено към управляващият блок на честотният регулатор.

Като основен плюс за хидравличният стенд може да се изтъкне голямата му мощност и бързодействието му, но като недостатък - незадоволителното отработване на малки амплитуди на смущение при по-високи честоти, най-често между 8 и 10 Hz.

Положителните страни на електромеханичният стенд са гъвкавостта му управление, позволяващо отработването на по-високи честоти на смущение, от 10 до 25 Hz, като допълнителен положителен елемент може да се изтъкне кинематичната връзка, гарантираща отработването на амплитуди по-малки от 1 mm, при извършване на експериментална работа.

Необходимостта от експериментално потвърждение, приближаващо се до физичното съдържание, на базата на което са формулирани аналитичните модели, представящи работата на виброопорите, е задача също толкова важна, както и компетентното изграждане на подходящ аналитичен апарат

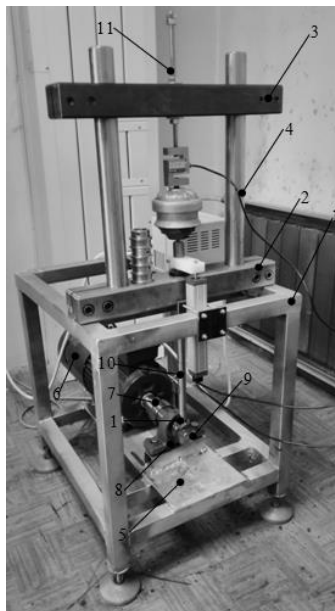


Фиг. 3.1 Схема на хидравличен стенд за изпитване

Показаният на фиг. 3.1 хидравличен стенд се състои от метална заварена конструкция поз. 1, с присъединени направляващи елементи и плочи, ограничаващи работното пространство. Долната плоча е неподвижна, заварена към корпуса, а горната може да се движи във вертикално направление. В това пространство се поставя и съответният тестов образец.

Върху основната плоча са монтирани електродвигател поз. 3 с мощност 1,5 kW, пластинкова помпа поз. 4, хидравличните акумулатори поз. 5 и 6, филтрите поз. 7 и 8, редукиционния клапан поз. 9, както и хидравличния компонент поз. 10. В долната част на конструкцията е поместен резервоар поз. 2, в който се съхранява хидравличната течност.

Хидравличните уредби са гъвкави с голям диапазон на действие. Те най-често са съставени от двустранен хидравличен цилиндър и бързодействащ сервоклапан. Тези уреди се отличават с голяма входна мощност.



Фиг. 3.2 Схема на електромеханичен стенд за изпитване

Показаният на фиг. 3.2 механичен стенд представлява заварена конструкция от квадратни неръждаеми тръби, изграждащи корпуса на стенда поз. 1. Работното пространство, в което се вмества тестовият образец е ограничено отдолу и отгоре посредством плочи поз. 2 и поз. 3. Долната плоча е неподвижна спрямо горната, а разположението и се гарантира от водещи колони поз. 4, единият край на които е неподвижно свързан към долната част на стенда.

Към корпуса е заварена носеща плоча поз. 5, върху която са монтирани електродвигател поз. 6, еластичен съединител поз. 7, лагерно тяло поз. 8 и ексцентрична втулка поз. 9.

Тази система осигурява вертикално преместване, посредством пряк контакт на ексцентриковата втулка поз. 9 и ролката поз. 11, лагерираща в канал, централно разположен върху челото на пръта, играещ ролята на повдигач.

Повдигачът поз. 10 лагерира в плъзгащ лагер намиращ се в долната плоча, която е заварена към корпуса на стенда.

Натягът или предварителният товар, се постига посредством резбово съединение в самият повдигач, така също и чрез винт поз. 11.

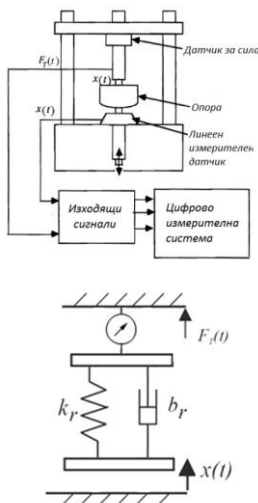
ГЛАВА 4. Методика на експерименталното изследване

В тази глава са изложени подхода и методи за провеждане на експерименталното изследване. Решаването на задачи, свързани с идентификация на параметрите, определящи работата на демпфиращата опора, даващи пряк отговор на въпроси, възникнали при провеждане на изследвания на различни явления и процеси, за които няма открита явна аналитична връзка.

Обектът на експериментално изследване в настоящата работа е една демпфираща виброопора на фирмата „Торган“. Целта е определянето на характеристиката ѝ. Под това ще се разбира определяне на зависимостта на силата, предавана към основата от преместването и скоростта на елементите от опората.

Тази сила се влияе пряко от еластичните и демпферните характеристики на разглежданата опора, които на свой ред са свързани с вида на конструкцията и зависят от съответни геометрични и физико-механични параметри.

Схемата на експерименталната установка е показана на фиг. 4.1, тъй като по функционално предназначение и по характер на изпитване не могат да се намерят разлики при изпитването, посредством хидравличният и електромеханичният стенд - то може да се приеме, че схемата показана по-надолу е валидна и за двата случая.



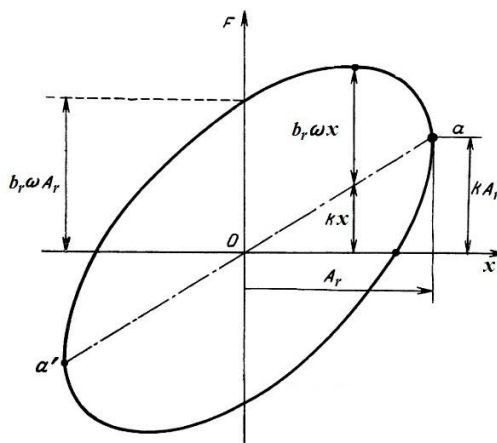
Фиг. 4.1 Схема на експериментална установка

На схемата, показана на фиг. 4.1 опората е заместена чрез еквивалентни, пружина с коравина (коефициент на еластично възстановяване) и демпфер, играещ ролята на дисипативен елемент, характеризиращ се с коефициент на демпфиране. Пружината и демпфера са разположени успоредно един спрямо друг и са свързани към неподвижна основа.

Разглежданата системата е изведена от равновесно положение, посредством установено принудено трептение.

Доказва се експериментално и теоретично, че при трептения с установен режим, действащите дисипативни сили могат да се заменят със сили, зависещи от скоростта. Тази замяна е еквивалентна ако: енергията, погълната за един цикъл е еквивалентна на енергията, погълната от заменящите ги сили пропорционални на скоростта. Тази замяна не е напълно правилна, но има за цел установяване на енергиен еквивалент.

Ако се проведе циклично натоварване на еласто-дисипативен елемент (виброопора), то се наблюдава разлика между линията на натоварване и линията на разтоварване фиг. 4.2. Това явление се нарича хистерезис.



Фиг. 4.2 Хистерезис

Механичното тълкувание на площта, заграждана от елипсата е работата, извършена за разсейване на енергия при един цикъл или за време равно на $\tau = 2\pi / \omega$.

Като резултат от измерването се получават две зависимости – сила от време и преместване от време за един период на смущението.

Задачата за определяне на характеристиката на демпфера може да се постави по следния начин: да се определи зависимостта на силата от преместването и скоростта

$$F(x, v) \quad (4.1)$$

при получени от измерването зависимости:

$$\tilde{F}(t_i), \quad \tilde{x}(t_i) \quad (4.2)$$

Първата част от решението на поставения проблем е да се определи зависимостта на скоростта от времето по измерена експериментална зависимост на преместването от времето.

Получените апроксимационни зависимости за преместването, скоростта и силата от времето се използват за определяне на характеристиката на демпфера, т.е. зависимостта на силата от преместването и скоростта. Тя се търси във вид на полином спрямо две независими променливи – преместване и скорост.

Въпросът за степента на полинома се решава чрез последователно увеличаване на степента спрямо всяка от променливите, като се сравнява близостта на получената зависимост и зависимостта:

$$\int_0^T \{F[x(t), v(t)] - \tilde{F}(t)\} dt \rightarrow \min \quad (4.3)$$

Собствената честота на системата може да се определи чрез следната зависимост:

$$\omega_n = \sqrt{k_{r\text{dyn}} / \tilde{m}_e} \quad (4.4)$$

където $\tilde{m}_e$ е масата на предварителният товар разпределен върху опората, той варира между $800N$ и $1200N$, $k_{r\text{dyn}}$ е коравината.

ГЛАВА 5. Обработка на експериментални данни

В настоящата глава се разглежда подробно определянето на работните характеристики на хидравлична демпфираща опора на фирмата „Topran“. Тази задача е с аналитичен и експериментален характер.

В разглежданите модели и в предварително изградената експериментална методика, могат да се различат фактори, количествено измерими чрез преки експериментални изследвания и такива, за чието определяне са необходими допълнителни функционални връзки.

Проведените експерименти се разделят според горе-посочените интервали и се изпълняват през определена стъпка. Данните за тях се дадени в табл. 5.1.

Поредност на проведените експерименти

Таб. 5.1

№ на проведен експеримент	Амплитуда mm	Честота Hz	Предварителен товар kg
1	1; 1.5; 2; 2.5	2	110
2	1; 1.5; 2; 2.5	4	110
3	1; 1.5; 2; 2.5	6	110
4	1; 1.5; 2; 2.5	8	110
5	1; 1.5; 2; 2.5	10	110
6	0.5	12	80
7	0.5	14	80
8	0.5	16	80
9	0.5	18	80
10	0.5	20	80

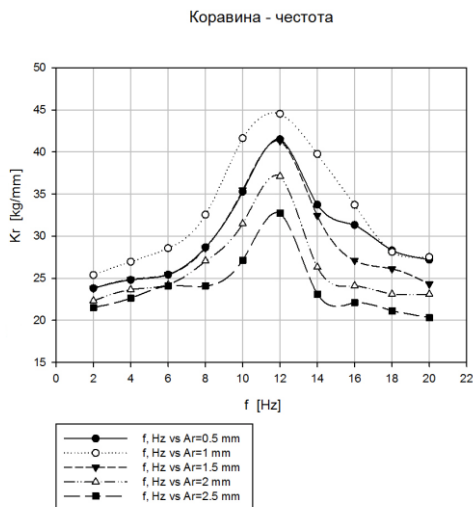
От таблицата се вижда, че първите няколко опита са реализирани в интервала от 1 до 2.5 mm, стъпката през която са изменяни амплитудите съответства на 0.5 mm, а предварителният товар е в рамките на 110 kg.

Тъй като интервалите, в които опората действа като виброизолиращо устройство е от 12 Hz, за него е прието амплитудата да се изменя в тесни граници. Поради малките стойности на амплитудите, в този интервал са реализирани пет на брой опита. Предварителното натоварване е до 80 kg.

Разликите в натоварванията при изследваните работни интервали са вследствие от конструктивните особености на двата експериментални стенда, използвани при изпитванията на хидравличната виброопора.

Смущаващите честоти са от 2 до 20 Hz, като се изменят със стъпка 2 Hz, в хода на провеждане на експерименталните изследвания.

Проведените изпитвания са изпълнени при постоянна температура и при едни и същи външни условия. Изпитванията са проведени в лабораториите на Технически университет София-филиал Пловдив. Експерименталната работа не засяга влиянието на външните източници върху работният флуид, намиращ се в хидравличната виброопора.



Фиг. 5.1 Експериментални данни - коефициент на еластична възстановителна сила и честота на смущение

На база експерименталните данни и съответните полиномни модели, получени посредством метода на регресионният анализ, може да се заключи, че при амплитуди по-малки от един милиметър, силата предавана към основата се апроксимира посредством линеен модел. В дапазона от

един милиметър до два милиметра и половина, моделите, чрез които се апроксимира предаваната сила, са най-често от втора степен.

На фиг. 5.1 е представена фамилия от криви получени след определяне полиномните модели и представяйки еластичната възстановяваща компонента в зависимост от честота на смущение.

Установена е и собствената честота на виброопората въз основа на данните, получени от експерименталното изследване табл. 5.2.

Собствена честота на виброопората

Таб. 5.2

Амплитуда mm	Честота Hz	Собствена Честота Hz	Коравина kg/mm
0.5	2 до 20	8.8123	30.0119
1	2 до 20	9.1978	32.8792
1.5	2 до 20	8.6795	28.9566
2	2 до 20	8.2587	26.2594
2.5	2 до 20	7.8177	23.8982

ИЗВОДИ

1. Разработено и реализирано е експериментално изследване на хидравлична виброизолираща опора на фирмата „Topran“.

2. Реализирана е програма за определяне степента на полиномните модели, описващи динамичното поведение на опората.

3. Изучен е процеса на работа на хидравличната виброопора, като са определени: *собствената ѝ честота*, фамилията криви, описващи изменението на *коефициента на еластично възстановяване* и *коефициента на демпфиране*

4. Показано е експериментално, че коравината на системата зависи от амплитудата на смущението, което бива съобщено.

5. Според експерименталното изследване на тестовият образец, коефициента на еластично възстановяване (*коравина*) достига своя пик при *честота на смущение* – $f = 12\text{Hz}$.

ГЛАВА 6. Определяне на работни параметри и резултати

Използването на съвременните технологии за подобряване на комфорта и редуциране на неприятните усещания или вредните въздействия върху съоръженията, породени от некачествена виброизолация е задача с висок приоритет.

Във всички механични системи, предмет на виброзащита, можем да различим следните основни елементи - *източник* на вибрации и *обект*, който е необходимо да бъде изолиран от източника. Тази задача успешно се решава посредством въвеждането на подходящи връзки, имащи за цел разсейване на енергията посредством вътрешно триене или посредством други способности за дисипация на енергия. Подобна връзка се явява и хидравличната демпфираща опора, тя успешно включва в себе си както еластично, така и вискозно съпротивление, необходимо за коректната работа на един виброизолатор.

Разгледаните модели в настоящата работа имат за цел да изяснят поведението на хидравличната демпфираща опора и да спомогнат за определянето на основните параметри, участващи в процеса на проектиране на подобен тип вибро-гасител.

Разгледани са основните конструктивни елементи, изграждащи такива опори и съпътстващите ги математически модели. Тъй като съществува многообразие от представители на подобен тип вибро-гасители, е невъзможно да обединим всички под общ знаменател, тъй като всяка промяна в конструкцията би довела до промени в модела на виброопората.

В настоящата работа е разгледан такъв вибро – гасител, който включва в себе си само основните черти, намиращи приложение във всички останали конструкции.

Точно поради това за тази цел е избран хидравличен вибро-гасител на фирмата „Topran“ фиг. 6.1.



Фиг. 6.1 Хидравлична демпфираща опора на фирма „Topran“

Показаната в разрез виброопора съдържа в себе си всички основни конструктивни параметри на класически виброгасител от този тип:

- Преграда със спираловиден канал;
- Фиксирана мембрана – разделяща двете камери;
- Чаша – понасяща основната тежест на механизма;
- Диафрагма – служеща като хидроакумулатор за изтласканата течност от горната камера.

Работните параметри на хидравличната виброопора са зависими както от материалните характеристики, приписващи определени свойства на вибро-гасителя така и от геометричните характеристики на съответната опора. Представените в таб. 6.1 параметри описват изследваната хидравлична демпфираща опора.

Параметри хидравлична виброопора

Таб. 6.1

Коефициент на еластично възстановяване	k_r	$235 \text{ kN} / \text{m}$
Коефициент на демпфиране	b_r	$200 \text{ Ns} / \text{m}$
Площта заградена от еластичният елемент	A_1	$5.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
Напречното сечение на инерционния канал	A_i	$8.4 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$
Ефективната дължина на инерционния канал	l_i	$165 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Коефициент на линейно съпротивление	R_i	$1.5 \cdot 10^8 \text{ Ns} / \text{m}^5$
Плътноста на работният флуид	ρ	$1028 \text{ kg} / \text{m}^3$
Коефициент отчитащ свиваемостта	C_1	$2.5 \cdot 10^{-11} \text{ m}^5 / \text{N}$

Параметрите представени в табл. 6.1 са предоставени от производителя на хидравличната виброопора. Тези параметри, чиито стойности могат да бъдат измерени пряко посредством измервателни инструменти са проверени за потвърждаване достоверността на информацията.

Разглежданите в предишни глави модели ни дава възможност да упредим разглежданата виброопора според конструктивните ѝ параметри като хидравлична виброопора с неподвижна преграда.

Математически модел описващ адекватно подобен тип опори, вземайки под внимание честотният диапазон, в който са изпълнени експериментите от 2 до 20 Hz, е нискочестотният линеен модел с две степени на свобода.

В табл. 6.2 са представени основните зависимости изведени във втора глава. Тези зависимости включват:

коефициент на относително затихване – ξ ,

коефициентът на еластичната връзка (коравина) – k_r и

собствената кръгова честота – ω_n .

Основни зависимости на хидравлична виброопора

Таб. 6.2

Собствената честота	f_{n1}	9.19 Hz
Собствената честота	f_{n2}	22.4 Hz
Коефициент на относително демпфиране	ζ_1	0.63
Коефициент на относително демпфиране	ζ_2	0.26

Сравнение между теоретичните и експерименталните данни за собствената честота на опората е представено в табл. 6.3. За оценка е използвана относителната грешка в проценти, спрямо експериментално получените стойности.

Сравнение между теоретичните и експериментално получените честоти

Таб. 6.3

Собствената честота от теоретичен модел	f_{n1}	9.19 Hz	Относителна грешка %
Собствената честота от експериментален модел	f_{n1}	8.81 Hz	4,13
Собствената честота от експериментален модел	f_{n1}	9.19 Hz	0
Собствената честота от експериментален модел	f_{n1}	8.67 Hz	5,65
Собствената честота от експериментален модел	f_{n1}	8.25 Hz	10,22
Собствената честота от експериментален модел	f_{n1}	7.81 Hz	15,01

Наблюдава се добра степен на съответствие с теоретично получените собствени честоти на опората в голям брой от изследваните случаи.

Причините за разликите между теоретичните и експериментално получените собствени честоти, при последните два резултата, се дължат на направените допускания при математическото моделиране на опората:

- не са отчетени ефекти, свързани с промените в температурата на работният флуид и заобикалящата среда
- съпротивителна сила е приета за пропорционална на първата степен на скоростта
- пренебрегната е промяната във вискозитет на флуида в процеса на работа

Взимайки под внимание причини за несъответствията може да се твърди, че математическите модели, изградени във втора глава, дават задоволителни резултати спрямо зависимости, получени посредством методиката, представена в глава четвърта.

Работните характеристики на хидравличната опора не могат да бъдат определени посредством пряко измерване. Използваната методика има за цел определянето на зависимостта на силата от преместването и скоростта (6.1), посредством получените чрез директно измерване данни за сила и преместване във времето (6.2).

$$F(x, v) \quad (6.1)$$

$$\tilde{F}(t_i), \tilde{x}(t_i) \quad (6.2)$$

Въпроса за степента на полинома (6.3) се решава чрез последователно увеличаване на степента спрямо всяка една от променливите, докато не се изпълни условието.

$$\int_0^T \{F[x(t), v(t)] - F(t)\} dt \rightarrow \min \quad (6.3)$$

В глава пета табл. 5.2. са представени полиномите, апроксимиращи силата, в зависимост от скоростта и преместването. Според тези модели може да се заключи, че влиянието на квадратичните членове е пренебрежимо малко.

Така определената характеристика (6.1) може да се използва за намирането на коравината, собствената честота и коефициента на демпфиране на опората.

Параметрите, дадени в табл. 6.1, са различни за всяка една опора, те могат да бъдат получени посредством експериментална дейност или чрез изграждане база данни за реализиране регресионни модели за отчитане влиянието на всеки един от тях.

Оценката на ефективността на виброзащитата на разглежданият от нас виброизолатор се извършва чрез въвеждане на безразмерен коефициент, този коефициент е известен като коефициент на виброизолация T_r .

Експериментално получените резултати

Таб. 6.4

Коравина $k_{r\text{dyn}} \cdot 10^4$ (N / m)	Собст. честота f_n (Hz)	Честотно отношение f / f_n	Коеф. на отн. демпиране ξ	Коеф. на виброизол. T_r
22.40	6.78	0.15	3.49	1.0
23.82	6.83	0.29	1.71	1.0
24.87	7.00	0.57	0.87	1.2
25.43	6.94	0.86	0.62	1.3
28.60	7.66	1.04	0.56	1.4
35.48	8.24	1.21	0.53	1.3
41.32	9.65	1.24	0.48	1.2
32.45	8.34	1.68	0.31	0.7
27.12	8.24	1.94	0.27	0.5
26.12	7.96	2.26	0.23	0.3
24.32	7.78	2.57	0.20	0.3

Получените резултати, представени в таблицата, са за честоти на смущение от 2 до 20 Hz.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предмет на дисертационната работата е: теоретично и експериментално изследване на предварително изградени модели на хидравлични демпфиращи опори с цел използването им в процеса на проектиране.

Основните резултати, получени в дисертацията, могат да бъдат обобщени по следният начин:

1. Избран е подходящ математически модел за определяне работните характеристики на изследваната хидравлична демпфираща виброопора.
2. Изработена е специална лабораторна установка (стенд) за валидиране работните параметри на тестовият образец.
3. Избран е подходящ метод за количествено определяне на демпферните характеристики на хидравличните виброопори.
4. Разработени са методи за определяне на собствената честота, коравината и коефициента на затихване.
5. Разработено и реализирано е експериментално изследване на хидравлична виброизолираща опора на фирмата „*Topran*”.
6. Реализирана е програма за определяне степента на полиномните модели, описващи динамичното поведение на опората.
7. Изучен е процеса на работа на хидравличната виброопора, като са определени: собствената ѝ честота, коефициента на еластично възстановяване и коефициента на демпфиране.
8. Извършен е сравнителен анализ между теоретичните и експериментално получените резултати за собствената честота на изследваната виброопора.
9. Направена е оценка на ефективността на виброзащитата на разглеждания виброизолатор.

НАУЧНО-ПРОЛОЖНИ И ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

1. Реализирано е експериментално изследване на хидравлична виброизолираща опора на фирмата „Торпан“ и определяне работните и характеристики.

2. Разработени са методи за определяне на собствената честота, коефициента на еластично възстановяване и коефициента на затихване на хидравлични виброопори.

3. Предложени са методични указания за количествено определяне на динамичните характеристики на хидравличните виброопори с цел използването им в процеса на проектиране.

4. Изработена е специална лабораторна установка (стенд) за валидиране работните параметри на тестовият образец, спрямо математически моделираният еквивалент.

5. Реализирана е програма за определяне степента на полиномните модели, описващи динамичното поведение на опората, спрямо данните получени посредством експерименталното изследване.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ДИСЕРТАЦИЯТА

1. Д. Русчев, И. Ташев, „Определяне на работните характеристики на хидравлична демпфираща опора“, Механика на машините, т. 108, 2014 г. стр 49 - 52.

2. Д. Русчев, И. Ташев, „Изследване виброизолиращите характеристики на хидравлична демпфираща опора“, Научни трудове на Съюза на учените в България – Пловдив Серия В. Техника и технологии, том XIV, 2017 г., стр. 85 – 88.

3. И.Ташев, „Критерий за честотна зависимост на коефициента на демпфиране на механична система“, Научни трудове на Съюза на учените в България – Пловдив Серия В. Техника и технологии, том XIV., 2017 г., стр. 121 – 124.

4. Д. Русчев, И. Ташев, „Електромеханичен стенд за изпитване на хидравлични демпфиращи опори“, Сборник (доклади) Федерация „Наука и висше образование при пловдивски висши учебни заведения“, VII Национална научна конференция 2017 г., стр. 157 – 162.

ANNOTATION

MODELLING AND STUDYING OF HYDRAULIC ENGINE MOUNTS

Author: Eng. Ivan Tashev

Subject of this thesis is to determine the dynamic behavior of a real hydraulic engine mount.

Solving this tasks leads to prerequisites for improving the performance of similar types of vibration protection devices.

In this work the dynamic properties of a hydraulic engine mounts were investigated, through a specially designed for this purpose testing equipment.

The object of this study is to determine the natural frequencies, the stiffness and the damping coefficient of the dynamic system, as well as the detection of functional dependence between them.

For the validation of the model an experimental study was carried out using a hydraulic engine mount produced by the company "Topran".

Using a special software package developed in the language of Wolfram Mathematica and SIGMAPLOT, the identification of the polynomial models describing the operation of the hydraulic engine mount was made possible.