

**МИННО-ГЕОЛОЖКИ УНИВЕРСИТЕТ „СВ. ИВАН РИЛСКИ”
СОФИЯ**

МИННО ЕЛЕКТРОМЕХАНИЧЕН ФАКУЛТЕТ

Катедра „Механизация на мините”

ас. маг. инж. Симеон Руменов Савов

**Изследване на механични и технологични параметри на
конусни инерционни трошачки тип КИД**

АВТОРЕФЕРАТ

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

**Научна специалност: „Механизация на мините”
Професионално направление 5.8. „Проучване, добив и обработка на
полезни изкопаеми”**

София, 2014

Дисертационният труд е в обем 254 страници, съдържащи текст, 167 фигури, 61 таблици, списък с използваните 143 литературни източници и сайтове и 23 приложения в обем от 79 страници, съдържащи 174 фигури и 112 таблици.

Дисертационният труд е обсъден и насрочен за защита на разширен катедрен съвет на катедра „Механизация на мините“ при Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“ – София, състоял се на 17.11.2014 г. – с протокол № 5.

Докторантът работи като асистент в катедра „Механизация на мините“ при Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“ – София.

Номерацията на таблиците и фигурите в автореферата съответства на номерацията в дисертационния труд.

Защитата на дисертационния труд ще се състои на 02.02. 2015 г. от 11.00 часа в зала № 22 на Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“ – София, на открито заседание на научното жури.

Материалите по защитата (дисертации и рецензии) са на разположение на интересуващите се в сектор „Студентска и преподавателска мобилност“ на Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“ – София.

Адрес: МГУ „Св. Иван Рилски“,
София 1000,
Студентски град, ул. „проф. Боян Каменов“ №1,
Ректорат, ет. 3, стая 79, тел. 80 60 209.

Автор: **ас. маг. инж. Симеон Руменов Савов**

Заглавие: **Изследване на механични и технологични параметри на конусни инерционни трошачки тип КИД.**

Тираж: 25 броя.
Издателска къща „Св. Иван Рилски“ при МГУ – София.

ОБЩА ХРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Цел на дисертационния труд

Целта на настоящия дисертационен труд е чрез изследване на технологичния (работния) процес на трошене на материали в трошачка тип КИД, както и чрез изследване на динамичните параметри на КИД да се изследват (разкрият) взаимовръзките между механичните и технологичните параметри в конусни инерционни трошачки.

Актуалност

Динамичните промени в световната икономика водят до необходимост от разработването на все по-бедни находища на полезни изкопаеми. Последното налага разтрошаването на огромни маси руди с цел разкриване на рудните минерали при преработката на полезните изкопаеми. В същото време нараства обемът на консумацията на натрошен материал за нуждите на строителната и преработвателната промишленост. От друга страна поради непрекъснатото повишаване на цените на електрическата енергия се увеличава търсенето на машини за трошене, които да имат висока степен на трошене и производителност, като едновременно с това нисък разход на енергия, каквато машина е трошачката тип КИД.

Актуалността на настоящото изследване се определя от практическото значение на разработените методики за динамично моделиране и експериментално изследване, както и от експерименталните резултати, получени при изследванията на работния процес на машината. Направеното изследване разрива връзката между механичните и технологичните параметри на разглежданата трошачка. Моделите и методиките са приложими при проектиране и експлоатация на принципно подобни машини.

Практическа приложимост

Въз основа на теоретичните и експерименталните изследвания са получени данни, които могат да се използват при проектирането, изследването и оптимизирането на подобен тип машини с оглед увеличаване на техническата, технологичната и икономическата им ефективност.

Разработена е методика за експериментално изследване и измерване на вибрационни параметри на КИД, както и методика за експериментално изследване на работния режим на машината. Методиките да приложени върху реална трошачка тип КИД-300 за изследване на режимите на работа на машината.

Научна значимост и новост

На базата на проведения експеримент са създадени математични модели на трошенето в КИД, чрез които са получени регресионни уравнения за три целеви функции – производителност, относителен енергоразход и зърнометричен състав на готовия продукт.

Разработени са динамични модели, описващи поведението на механичната система на КИД в равнината и в пространството, както и динамичен модел симулиращ процеса на развъртане на задвижващата система на машината. Чрез създадените модели да направени числени симулационни експерименти за определяне на механични характеристики и параметри на КИД. Динамичните модели могат да се използват и за други принципно подобни машини.

Реализиране на работата

Настоящото изследване е извършено в периода 2011–2014 г. Натурните експерименти и изследвания са направени върху КИД-300, която се намира в лаборатория „Зърнометрична подготовка на суровините“ към катедра „Обогатяване и рециклиране на суровини“ в Миннотехнологичния факултет на МГУ-София.

Одобряване на работата

Работата е докладвана на етапи и като цяло на заседание на катедра „Механизация на мините“ при Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“ – София.

Публикуване

Основните резултати от дисертационния труд са представени в 5 публикации списък, на които е представен в края на автореферата, като две от тях са докладвани на Международна научна сесия 2014 на МГУ „Св. Иван Рилски“ – София, една е докладвана на 15-ти Балкански

конгрес по преработка на минерални суровини и две от тях са публикувани в научно списание „Българско списание за инженерно проектиране“.

Структура и обем на работата

Дисертационният труд е структуриран в 8 глави с общ обем 254 страници, съдържащи текст, 167 фигури, 61 таблици, списък с използваните 143 литературни източници и сайтове и 23 приложения в обем от 79 страници, съдържащи 174 фигури и 112 таблици.

СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

ГЛАВА I ОБЗОР НА ЛИТЕРАТУРАТА

Конусните трошачки намират широко приложение в много отрасли на промишлеността. В световен мащаб повече от 60 % от обемът на разтрошаваните минерални суровини се получава от конусни трошачки. В етапите на средно и дребно трошене обемът на разтрошаваните материали с конусни трошачки е над 75 %. Също така трябва да се отбележи, че около 50-60 % от капиталовложенията (експлоатационни разходи и енергозагуби) за преработване на рудни полезни изкопаеми се изразходват за процесите трошене и смилане, като по-големият дял е за процеса смилане. Конусните трошачки са най-разпространените трошачки. Конусната инерционна трошачка тип **КИД** (**К**онусная **И**нерционная **Д**робилка) практически се явява следващо ниво на развитие на трошачка за дребно трошене тип „Symons“ произвеждана от фирма „Metso Minerals“ (Финландия, Швеция, САЩ) и от някои руски заводи.

В конструктивен план задвижващата система на КИД е малко по-сложна от тази на класическите конусни трошачки задвижвани с ексцентрик. Повечето от детайлите на КИД са същите, както и при ексцентриковите конусни трошачки за средно и дребно трошене. Основната конструктивна особеност на КИД е липсата на твърда кинематична връзка в задвижването на вътрешния конус. Вътрешният конус в КИД се задвижва от инерционен вибратор дебалансен тип, за разлика от останалите типове конусни трошачки, при които вътрешният конус се задвижва от ексцентрик.

Конусните инерционни трошачки намират широко приложение в много отрасли на промишлеността. Получаваният продукт от този вид трошачки е с добри показатели, например висока степен на кубичност, наличие на малко ситнеж и минералните зърна са с висока степен на разкриване (наличие на малко количество срастъци), поради селективността на процеса трошене. Преработваните от тези машини материали са с много висока якост.

Трошачките КИД са високо производителни машини със сравнително нисък относителен енергоразход и с доста висока степен на трошене. Имат възможност за регулиране на механичните (на трошачката) и технологичните (на режима) параметри в зависимост от физико-механичните характеристики на материала с цел осигуряване на оптимален работен режим на машината. Трошачките КИД могат да работят в „сух“ и в „мокър“ режим, като пресмилат материала в минимална степен.

Регулирането на едрината на готовия продукт и на производителността на машината в трошачките КИД се извършва чрез изменение на големината на силата на трошене. Оптималната и стойност зависи от физико-механичните характеристики на разтрошавания материал и моментното му състояние. Стойността на силата на трошене се определя от центробежната сила на дебалансния вибратор. Тя от своя страна може да се регулира, чрез изменението на статичния инерционен момент на дебалансния вибратор или чрез изменението на неговите обороти. Едновременно с това производителността на машината зависи още от широчината на статичния разтоварен отвор, от това дали режима на работа е „сух“ или „мокър“ и от честотата на люлеене на вътрешния конус. Поради възможността за регулиране на значителен брой параметри се получават различни механични и технологични режими на работа.

Вследствие на експлоатацията на този вид трошачки за достатъчно дълъг период от време са установени някои проблеми от чисто механичен характер. Това са проблеми свързани с:

- бързото износване на облицовките на външния и вътрешния конус;
- загряването на работното масло над допустимата температура (при продължителна работа) и намаляване на срока на служба на плъзгащите лагери;

- проникване на вода в маслената камера на машината (това важи за трошачки работещи в „мокър“ режим на работа);
- дефектиране на плъзгащия цилиндричен лагер на дебалансия вибратор и на сферичния опорен лагер на вътрешния конус;
- дефектиране на маслените помпи от мазилната система на трошачката;
- попадане на едри парчета от гумено-транспортната лента на захранващите транспортёри в трошачната камера на машината, което не води до повреда на машината, но причинява спиране и забавяне на работния процес.

Представеният в настоящата глава анализ на конусните инерционни трошачки, както и получените резултати от внедряването на първите образци от този вид машини у нас водят до следните изводи:

- Не съществува точна и ясна методика за постигане на оптимални работни параметри на този вид трошачки поради спецификата им на работа. Поради което те не реализират пълните си възможности в установен режим на работа в промишлена среда.

- Наличие на възможности за експериментирание с режима на работа, чрез изменение на технологични и механични параметри на машината. Режимите на работа не са изследвани до този момент в достатъчна степен, както теоретично, така и в реални условия на работа.

- Не са изследвани в достатъчна степен динамичните параметри на този вид машини. Особено с възможностите на съвременните софтуерни продукти.

- Няма ясна и точна теоретична методика за изчисляване на основните механични параметри на този вид трошачки.

- В литературата няма представени сравнително точни (за практически цели) зависимости между механичните и технологичните параметри на този тип машини.

- Не са известни цялостни теоретични или теоретико-експериментални методики и зависимости за определяне на зърнометричния състав на готовия продукт, производителността и енергоразхода на тези машини. До този момент са направени само частични експериментални изследвания върху различни типоразмери трошачки при работа с определен материал.

- В литературата няма данни за изследвания и резултати относно индексът на Бонд при трошене в такъв тип машини.

- Установени са сериозни механични проблеми свързани с експлоатацията на КИД. Причините за тези проблеми не са напълно изследвани и изяснени, поради което не е намерено решение за отстраняването им в дългосрочен план.

Този вид машини са сред най-модерните конусни трошачки, имат сериозен потенциал за развитие и все още не са достигнали границите на пълните си възможности и приложение в промишлеността.

ГЛАВА II

ЦЕЛ И ЗАДАЧИ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

На базата на представения анализ и изводи относно конусните инерционни трошачки, както и от получените резултати от внедряването на първите образци от този вид машини у нас, е определена следната цел на дисертационния труд а именно:

2.1. Цел на настоящия дисертационен труд

Изследване на взаимовръзките между механични и технологични параметри на конусни инерционни трошачки тип КИД.

За постигане на поставената цел е необходимо решаването на следните основни задачи:

2.2. Задачи за постигане на целта на дисертационния труд

2.2.1. Да се определят механичните параметри на КИД и взаимовръзките между тях като:

- се направи триизмерно моделиране на КИД-300 със средствата на съвременните CAD системи;
- се направи методично изследване на механичните параметри и характеристики на КИД-300;
- се определят силовите взаимовръзки в КИД-300.

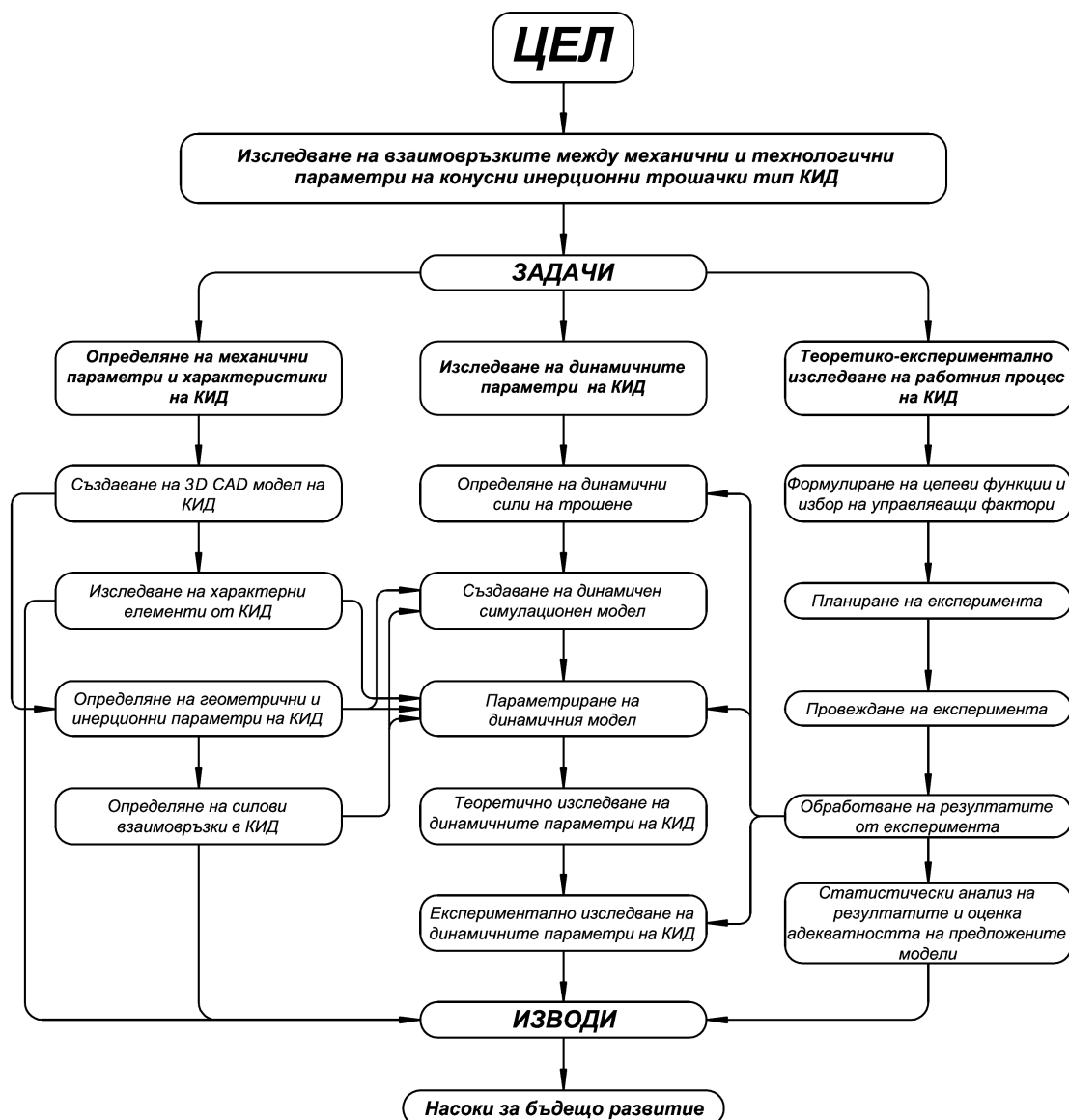
2.2.2. Да се изследва работния процес на трошене в КИД като:

- се създаде и приложи методика за теоретико-експериментално изследване на работния процес в КИД, която включва:
 - формулиране на целеви функции;
 - избор на управляващи фактори;
 - планиране на експеримента.
- се проведе експеримент в лабораторни условия върху КИД-300;
- се обработят математически и статистически получените резултати;
- се анализират получените резултати и направят съответните изводи като:
 - се изследва зърнометричния състав на готовия продукт;
 - се изследва производителността на машината по готов продукт;
 - се изследва специфичния енергоразход на процеса трошене.

2.2.3. Да се изследват динамичните параметри на КИД като:

- се определят динамичните сили на трошене в КИД-300;
- се моделира динамиката на многомасов равнинен модел на КИД-300.
- се моделира динамиката на едномасов пространствен модел на КИД-300;
- се симулира динамиката на КИД-300;
- се създаде и приложи методика за експериментално изследване на динамичните параметри на КИД-300.

Стъпките за решаването на така формулираните основни задачи са представени във вид на блок схема на фигура 2.1.



Фигура 2.1. Цел и задачи на дисертационния труд

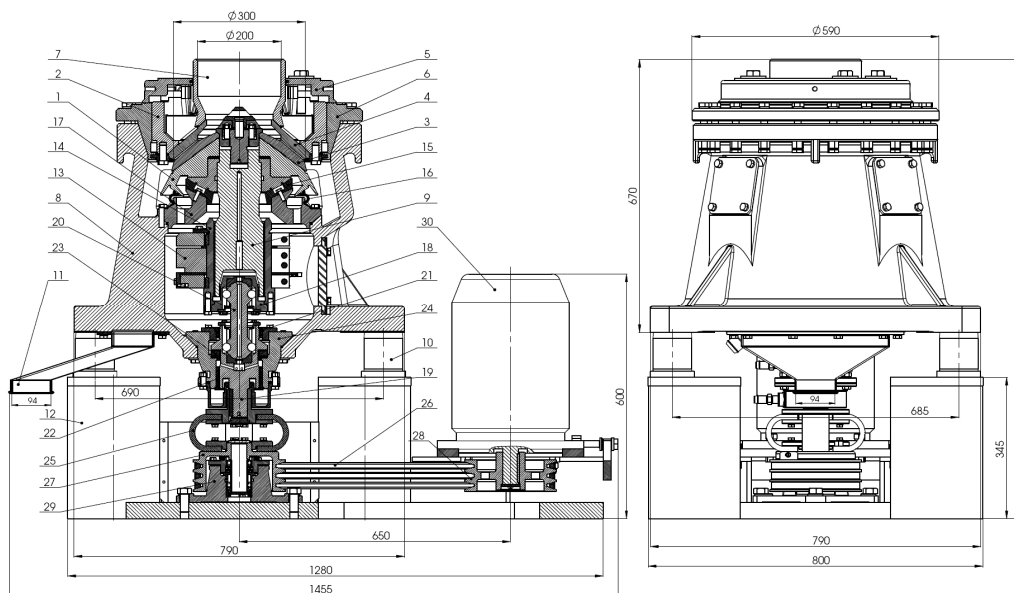
ГЛАВА III

МЕХАНИЧНИ ПАРАМЕТРИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ НА КОНУСНА ИНЕРЦИОННА ТРОШАЧКА КИД-300

Настоящата глава разглежда определянето на динамичните взаимовръзки на силите създавани в КИД-300. Изясняват се конструктивното устройство, принципа на действие, кинематичната и силовата схема на задвижването на трошачката.

3.1. Конструктивни параметри на конусна инерционна трошачка КИД-300

3.1.1. Конструктивно устройство и принцип на действие



Фигура 3.1. Конусна инерционна трошачка тип КИД-300, където:

1 – вътрешен трошач конус; 2 – външен трошач конус; 3 – облицовъчна броня на вътрешния конус; 4 – облицовъчна броня на външния конус; 5 – контра фланец; 6 – опорен фланец; 7 – приемен бункер; 8 – корпус; 9 – вал на вътрешния конус; 10 – гумени амортизатори (тампони); 11 – разтоварна фуния; 12 – фундаментна рама; 13 – регулируем дебалансен вибратор; 14 – втулка на дебаланса; 15 – сферичен лагер; 16 – противопопашово контактно уплътнение; 17 – опорен фланец на сферичния лагер; 18 – шарнирна опора; 19 – опорен вал; 20 – карданен вал (шпиндел); 21 – горен радиален плъзгащ лагер; 22 – долен радиален плъзгащ лагер; 23 – аксиален плъзгащ лагер; 24 – опорна чаша; 25 – еластичен съединител; 26 – клиноремъчна предавка; 27 – задвижвана ремъчна шайба; 28 – задвижваща ремъчна шайба; 29 – лагерен възел; 30 – задвижващ електродвигател.

Принципната схема на КИД-300 е дадена на фиг. 3.1. Тя се състои от корпус (8), вътре в който са разположени външния конус (2) и вътрешния трошач конус (1), който от своя страна е монтиран върху сферичния лагер (15). Двата конуса са защитени от износване с облицовъчните конуси (брони) (3) и (4). Камерата на трошене се оформя от повърхностите на облицовъчните брони съответно на външния и вътрешния конус. Корпусът на трошачката е монтиран върху фундаментната рама (12) посредством гумените амортизатори (тампони) (10), които са 4 на брой и служат за изолиране на фундамента от вибрациите на корпуса. Върху корпуса е закрепен твърдо с болтове опорният фланец (6), който има вътрешна трапецовидна резба, в която се навива външния конус. Регулирането на разтоварния отвор на трошачката се осъществява, чрез вертикалното преместване на външния конус по резбата на опорния фланец. С помощта на контра фланеца (5) външният конус се повдига и фиксира към опорния фланец по време на трошенето. Над външният конус е поставен приемния бункер (7). Материалът постъпва в него, непосредствено от хранящия бункер на трошачката под действие на собственото си тегло и навлиза в камерата на трошене, където се разтрошава. Разтоварването на готовия продукт става през разтоварната фуния (11). В корпуса на трошачката е монтиран опорният фланец (17) заедно със сферичния лагер. Под сферичния лагер в корпуса се намира маслената камера на трошачката. Маслената камера и сферичният лагер се изолират от заграденото работно пространство, чрез противопопашово контактно уплътнение (16). В маслената камера се намира регулируемият дебалансен вибратор (13). Втулката на дебалансия вибратор (14) обхваща вала на вътрешния конус (9). Към втулката външно са

закрепени дебалансните маси (3 броя) на вибратора. В долната част на втулката е монтирана шарнирната опора (18), в която влиза горната сферична глава на карданния вал (шпиндел) (20), осигуряващ карданна връзка между дебалансния вибратор и задвижването. Въртящият момент създаван от задвижващия електродвигател (30) се предава чрез клиноремъчна предавка (26) и еластичен съединител (25) на опорния вал (19). В опорния вал влиза долната сферична глава на карданния вал. Той от своя страна задвижва втулката с дебаланса, от където движението се предава на вътрешния конус. Втулката на дебаланса и валът на вътрешния конус образуват цилиндричен плъзгащ лагер. Опорният вал е лагериран в опорната чаша (24) с помощта на два радиални плъзгащи лагера (21) и (22) и един аксиален плъзгащ лагер (23). Опорната чаша е монтирана в долната част на корпуса на машината и поема теглото на дебалансния възел, карданния и опорния вал. Клиноремъчната предавка се състои от задвижваща ремъчна шайба (28) монтирана на вала на електродвигателя, задвижвана ремъчна шайба (27) монтирана към фундаментната рама с помощта на лагерния възел (29) и три броя ремъци. Задвижваната ремъчна шайба е монтирана на ос, която е лагерирана с помощта на два радиални сачмени едноредни търкалящи лагера в лагерния възел (29).

Принципът на действие на КИД-300 е следния:

1) Настройва се дебалансния вибратор на съответната степен. Дебалансния вибратор е съставен от три маси, две от които са неподвижни, а средната може да се измества и фиксира спрямо тях. По този начин се променя ексцентрицитетът на центъра на тежестта на дебаланса.

2) Настройва се широчината на статичния разтоварен отвор на трошачката (при празна трошачна камера). За целта се освобождава контра фланеца (5), като се развиват неговите болтове, след това се завърта ръчно външния трошач конус (2) на съответния ъгъл, след което болтовете на контра фланеца се стягат.

3) Пуска се в действие маслената станция захранваща с масло под налягане плъзгащите лагери на машината. Станцията се настройва с помощта на регулиращ шибър да подава масло със съответното налягане.

4) Запълва се трошачната камера с материал. По време на работа на трошачката е необходимо да се осигури непрекъснато подаване на материал в камерата на трошене, недопустима е работа на машината на празен ход.

5) Включва се задвижващият електродвигател (30) на трошачката, който задвижва дебалансния вибратор (13) посредством клиноремъчната предавка (26), еластичния съединител (25), опорния вал (19) и карданния вал (20). Дебалансния вибратор създава смущаваща кръгова инерционна сила и предавайки я на вала на вътрешния конус през цилиндричния плъзгащ лагер, принуждава вътрешния конус да извършва прецесионно движение върху сферичния лагер. Материалът се разтрошава, като вътрешният конус се търкаля върху слоя от материал и го притиска към външния конус. Готовият продукт се разтоварва през разтоварната фуния (11).

По време на работа външният трошач конус (2) заедно с корпусът (8) монтиран върху четири гумени амортизатора (10) извършва сложно пространствено движение с шест степени на свобода (три трансляционни движения и три ротационни) спрямо неподвижната фундаментна рама. Вътрешният конус (1) извършва пространствено движение с три степени на свобода (три ротационни движения) спрямо външния конус и корпуса на машината. Дебалансния вибратор (13) извършва ротационно движение (една степен на свобода) спрямо вътрешния конус.

3.1.2. Геометрични параметри на КИД-300

Трошачката е моделирана в CAD среда на SolidWorks. За всеки един детайл на машината са зададени геометричните размери и материала, от който е изработен, по този начин CAD системата автоматично определя масовите параметри на цялата машина и на нейните елементи. От 3D CAD модела са получени всички геометрични параметри на камерата на трошене и на самата трошачка. Някои геометричните параметри на КИД-300 са представени в таблица 3.1., а геометричните параметри на камерата на трошене са представени в таблица 3.2.

Таблица 3.1. Геометрични параметри на КИД-300

Параметър	Означение	Стойност	Разм.
Диаметър на вътрешния конус	D_k	0,300	m
Ъгъл при основата на вътрешния конус	γ	40	deg
Разстояние от центъра на сферичния лагер до равнината на въртене на центъра на тежестта на дебаланса	l	0,3734	m
Разстояние от центъра на сферичния лагер до центъра на тежестта на вътрешния конус	l_3	0,1618	m
Разстояние от центъра на сферичния лагер до ръба на облицовката на вътрешния конус	l_4	0,1946	m
Площ на облицовката на вътрешния конус	$S_{\text{вътр}}$	0,10496	m ²
Площ на облицовката на външния конус	$S_{\text{външ}}$	0,094826	m ²
Площ на вътрешната повърхност на приемния бункер	$S_{\text{бк}}$	0,09155	m ²

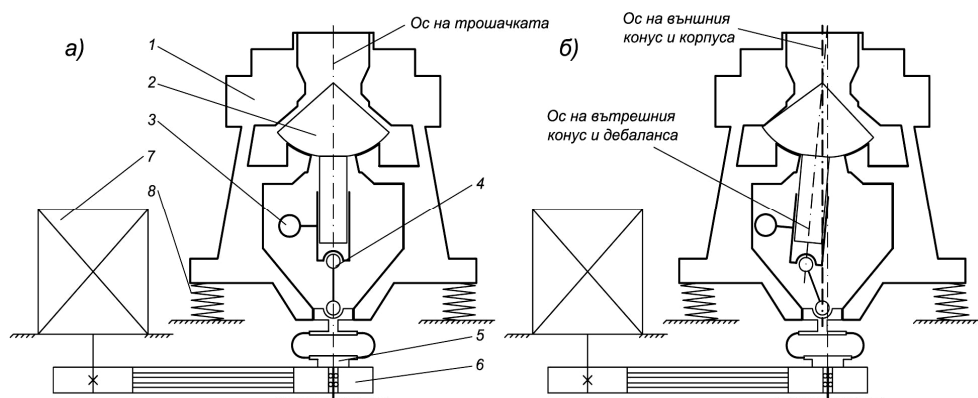
Таблица 3.2. Геометрични параметри на камерата на трошене

Параметър	Означ.	Стойност					Разм.
		Минимална	Долно ниво	Средно ниво	Горно ниво	Максимална	
Широчина на статичния разтоварен отвор	b	0	4	6	8	18	mm
Ъгъл на прецесия на вътрешния конус*	ε^*	0,0'0"	0,35'35"	0,53'36"	1,11'46"	2,45'49"	deg
Амплитуда на центъра на тежестта на вътрешния конус*	e_1^*	0	0,001675	0,00252	0,00338	0,00776	m
Амплитуда на ръба на облицовката на вътрешния конус*	S_0^*	0	0,00202	0,00303	0,00406	0,00933	m
Дължина на паралелната зона	$l_{пз}$	0,07167	0,07064	0,0698	0,06896	0,06477	m
Обем на камерата на трошене	V^k	0,001258	0,001395	0,001463	0,001531	0,001863	m ³
Обем на камерата на трошене (приемна зона)	$V_{пр.з.}^k$	0,000684	0,000630	0,000604	0,000578	0,000449	m ³
Обем на камерата на трошене (средна зона)	$V_{ср.з.}^k$	0,000574	0,000649	0,000688	0,000727	0,000937	m ³
Обем на камерата на трошене (паралелна зона)	$V_{пар.з.}^k$	0	0,000116	0,000171	0,000226	0,000477	m ³

* – стойностите са определени при празна камера на трошене.

3.2. Кинематична схема (динамична схема), силови взаимодействия

На фигура 3.4. е представена кинематичната схема на КИД-300, като на фиг. 3.4. а) трошачката е в статично положение, а на фиг. 3.4. б) е в динамично (работно) състояние. Задвижването на вътрешния конус (2) става посредством електродвигател (7), клиноремъчна предавка (6), еластичен гумен съединител (5), карданен вал (4) и регулируем дебалансен вибратор (3). Външният конус е монтиран неподвижно в корпуса на машината (1), който е поставен върху четири гумени тампона (8). В статично състояние на машината осите на симетрия на трошачката, на външния конус и корпуса и на вътрешния конус и дебаланса съвпадат, докато в работен режим това не е така.



Фигура 3.4. Кинематична схема на КИД-300

При въртене на дебалансния вибратор възниква кръгова центробежна сила въртяща се около оста на вътрешния конус, която сила принуждава вътрешния конус да обикаля по вътрешната повърхност на външния конус. Според литературни данни [8, 34, 53, 96, 97, 98, 112, 115] честотата на люлеене на вътрешния конус е от 30 до 100 пъти по-ниска от честотата на въртене на дебалансния вибратор. Схемата за определяне на силовите взаимодействия в КИД-300 е представена на фиг. 3.5.

Инерционната сила на конуса заедно с инерционната сила на вибратора създават общата сила на трошене съответно:

$$F_{mp} = F_{\partial} + F_{\kappa} \quad N \quad (3.3)$$

Реакцията в сферичния лагер $R_{сф}$ може да се определи по следния начин:

$$R_{сф} = \frac{F_{mp} \cdot \cos \gamma + G_{\kappa}}{\cos \beta}, \quad N \quad (3.8)$$

където $G_{\kappa} = m_{\kappa} \cdot g$, N е силата от теглото на вътрешния конус, а ъгъл β може да се определи от следното уравнение:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{F_{mp} \cdot \sin \gamma - F_{\partial} - F_{\kappa}}{F_{mp} \cdot \cos \gamma + G_{\kappa}} \quad (3.9)$$

В таблица 3.3. е представен начина (теоретико-експериментален) за определяне на максимално възможната сила на трошене (при празна камера на трошене) при отчитане на разстоянията от приложните точки на силите до центъра на сферичния лагер т.О (фиг. 3.5.) и като се пренебрегне ъгълът на прецесия ε на вътрешния конус (поради малката му стойност).

Таблица 3.4. Резултати за силата на трошене

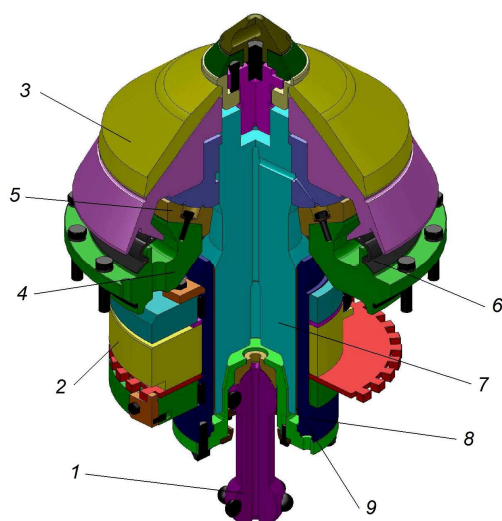
e, m	e ₂ , m	n ₀ , об/мин	ω_0 , rad/s	ω_{km} , rad/s	F ₀ , N	F _K , N	F _{mp} , N		
							b=4 mm	b=6 mm	b=8 mm
0,002188	0,001675	1066	111,63	3,72	1155,26	1,81	3069,09	3080,45	3092,03
0,002188	0,001675	1474	154,36	5,15	2208,83	3,46	5868,00	5889,71	5911,86
0,002188	0,001675	1845	193,21	6,44	3460,66	5,43	9193,65	9227,67	9262,36
0,002188	0,001675	2110	220,96	7,37	4526,18	7,10	12024,30	12068,80	12114,18
0,021354	0,00252	1066	111,63	3,72	11274,91	2,73	29935,87	30046,64	30159,63
0,021354	0,00252	1474	154,36	5,15	21557,26	5,21	57236,42	57448,21	57664,24
0,021354	0,00252	1845	193,21	6,44	33774,69	8,16	89674,76	90006,59	90345,04
0,021354	0,00252	2110	220,96	7,37	44173,67	10,68	117284,98	117718,98	118161,64
0,030007	0,00338	1066	111,63	3,72	15843,69	3,66	42066,19	42221,85	42380,62
0,030007	0,00338	1474	154,36	5,15	30292,62	6,99	80429,20	80726,81	81030,37
0,030007	0,00338	1845	193,21	6,44	47460,76	10,95	126011,88	126478,17	126953,77
0,030007	0,00338	2110	220,96	7,37	62073,58	14,32	164810,04	165419,90	166041,93

В таблица 3.4. са представени резултатите за стойността на силата на трошене определена по метода представен в табл. 3.3. при различните настройки на трошачката.

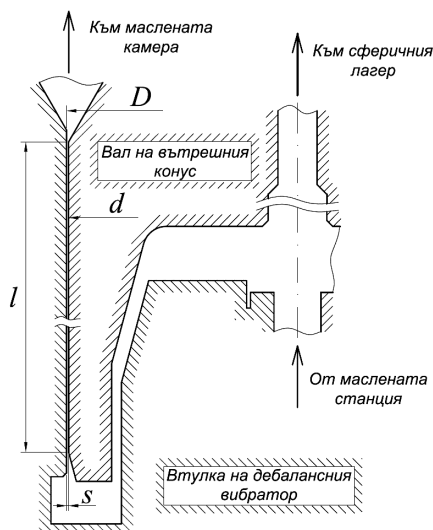
3.3. Изследване на цилиндричния плъзгащ лагер на дебалансния вибратор на КИД-300

3.3.1. Предназначение и конструктивно устройство

Предназначението на цилиндричния плъзгащ лагер на дебаланса е да предава кръговата центробежна (инерционна) сила развивана от дебалансния вибратор върху вътрешния конус. Същият този лагер осигурява липсата на твърда кинематична връзка между задвижващия електродвигател и вътрешния конус, което осигурява защитата на задвижването на трошачката от повреди при попадане на нетрошим предмет в трошачната камера.



Фигура 3.6. Конструктивно устройство на сферичен и цилиндричен плъзгащ лагер на КИД-300



Фигура 3.16. Геометрични параметри на цилиндричния плъзгащ лагер

На фигура 3.6. е представено конструктивното устройство на цилиндричния и сферичния плъзгащ лагер, а на фиг. 3.16. е представен напречен разрез на цилиндричния плъзгащ лагер, като са показани основните му геометрични параметри (техните стойности са представени в табл. 3.6.). С позиция (1) е означен карданният вал, задвижващ дебалансния вибратор. Отворът изработен по неговата дължина осигурява захранването на цилиндричния лагер с масло под налягане, а чрез отвора изработен във вала на вътрешния конус се подава масло към сферичния лагер. Цилиндричния плъзгащ лагер се образува от вала на вътрешния конус (7) (върху, който е монтиран вътрешния конус (3)), втулката на дебалансния вибратор (8) (върху, която е монтиран дебалансния вибратор (2)) и лагерната заливка на цилиндричния лагер (9). Сферичният плъзгащ лагер и неговата лагерна заливка са представени с позиции (4) и (5). Противопраховото контактно уплътнение (6) предпазва и двата лагера от проникване на прах.

3.3.2. Теоретично пресмятане на параметрите на цилиндричния плъзгащ лагер

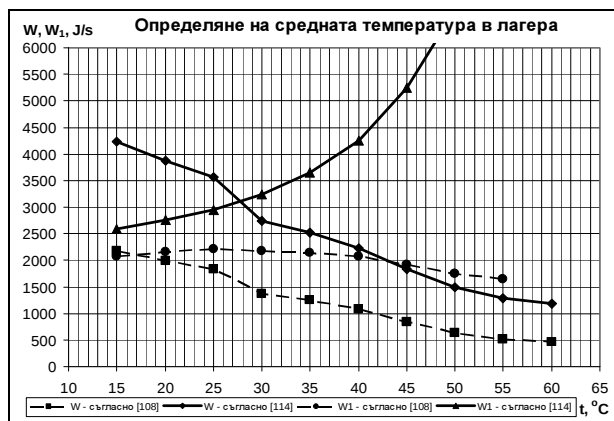
В таблица 3.6. са представени числените стойности на параметрите на цилиндричния плъзгащ лагер, както и начина на определянето им.

Таблица 3.6. Параметри на цилиндричния плъзгащ лагер

Параметър	Означение	Определяне	Стойност	Разм.
Диаметър на втулката на дебаланса	D	измерен от натура	0,118	m
Диаметър на вала на вътрешния конус	d	измерен от натура	0,117	m
Дължина на лагера	l	измерен от натура	0,1705	m
Лагерен параметър	φ	$\varphi = l/d$	1,457	–
Лагерна хлабина	s	$s = 0,5 \cdot (D - d)$	0,0005	m
Относителна лагерна хлабина	ψ	$\psi = (D - d)/d$	0,008547	–
Средно специфично налягане в лагера	p	$p = F_0/l \cdot d$	1,525468	MPa
Честота на въртене на втулката на дебаланса	n_0	експериментално	1464	об/мин
Ъглова скорост на втулката на дебаланса	ω_0	$\omega_0 = \pi \cdot n_0 / 30$	153,31	rad/s
Скорост на плъзгане в лагера при установено движение	V	$V = 0,5 \cdot \omega_0 \cdot d$	8,97	m/s
Налягане на маслото	p_0	отчетено	0,1765	MPa
Температурна разлика на маслото	Δt	прието	5	°C

В таблица 3.7. е представена методиката за теоретико-експерименталното изследване на цилиндричния плъзгащ лагер на КИД-300.

Параметър	Означ.	Определяне	Стойност										Разм.
			15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	
Температура на маслото	t	експериментално	37,48	30,48	24,28	18,88	14,28	10,48	7,48	5,28	3,88	3,28	°C
Условен вискозитет	η	експериментално	890,000	890,000	890,000	890,000	890,000	890,000	890,000	890,000	890,000	890,000	kg/m ²
Плъзгач на маслото	ρ_0	експериментално	890,000	890,000	890,000	890,000	890,000	890,000	890,000	890,000	890,000	890,000	kg/m ³
Кинематичен вискозитет	ν	$\nu = \eta / \rho_0$	0,277 · 10 ⁻³	0,226 · 10 ⁻³	0,180 · 10 ⁻³	0,140 · 10 ⁻³	0,106 · 10 ⁻³	0,078 · 10 ⁻³	0,054 · 10 ⁻³	0,037 · 10 ⁻³	0,027 · 10 ⁻³	0,022 · 10 ⁻³	m ² /s
Динамичен вискозитет	μ	$\mu = \rho_0 \cdot \nu$	0,2468	0,2007	0,1599	0,1243	0,0940	0,0690	0,0480	0,0333	0,0238	0,0197	Ns/m ²
Безразмерен коефициент	Φ_p	$\Phi_p = (\eta \cdot \omega_0^2) / (p_0 \cdot d)$	2,94	3,62	4,55	5,85	7,73	10,53	15,15	21,80	30,49	36,95	–
Относителен вискозитет	X	П 8.5. Фиг. 8.5.1.	0,729	0,771	0,805	0,878	0,894	0,914	0,938	0,958	0,968	0,974	–
Отношение [10] съгласно [114]	η/η_0	П 8.5. Фиг. 8.5.2.	1,814	1,658	1,528	1,176	1,033	0,958	0,790	0,637	0,551	0,506	–
Отношение [10] съгласно [103]	η/η_0	П 8.5. Фиг. 8.5.2.	0,935	0,855	0,785	0,587	0,533	0,461	0,363	0,273	0,222	0,196	–
Коефициент на триене	f	$f = (\eta / p) \cdot \omega_0$	0,0155	0,0142	0,0131	0,0100	0,0083	0,0062	0,0048	0,0035	0,0024	0,0017	–
Коефициент на триене	f	$f = (\eta / p) \cdot \omega_0$	0,0086	0,0073	0,0067	0,0050	0,0046	0,0039	0,0031	0,0023	0,0019	0,0017	–
Коефициент на триене	f	$f = (\eta / p) \cdot \omega_0$	4231,5	3867,2	3663,6	2742,3	2526,4	2233,9	1842,5	1486,4	1286,2	1179,5	J/s (W)
Коефициент на триене	f	$f = (\eta / p) \cdot \omega_0$	2182,2	1994,8	1831,6	1388,9	1244,3	1074,3	845,6	636,7	516,0	456,2	–
Общ коефициент на разхода на	q	$q = \eta \cdot \omega_0^2$	0,209	0,221	0,233	0,282	0,326	0,397	0,502	0,646	0,755	–	–
Безразмерен коефициент	q_1	П 8.5. Фиг. 8.5.3.	0,171	0,172	0,170	0,163	0,161	0,156	0,148	0,133	0,123	0,118	–
Безразмерен коефициент	q_2	$q_2 = \rho_0 \cdot \eta \cdot \omega_0^2 / p$	0,0377	0,0469	0,0540	0,0601	0,0684	0,0807	0,0952	0,1131	0,1315	0,1516	–
Безразмерен коефициент	β	П 8.5. Фиг. 8.5.4.	0,235	0,248	0,258	0,283	0,298	0,304	0,311	0,315	0,316	–	–
Общ коефициент на разхода на	q	П 8.5. Фиг. 8.5.5.	0,168	0,173	0,175	0,170	0,166	0,159	0,146	0,131	0,122	0,117	–
Необходимо количество масло	Q	$Q = 0,5 \cdot \rho_0 \cdot \eta \cdot \omega_0^2 \cdot l$	0,319 · 10 ⁻³	0,338 · 10 ⁻³	0,357 · 10 ⁻³	0,388 · 10 ⁻³	0,432 · 10 ⁻³	0,488 · 10 ⁻³	0,567 · 10 ⁻³	0,688 · 10 ⁻³	0,888 · 10 ⁻³	1,154 · 10 ⁻³	m ³ /s
Специфичен топлинен	ϵ	$\epsilon = 1,76 + 0,004 \cdot l$	0,257 · 10 ⁻³	0,264 · 10 ⁻³	0,267 · 10 ⁻³	0,280 · 10 ⁻³	0,284 · 10 ⁻³	0,294 · 10 ⁻³	0,303 · 10 ⁻³	0,311 · 10 ⁻³	0,317 · 10 ⁻³	0,321 · 10 ⁻³	J/kg · °C
Коефициент на топлинен	W_1	$W_1 = \epsilon \cdot \rho_0 \cdot Q \cdot M$	2594,5	2764,6	2955,2	3241,9	3650,7	4254,3	5240,2	6696,1	8702,4	10273,7	J/s (W)
Коефициент на топлинен	W_1	$W_1 = \epsilon \cdot \rho_0 \cdot Q \cdot M$	2081,2	2160,5	2211,9	2176,3	2147,5	1927,6	1752,6	1644,1	1588,1	1588,1	J/s (W)
Средна работна температура	$M_{\text{ср}}$	$M_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (t + t_0)$	27,60	25,22	23,24	17,89	16,48	14,57	12,02	9,70	8,39	7,69	Nm
Средна работна температура	$M_{\text{ср}}$	$M_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (t + t_0)$	14,23	13,01	11,95	8,93	8,12	7,01	5,62	4,15	3,39	2,98	–
Загуба на мощност в лагера	$N_{\text{лаг}}$	$N_{\text{лаг}} = q_2 \cdot M_{\text{ср}}$	2,432	3,967	3,564	2,742	2,526	2,234	1,843	1,486	1,286	1,179	kW
Загуба на мощност в лагера	$N_{\text{лаг}}$	$N_{\text{лаг}} = q_2 \cdot M_{\text{ср}}$	2,182	1,995	1,832	1,369	1,244	1,074	0,846	0,637	0,519	0,456	–



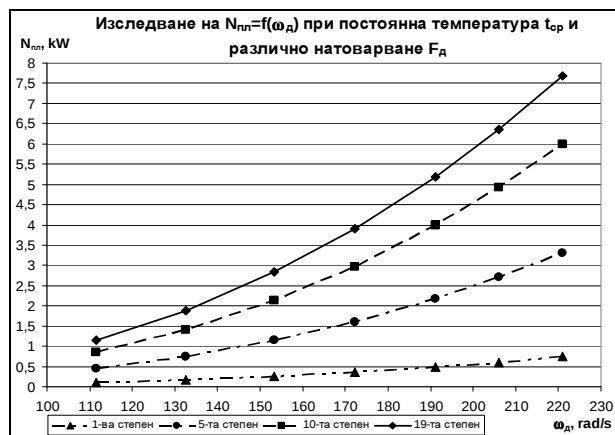
Фигура 3.13. Характеристики на $W=f(t)$ и $W_1=f(t)$ съгласно [108] и [114]

На фигура 3.13. са представени резултатите от изследването на цилиндричния плъзгащ лагер. Това са зависимостите $W=f(t)$ и $W_1=f(t)$ определени в съответствие с [108] и [114]. Пресечната точка на тези две характеристики определя средната температура на маслото в лагера. За конкретния лагер допустимата температура на маслото в лагера е $t_f=70$ °C, средното допустимо специфично налягане в лагера е $[p]=8\div15$ MPa и допустимата скорост на плъзгане в лагера е $[V]=30\div50$ m/s.

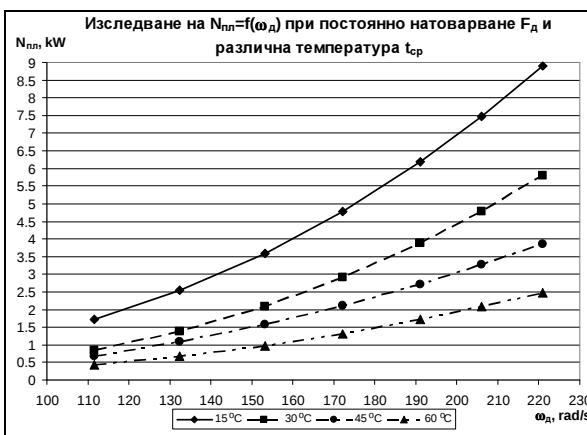
Измерената средна работна температура на маслото по време на експеримента е 25,5 °C, диаграмата получена, чрез представената по-горе методика (фиг. 3.13.) показва средна работна температура в лагера 27,5 °C.

3.3.3. Резултати от теоретичното изследване на цилиндричния плъзгащ лагер

Въз основа на представената методика е извършено изследване на загубата на мощност в цилиндричния плъзгащ лагер. В таблица 3.8. са представени резултатите от това изследване. Резултатите от изследването на загубата на мощност в лагера са представени в графичен вид съответно на фигури 3.14. и 3.15.



Фигура 3.14. Характеристики на $N_{пл}=f(\omega_д)$ при постоянна средна температура в лагера и различно натоварване на лагера



Фигура 3.15. Характеристики на $N_{пл}=f(\omega_д)$ при постоянно натоварване на лагера и различна средна температура в лагера

Таблица 3.8. Резултати от изследването на $N_{пл}=f(\omega_д)$

n_d , об/мин	1066	1265	1464	1644	1825	1967	2110
ω_d , rad/s	111,63	132,47	153,31	172,16	191,11	205,98	220,96
$t_{ср}$, °C	степен	$N_{пл}$, kW					
27,5	1	0,097	0,162	0,250	0,354	0,483	0,744
	5	0,450	0,744	1,142	1,603	2,174	3,312
	10	0,861	1,410	2,141	2,976	3,994	5,989
	19	1,157	1,878	2,827	3,896	5,185	7,672
10	15	1,716	2,544	3,601	4,776	6,185	8,909
	30	0,848	1,385	2,097	2,906	3,889	5,805
	45	0,690	1,082	1,573	2,103	2,721	3,867
	60	0,440	0,668	0,967	1,311	1,727	2,466

3.3.4. Симуляционно изследване на цилиндричния плъзгащ лагер

Въз основа на извършеното теоретично изследване е разработен методичен подход за симуляционно изследване на параметрите на цилиндричния плъзгащ лагер на машината. Симуляционното изследване е направено с метода на крайните елементи с помощта на програмния продукт ANSYS V10, при следната постановка [82]:

- уточняване на геометрията на цилиндричния плъзгащ лагер;
- създаване на 3D CAD модел на вътрешния маслен обем на лагера;
- създаване на модел в крайните елементи (създаване на мрежа, задаване и определяне вида на флуида);
- задаване на началните условия на изследването (вход, изход и посока на движение на работния флуид; статични налягания на изходите на лагера; дебит на входящия поток и честота на въртене на работните повърхности на лагера).

3.3.5. Резултати от симуляционното изследване на цилиндричния плъзгащ лагер

При така описаната по-горе постановка на задачата е извършено симуляционно изследване на цилиндричния плъзгащ лагер чрез метода на крайните елементи в CAE модула на програмата. Получени са резултати за разпределението на тангенциалното налягане (wall shear) и на пълното налягане в лагера по неговата височина. Факторите, които са изменени при изследването са:

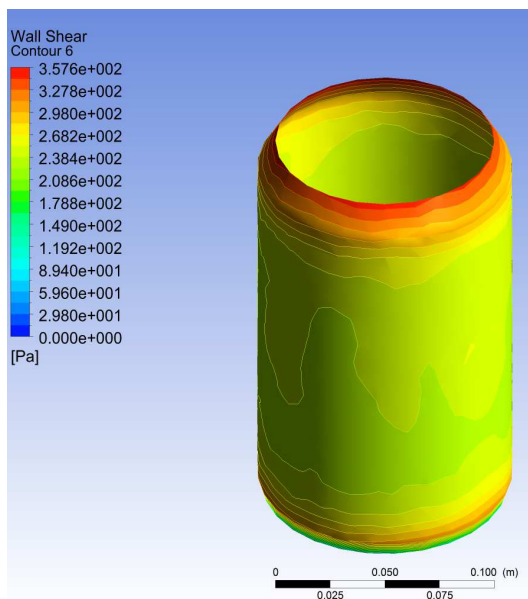
μ_t , N.s/m² – динамичен вискозитет на маслото, този фактор пряко зависи от температурата t , °C и плътността ρ_t , kg/m³ на маслото;

ε , μm – грапавост на пясъчен еквивалент на плъзгащите повърхнини, връзката между параметрите ε и R_z съгласно [117] е $\varepsilon=0,978.R_z$, μm , R_z , μm – грапавост на плъзгащите повърхнини;

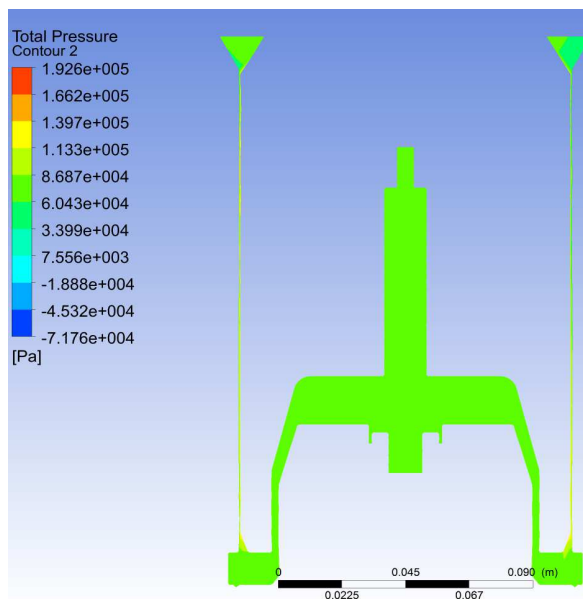
s , mm – лагерна хлабина (фиг. 3.16.);

Q_m , kg/s – масов дебит;

ω_d , rad/s – ъглова скорост на втулката на дебаланса.



Фигура 3.19. Разпределението на тангенциалното налягане (wall shear) по височината на лагера при $s=0,5$ mm; $Q_m=0,08$ kg/s; $R_z=6,54$ μ m; $\omega_0=191,11$ rad/s и $t=30$ °C

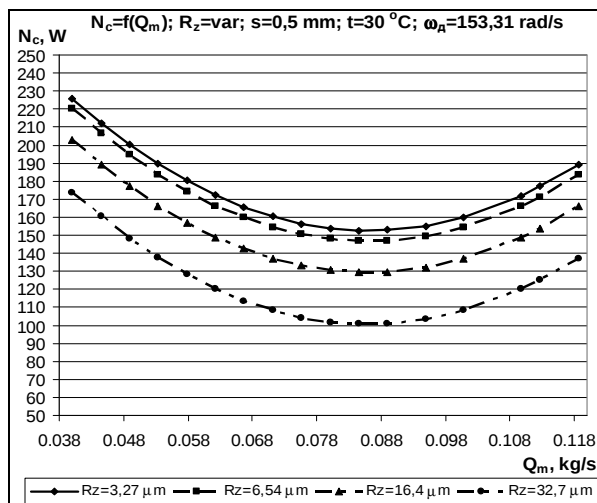


Фигура 3.21. Разпределение на налягането в лагера при $s=0,5$ mm; $Q_m=0,119$ kg/s; $R_z=6,54$ μ m; $\omega_0=191,11$ rad/s и $t=15$ °C

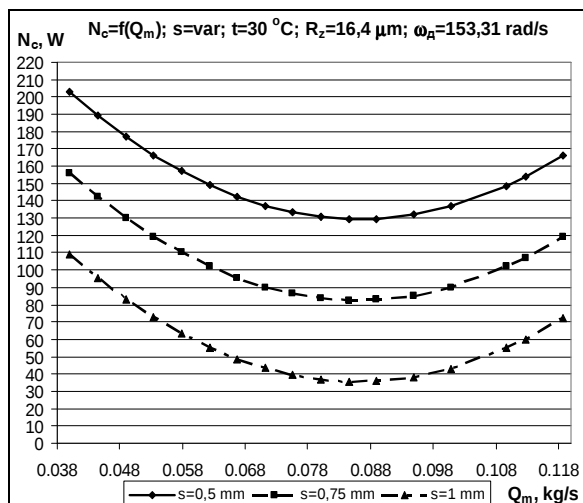
На фигури 3.19. и 3.21 са представени резултатите от симулационното изследване Някои от получените резултати при други условия са представени в приложението към дисертацията.

На базата на получените резултати (табл. 3.9. от дис.) с помощта на програмния продукт за статистически анализ STATGRAPHICS Centurion XV [133] е съставен регресионен изследователски модел. С помощта на този модел е изследвано изменението на загубата на мощност в лагера в зависимост от масовия дебит (в диапазона 0,04÷0,119 kg/s) при:

- различна грапавост на повърхнините на плъзгане на лагера (фиг. 3.23.) и постоянна лагерна хлабина, температура на маслото и ъглова скорост на втулката на лагера;
- различна лагерна хлабина (фиг. 3.24.) и постоянна грапавост на повърхнините на плъзгане на лагера, температура на маслото и ъглова скорост на втулката на лагера;

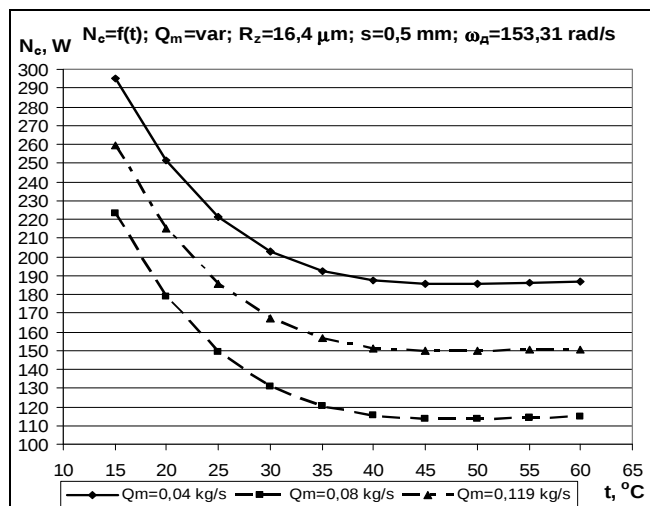


Фигура 3.23. Характеристики на загубата на мощност в зависимост от масовия дебит при различни грапавости на работните повърхнини на лагера

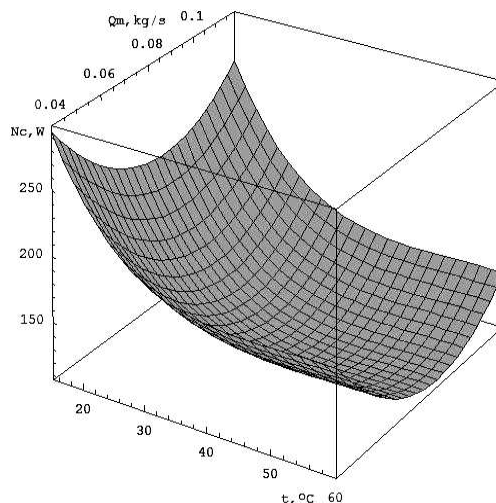


Фигура 3.24. Характеристики на загубата на мощност в зависимост от масовия дебит при различни стойности на лагерната хлабина

Изследвано е и изменението на загубата на мощност в лагера (фиг. 3.25. и фиг. 3.26.) в зависимост от температурата на маслото (в диапазона 15÷60 °C) при различен масов дебит (в диапазона 0,04÷0,119 kg/s) и постоянна грапавост на повърхнините на плъзгане, лагерна хлабина и ъглова скорост на втулката на лагера.



Фигура 3.25. Характеристики на загубата на мощност в зависимост от температурата на маслото при различен масов дебит

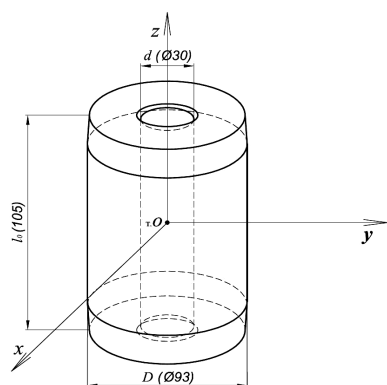


Фигура 3.26. Загуба на мощност в зависимост от температурата на маслото и масовия дебит

Резултатите от симулационното изследване на цилиндричния плъзгащ лагер на КИД-300 са получени без да е отчетена силата създавана от дебалансия вибратор, която натоварва лагера.

3.4. Определяне на коравината на виброизолаторите (опорните тампони) на КИД-300

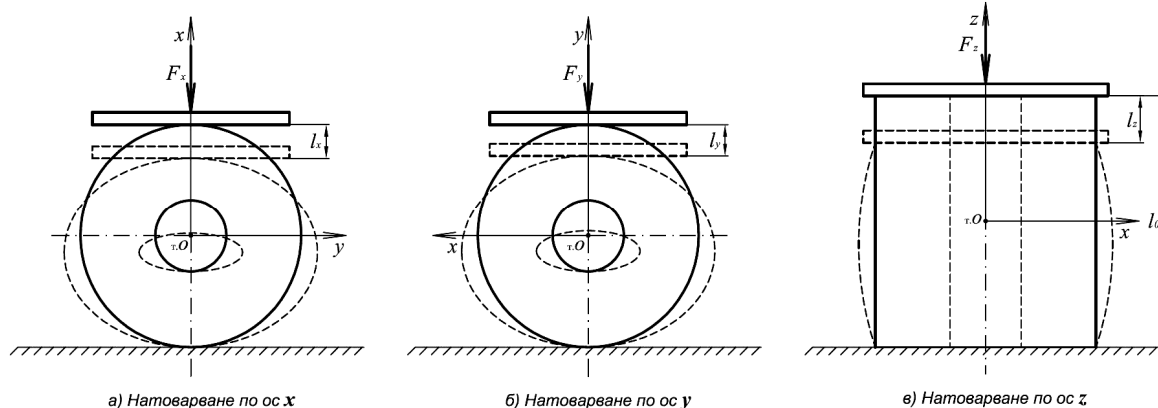
3.4.1. Теоретико-експериментално определяне на коравината на виброизолаторите



Фигура 3.27. Опорен тампон

Трошачката КИД-300 е монтирана върху четири виброизолатора (опорни тампони) разположени симетрично в четирите края на корпуса на машината (фиг. 3.27.). Тампонът е изпитан на стенд, като е натоварен на натиск последователно по трите оси x , y и z (фиг. 3.27.). Схемата, по която е натоварван тампона по време на изпитването е представена на фигура 3.28.

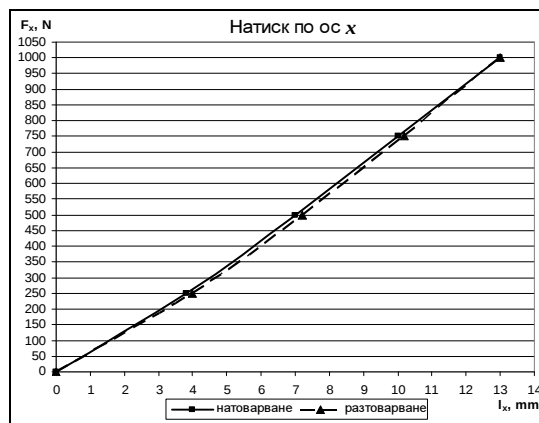
На фигури 3.29., 3.30. и 3.31. са представени графично зависимостите сила/деформация и по трите оси изградени на базата на получените резултати от изпитването на тампона.



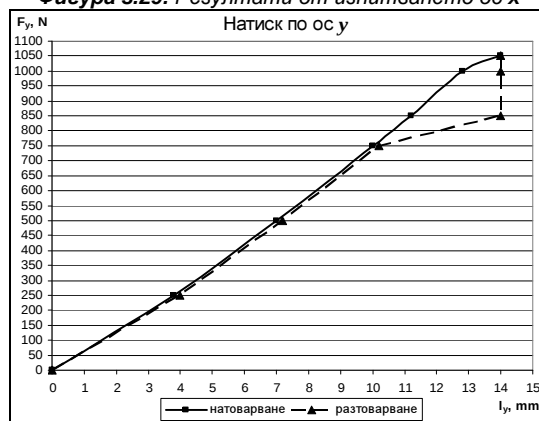
Фигура 3.28. Постановка на натоварване на тампона

Таблица 3.10. Параметри на тампона

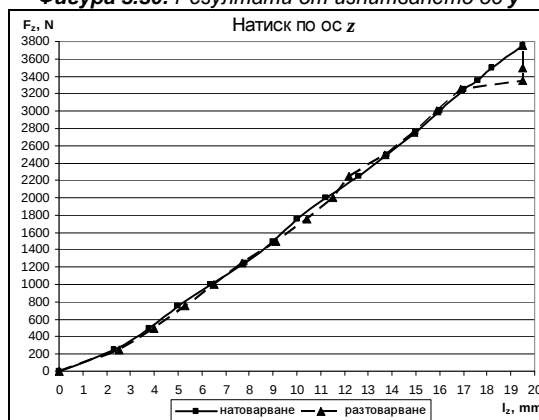
Параметър	Озн.	Определяне	Стойност	Разм.
Коравина на тампона по ос z	c_z	$c_z = F_z / l_z$	192307,7	N/m
Сила натоварваща тампона по ос z	F_z	експериментално	3750	N
Деформация на тампона по ос z	l_z	експериментално	0,0195	m
Модул на еластична линейна деформация на тампона по ос z	E_z	$E_z = \sigma / \varepsilon$	3,3178	MPa
Нормално напрежение по ос z	σ	$\sigma = F_z / A$	0,6162	MPa
Относителна деформация по ос z	ε	$\varepsilon = l_z / l_0$	0,1857	–
Площ на приложение на силата F_z (напречно сечение на тампона)	A	$A = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$	0,006086	m ²
Външен диаметър на тампона	D	измерен от натура	0,093	m
Вътрешен диаметър на тампона	d	измерен от натура	0,03	m
Височина на тампона	l_0	измерен от натура	0,105	m
Модул на еластична ъглова деформация на тампона по оси x и y	$G_{x(y)}$	$G_{x(y)} = \frac{E_z}{2(1+\mu)}$	1,1134	MPa
Коефициент на Поасон	μ	справочни данни	0,49	–
Маса на тампона	m_m	измерен от натура	0,705	kg
Обем на тампона	V_m	3D CAD модел	0,0006343	m ³
Плътност на тампона	ρ_m	$\rho_m = m_m / V_m$	1111	kg/m ³
Коравина на тампона по оси x и y	c_x, c_y	$c_x = c_y = A \cdot G_z / l_0$	41701,074	N/m
Модул на еластична ъглова деформация на тампона по ос z	G_z	$G_z = E_z / K_H$	0,71945	MPa
Коефициент	K_H	съгласно [2]	4,61	–
Коефициент отчитащ формата на тампона	K	$K = 0,25 \cdot (D - d) / l_0$	0,15	–
Коравина на тампона по оси x и y	c_x, c_y	$c_x = c_y = \frac{F}{f} = \frac{3 \cdot E_{x(y)} \cdot J}{l_{np}^3}$	41658,66	N/m
Сила натоварваща тампона в равнината xy	F	–	–	N
Деформация на тампона предизвикана от силата F	f	$f = \frac{F \cdot l_{np}^3}{3 \cdot E_{x(y)} \cdot J}$	–	m
Приведена височина на тампона	l_{np}	измерен от натура	0,048	m
Инерционен момент на сечението на тампона в равнината xy	J	$J = \pi \cdot (D^4 - d^4) / 64$	$3,63 \cdot 10^{-6}$	m ⁴
Модул на еластична линейна деформация на тампона по оси x и y	$E_{x(y)}$	$E_{x(y)} = \frac{12 \cdot F_{x(y)} \cdot R^2}{\beta \cdot b^3}$	0,4228	MPa
Коефициент	β	съгласно [2]	1,9635	–
Коефициент	α	$\alpha = l_{x(y)} / R$	0,3	–
Дебелина на стената на тампона	b	$b = 0,5(D - d)$	0,0315	m
Външен радиус на тампона	R	$R = 0,5 \cdot D$	0,0465	m
Сила натоварваща тампона по ос x	F_x	експериментално	1000	N
Сила натоварваща тампона по ос y	F_y	експериментално	1050	N
Деформация на тампона по ос x	l_x	експериментално	0,013	m
Деформация на тампона по ос y	l_y	експериментално	0,014	m



Фигура 3.29. Резултати от изпитването ос x



Фигура 3.30. Резултати от изпитването ос y



Фигура 3.31. Резултати от изпитването ос z

В таблица 3.10. са представени параметрите на тампона, определени съгласно методиката представена в [64], както и съответните им числени стойности.

Получените резултати (табл. 3.10.) относно коравината на тампоните в напречно направление $c_x=c_y$, изчислена по два различни начина са близки по стойност.

3.4.2. Симуляционно изследване на деформациите на виброизолаторите

Симуляционното изследване на деформациите в опорните тампони на КИД-300 е извършено в CAE модула SimulationXpress Analysis на програмата SolidWorks (2009). Последователността на изследването с метода на крайните елементи (МКЕ) е както следва:

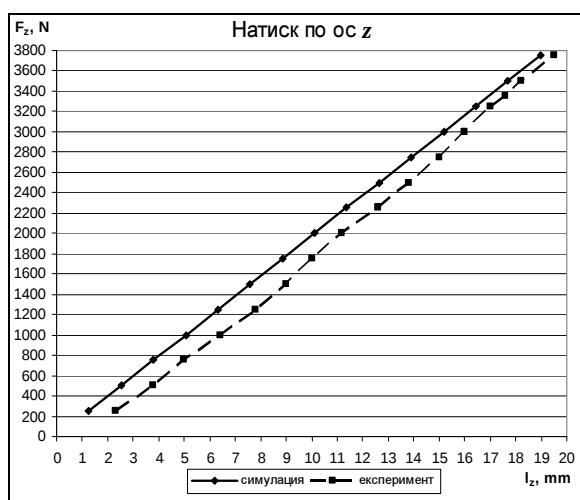
– създаване на 3D CAD модел на тампона със съответните геометрични размери (фиг. 3.27.);

- задаване на материал на 3D CAD модела, параметрите на материала (гума);
- задаване на началните условия (опорите на модела);
- задаване на крайните условия (силите действащи на модела);
- създаване на симулационен модел на базата на омрежването, параметрите на мрежата от крайни елементи са:

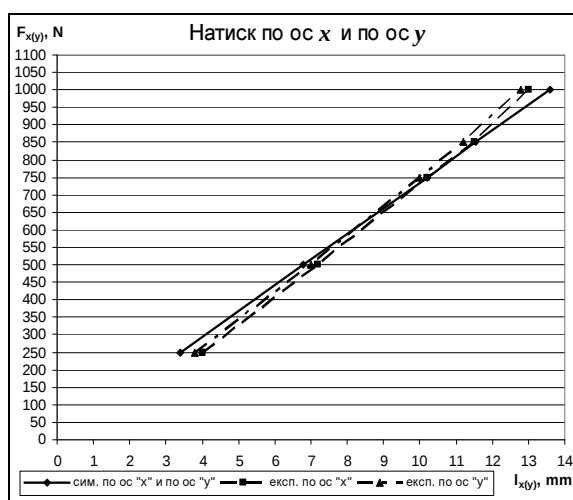
- определяне на деформациите в тампона (резултати от решението с МКЕ);
- сравнение на получените резултати.

При така описаната постановка на работа са направени няколко симулационни изследвания на тампона с различни начални и крайни условия, резултатите от които в числен вид са представени в табл. 3.11. от дисертацията.

На фигури 3.39. и 3.42. са представени в графичен вид резултатите от симулационното изследване за деформацията на тампона по оси z и x (y) заедно с експерименталните характеристики получени при същите условия на натоварване на тампона (фиг. 3.28.).

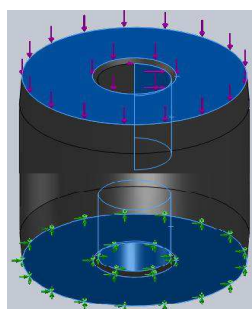


Фигура 3.39. Симулационна и експериментална характеристика на деформацията на тампона по ос z

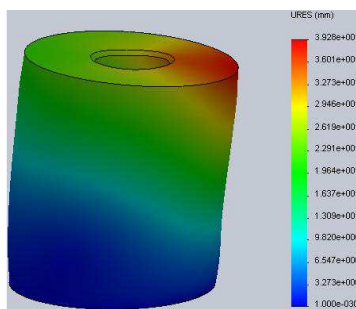


Фигура 3.42. Симулационни и експериментални характеристики на деформацията на тампона по ос x и по ос y

Тампонът е изследван при натоварване с хоризонтална външна сила F_{xy} в равнината xy , която натоварва тампона на огъване, като едновременно с това се отчита и въздействието на теглото на машината върху тампона. Началните и крайните условия на изследването са зададени, както е показано на фиг. 3.48., а полученият резултат (при натоварване от $F_{xy}=1000$ N) за разпределението на деформациите в тампона е представен на фиг. 3.49. При така направеното изследване коравината на тампона в равнината xy се получава $c_{xy}=26410,46$ N/m. Условията, при които е направено това симулационно изследване, се доближават в максимална степен до реалните условия на натоварване на тампона.



Фигура 3.48. Начални и крайни условия с отчитане теглото на машината



Фигура 3.49. Разпределение на деформациите в тампона при огъване с отчитане теглото на машината



Фигура 3.50. Симулационни характеристики на деформацията на тампона в равнината xy

Използваният програмен продукт няма възможност (на този етап) да симулира динамичния характер на силите натоварващи тампона, поради което получените резултати се отнасят за статичната коравина на тампона.

3.5. Инерционни параметри

3.5.1. Инерционни параметри на дебалансния вибратор

Дебалансният вибратор на КИД-300 е основния и най-важния елемент от задвижващата система на машината, вибраторът е регулируем с обща маса $m_d=43,147$ kg. Той е съставен от три сегмента съответно с маси $m_1=5,509$ kg, $m_2=10,142$ kg и $m_3=5,434$ kg. Първият и третият сегмент са фиксирани неподвижно към втулката на лагера с помощта на шпонкови съединения, а вторият сегмент се завърта около оста z спрямо другите два сегмента. По този начин се променя ексцентрицитетът на центъра на тежестта на дебалансния вибратор спрямо ос z , а оттам се регулира статичния инерционен момент на дебаланса спрямо оста на въртене (ос z). Дебалансният вибратор има 19 различни степени за регулиране. В таблица 3.12. (от дис.) са представени стойностите на статичния инерционен момент (по ос z) на дебалансния вибратор за пълния му диапазон на регулиране, които стойности са получени от неговия 3D CAD модел.

3.5.2. Инерционни параметри на КИД-300

С помощта на създадения 3D CAD модел на трошачката в програмна среда на SolidWorks, при коректно зададени геометрични размери и материал на детайлите на машината, програмата лесно определя масите, масовите инерционни моменти и координатите на масовите центрове на детайлите и на сглобените единици на машината. В таблица 3.13. са представени резултатите за инерционните параметри освен на машината и на нейните основни възли, така и на всички елементи от кинематичната схема на задвижването на дебалансния вибратор.

Таблица 3.13. Инерционни параметри на КИД-300 и на нейните възли

Тяло	Маса, kg	Габаритни размери $x;y;z$, mm	Статичен инерционен момент S_z , kg.m	Инерционни моменти, kg.m ²		
				I_x	I_y	I_z
Трошачка	838,616	790x946x902	120,305	61,44022	61,44005	51,5163
Корпус и външен конус	701,327	790x946x854	113,377	56,774	56,773	50,342
Вътрешен конус	79,941	375x375x464	4,4287	0,98218	0,98219	0,7687
Дебалансен вибратор						
минимална степен	43,147	305x300x239	0,0944	0,27703	0,37433	0,3872
средна степен	43,147	305x300x239	0,9214	0,32199	0,32937	0,3872
максимална степен	43,147	305x300x239	1,2947	0,27703	0,37433	0,3872
Карданен вал	2,738	100x100x191	0,03275	0,009965	0,009965	0,001133
Опорен блок (въртяща се част)	11,463	160x160x260	0,29734	0,07709	0,07708	0,02254
Ремъчна шайба водима	12,978	220x220x145	0,601	0,0565	0,0565	0,078044
Ремъчна шайба водеща						
$D_{ш}=156$ mm	5,618	150x150x90	0,1745	0,009808	0,009807	0,014665
$D_{ш}=208$ mm	10,749	220x220x97	0,5074	0,038757	0,038758	0,066632
$D_{ш}=260$ mm	17,826	280x280x113	0,9617	0,07829	0,07788	0,14236
$D_{ш}=300$ mm	16,64	300x300x99	1,074	0,101635	0,101634	0,19605
Електродвигател* (ротор)	95*	350*х350*х516*	–	–	–	(0,045)

3.6. Изводи

Изводите относно изследването на механичните параметри и характеристики на КИД-300 могат да бъдат обобщени по следния начин:

- Въз основа на разработената методика (табл. 3.3.) за определяне на силата на трошене са получени резултати (табл. 3.4.) за големината на общата сила на трошене при различни режими на работа на машината. Анализът на получените резултати показва, че силата създавана от вътрешния конус на трошачката представлява много малка част от общата сила на трошене. Силата развивана от дебалансния вибратор на машината е определяща за големината на общата сила на трошене създавана в трошачката.

- Разработената методика за изчисляване и изследване на параметрите на цилиндричния плъзгащ лагер, дава резултати за някои основни характеристики на лагера при различни температурни режими на работа (табл. 3.7.). Основен интерес представляват получените резултати, които дават информация за загубата на мощност в лагера, при изменение на натоварването F_d и ъгловата скорост ω_d (табл. 3.8. и фиг. 3.14.), както и при изменение на температурата на маслото t (динамичния вискозитет μ_t) и ъгловата скорост ω_d (табл. 3.8. и фиг. 3.15.). Методиката може да бъде използвана за изследване поведението на лагерния възел при различните работни режими на трошачката.

- Извършеното симулационно изследване на цилиндричния плъзгащ лагер на КИД-300 допълва направеното теоретичното изследване. Чрез създадения и изследван 3D CAD модел на лагера могат да се отчитат пасивните съпротивления между флуида (маслото) и металните

повърхнини на плъзгане на лагера. Основен интерес, поради увеличената дължина на възела, представляват резултатите за разпределението на налягането (пълно и тангенциално) и скоростта на маслото в лагера по неговата височина. Разработената методика позволява да се направи правилен избор и поддържане на работните режими на плъзгащия лагер. Методиката може да послужи за основа при оптимизирането на работния режим на лагера базирано на пет основни параметъра определящи надеждността и дълготрайността на лагерния възел.

- Получените резултати (табл. 3.10.) за коравината (определена теоретично) на виброизолаторите на КИД-300 в напречно направление са близки по стойност до резултатите получени на база разработената теоретико-експериментална методика (табл. 3.10.). Извършеното симулационното изследване на деформациите уточнява стойността на коравината на тампоните при условия на натоварване максимално близки до реалните, като отчита теглото на машината. Разработената методика позволява изследване и определяне на коравина, на виброизолатори, изработени от различни материали и с различни геометрични форми и размери от тези на изследвания тампон.

- Чрез създадения 3D CAD модел се изяснява устройството и се определят геометричните (табл. 3.1. и табл. 3.2.) и инерционни (табл. 3.13.) характеристики и параметри на машината, както и на отделните нейни възли и детайли. Това е най-точният и съвременен метод за определяне и изследване на посочените параметри. Методът е удобен за използване, а често и единствено възможен, особено при сложни и тежки сглобени единици каквато е КИД-300.

ГЛАВА IV

ТЕОРЕТИКО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА РАБОТНИЯ ПРОЦЕС НА КОНУСНА ИНЕРЦИОННА ТРОШАЧКА КИД-300

Целта на това изследване е създаването на математични модели за определяне на някои основни технологични параметри на работния процес на КИД, като производителност, относителен енергоразход и зърнометричен състав на готовия продукт.

4.1. Планиране на експеримента

4.1.1. Избор на целеви функции

Първоначално са избрани следните целеви функции:

- Тегловна производителност – Q_m , t/h;

Производителността измерва количеството готов продукт за единица време, както за определена класа така и общо за всички класи. Тя е интегрален критерий на процеса трошене, като по този начин изпълнява условието за ефективност на целевата функция. Производителността има ясен физически смисъл, определена е количествено, статистически ефективна е и може точно да бъде измерена. Единствен недостатък на производителността е, че характеризира процеса само от количествената му страна.

- Зърнометричен състав на готовия продукт – β , %;

Зърнометричният състав представлява процентното съдържание на отделните класи в готовия продукт. Зърнометричният състав изразява количествено качествените показатели от работата на машината. Той е ефективен критерий, защото отчита влиянието на всички управляващи фактори и характеризира процеса трошене откъм качествената му страна. Зърнометричният състав може точно и лесно да бъде определен най-вече с помощта на ситовия анализ.

Зърнометричният състав и производителността са две еднакво значими функции за процеса трошене, като не може да бъде даден приоритет на никоя от двете функции.

- Относителен енергоразход за получаване на единица готов продукт – W , kWh/t;

Относителният енергоразход е количеството енергия, изразходвано за получаване на единица готов продукт. Относителният енергоразход характеризира енергийната страна на процеса трошене. Относителният енергоразход е най-често използвания критерий за оценка на ефективността на процеса трошене.

4.1.2. Избор на управляващи фактори

Подбрани са следните управляващи фактори:

- Честота на въртене на дебалансния вибратор n_d , min^{-1} – този фактор е лесно определим и може да бъде измерен в абсолютни единици. Факторът ще бъде изменяем на три нива, чрез използване на ремъчни шайби с различни диаметри. Честотата на въртене на

дебалансния вибратор зависи от предавателното число i на ремъчната предавка. Ремъчната предавка на КИД-300 има постоянно предавателно число равно на единица.

- Статичен инерционен момент на дебалансния вибратор S_0 , kg.m – този фактор е лесно определим, може да бъде измерен в абсолютни единици и лесно може да се изменя. Дебалансния вибратор на КИД-300 има 19 степени, чрез които се регулира статичният му инерционен момент. Този фактор също ще бъде изменян на три нива симетрично едно на друго, съответно минимална, средна и максимална степен на дебаланса.

- Широчина на статичния разтоварен отвор на трошачката b , mm – този фактор е лесно определим, регулируем и лесно може да бъде измерен в абсолютни единици. Този фактор ще бъде изменян на три нива разположени симетрично едно на друго. Конструктивно машината има възможност за лесно регулиране на разтоварния отвор.

- Среден диаметър на изходния материал D_{cp} , mm – този фактор е лесно измерим в абсолютни единици. Този фактор ще бъде изменян на две нива съответно едното ниво е по-ситен материал със среден диаметър на частиците 8,575 mm, а другото ниво е по-едър материал със среден диаметър на частиците 16 mm. За опитите ще се използва промит, пресят и подсушен речен чакъл. Скалата на дискретизацията на този фактор е определена от размерите на отворите на наличните сита – фиг. 4.5. (от дис.). Средната стойност на размера на частиците в дадена класа е определена съответно по:

$$D_{cp} = 0,5 \cdot (d_i + d_{i+1}), mm \quad (4.1)$$

където d_i , mm е размера на квадратните отвори на сито.

Въз основа на гореизложеното са подбрани показаните в таблица 4.3. управляващи фактори. Стойностите на интервалите на изменение са съобразени с [24, 25], за да бъдат избегнати проблемите свързани със стандартизацията и нормирането на факторите. Факторът, който се изменя в дискретен интервал е x_4 , той зависи от размерите на отворите на използваните сита и е нормиран съгласно ур-е 4.1.

Таблица 4.3. Управляващи фактори

Фактор означение	x_1			x_2			x_3			x_4	
Фактор	Ремъчна шайба			Дебаланс			Разтоварен отвор			Едрина на изходния материал	
Размерност	mm			брой			mm			mm	
Съпка	52	52		9	9		2	2		7,425	
Означение	$D_{ши}$, mm			Степен			b , mm			D_{cp} , mm	
Стойност	156	208	260	1	10	19	4	6	8	8,575	16,000
Интервал	104			18			4			7,425	
Ниво	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1	0	1

4.1.3. Формулировка на целевите функции

Дефинирани са следните три целеви функции:

– Зърнометричен състав (качество) на готовия продукт:

$$\beta = N_0 + N_1 \cdot x_1 + N_2 \cdot x_2 + N_3 \cdot x_3 + N_4 \cdot x_4, \quad \% \quad (4.3)$$

– Производителност по готов продукт:

$$Q_m = N_5 + N_6 \cdot x_1 + N_7 \cdot x_2 + N_8 \cdot x_3 + N_9 \cdot x_4, \quad t/h \quad (4.4)$$

– Относителен енергоразход за получаване на единица готов продукт:

$$W = N_{10} + N_{11} \cdot x_1 + N_{12} \cdot x_2 + N_{13} \cdot x_3 + N_{14} \cdot x_4, \quad kWh/t \quad (4.5)$$

където: $f, s^{-1} \Rightarrow x_1$ – честота на въртене на дебалансния вибратор; $S_0, kg.m \Rightarrow x_2$ – статичен инерционен момент на дебалансния вибратор; $b, mm \Rightarrow x_3$ – широчина на статичния разтоварен отвор на трошачката; $D_{cp}, mm \Rightarrow x_4$ – среден диаметър на постъпващия за трошене материал.

4.1.4. План на експеримента

Общият брой на опитите за провеждане на пълнофакторен експеримент е:

$$n_{оп} = 3^3 \cdot 2^1 = 54 \text{ бр.} \quad (4.6)$$

За да бъде намален броят на опитите е използван смесен отсяващ план на експеримента съдържащ 26 опита, който е създаден с помощта на програмния продукт STATGRAPHICS Centurion XV [133]. Планът на непълнофакторния експеримент е съставен съгласно [24, 25] и е представен в таблица 4.5. (от дис.).

4.2. Провеждане на експеримента и експериментални резултати

4.2.1. Постановка на експеримента

Експериментът е осъществен с помощта на конусна инерционна трошачка тип КИД-300 (фиг. 3.1., 3.4., 3.53. и 5.13. от дис.), която се намира в лаборатория „Зърнометрична подготовка на суровините“ към катедра ОРС на МГУ-София. Изследването е изпълнено, като серия от

циклични опити. Планът на изследването е следния, като за подбор на факторите е използвана табл. 4.4. (от дис.):

- върху вала на електродвигателя се монтира необходимата за съответния опит ремъчна шайба;
- дебалансният вибратор се настройва на съответната (за конкретния опит) степен;
- разтоварният отвор на трошачката се настройва на определената за съответния опит ширина;
- трошачната камера се запълва с материал със съответната за дадения опит едрина;
- подготвя се достатъчно количество материал за провеждането на опита;
- пуск и работа на машината за определено (за съответния опит) време;
- след приключване на опита трошачката се спира, почиства и настройва за следващия опит;
- претегля се полученият готов продукт (използвана е везна с точност 20 g);
- взима се представителна проба от получения готов продукт;
- за всяка една проба се прави ситов анализ;
- запис и обработка на данните.

4.2.2. Експериментални резултати

При така описаната постановка на експеримента са извършени общо 40 опита необходими за изследването на целевите функции дефинирани в т. 4.1.3. В таблица 4.8. са представени получените експериментални резултати.

Таблица 4.8. Експериментални резултати

№ на опита	x ₁	x ₂	x ₃	x ₄	№ от плана	x ₁	x ₂	x ₃	x ₄	y ₁	y ₂	y ₃		
						f	S _d	b	D _{cp}	A	Q _m	W _i	W _e	
						s ⁻¹	kg.m	mm	mm	–	t/h	kWh/t	kWh/t	
1	1	-1	1	-1	1	5	17,82	1,295	4	16	87,71	0,329	33,477	28,175
2	2	-1	1	0	1	6	17,75	1,295	6	16	91,80	0,916	12,003	10,104
3	3	-1	1	1	0	7	17,70	1,295	8	8,575	93,97	1,462	7,524	5,612
4	4	-1	0	-1	0	3	17,80	0,921	4	8,575	94,97	0,258	42,673	36,314
5	5	-1	0	1	1	4	17,73	0,921	8	16	95,83	1,109	9,918	8,444
6	6	-1	-1	0	0	1	17,83	0,095	6	8,575	136,82	0,239	46,081	38,653
7	7	-1	-1	1	1	2	17,85	0,095	8	16	0,00	0,000	0,000	0,000
8	1	0	0	1	1	12	24,48	0,921	7	16	82,48	0,701	15,700	14,451
9	2	0	0	0	1	–	24,50	0,921	6	16	80,60	0,716	15,358	–
10	3	0	0	0	1	–	24,52	0,921	6	16	83,23	0,716	15,364	–
11	4	0	0	0	1	–	24,52	0,921	6	16	85,45	0,736	14,940	–
12	5	0	0	0	1	–	24,52	0,921	6	16	81,54	0,796	13,828	–
13	6	0	0	0	1	–	24,53	0,921	6	16	81,50	0,794	13,849	–
14	7	0	0	0	1	–	24,53	0,921	6	16	83,09	0,794	13,852	–
15	8	0	0	0	0	11	24,55	0,921	6	8,575	84,41	0,888	12,391	–
16	9	0	-1	-1	0	8	24,78	0,095	4	8,575	114,78	0,287	38,361	–
17	10	0	-1	0	1	9	24,78	0,095	6	16	136,73	0,336	32,739	–
18	11	0	-1	1	1	10	24,78	0,095	8	16	135,92	0,400	27,511	–
19	12	0	1	0	0	14	24,38	1,295	6	8,575	82,99	0,915	12,022	–
20	13	0	1	1	0	15	24,40	1,295	8	8,575	81,71	1,076	10,222	–
21	14	0	1	-1	1	13	24,57	1,295	4	16	85,89	0,336	32,749	–
22	1	1	-1	-1	0	16	30,90	0,095	4	8,575	117,05	0,346	31,758	–
23	2	1	-1	-1	1	17	30,90	0,095	4	16	118,36	0,329	33,399	–
24	3	1	-1	0	1	18	30,93	0,095	6	16	131,05	0,398	27,605	–
25	4	1	-1	1	0	19	30,92	0,095	8	8,575	144,39	0,623	17,647	–
26	5	1	0	-1	1	20	30,48	0,921	4	16	77,56	0,643	17,094	–
27	6	1	0	0	1	21	30,37	0,921	6	16	79,61	0,690	15,941	17,442
28	7	1	0	1	0	22	30,03	0,921	8	8,575	80,77	0,636	17,300	19,141
29	8	1	1	-1	0	23	30,22	1,295	4	8,575	74,78	0,721	15,249	–
30	9	1	1	0	0	24	30,05	1,295	6	8,575	75,02	0,752	14,627	–
31	10	1	1	0	1	25	29,97	1,295	6	16	74,78	0,811	13,560	–
32	11	1	1	1	1	26	29,85	1,295	8	16	77,57	0,749	14,691	–
33	1	1	-1	-1	0	16	35,92	0,095	4	8,575	103,19	0,233	47,149	–
34	2	1	-1	-1	1	17	35,87	0,095	4	16	102,79	0,144	76,627	51,441
35	3	1	-1	0	1	18	35,95	0,095	6	16	129,20	0,385	28,604	24,474
36	4	1	-1	1	0	19	35,98	0,095	8	8,575	143,17	0,621	17,722	15,471
37	5	1	0	-1	1	20	35,17	0,921	4	16	69,61	0,543	20,259	15,832
38	6	1	1	0	1	25	34,42	1,290	6	16	71,79	0,614	17,923	17,069
39	7	1	1	1	0	–	33,72	1,290	8	8,575	82,73	0,656	16,768	11,754
40	8	1	1	-1	0	23	34,35	1,290	4	8,575	73,03	0,534	20,604	18,808

4.2.3. Зърнометричен анализ на готовия продукт

За всеки един опит е определена средната степен на трошене (ур-е 4.7), като получените резултати са представени в табл. 4.9. Степента на трошене варира в широки граници и зависи главно от средната едрина на изходния материал. Средният диаметър d_{cp} на частиците в

готовия продукт (получен от 40-те опита) е определен от ур-е 4.8., а получените резултати са представени в табл. 4.9.

$$i_{cp} = D_{cp} / d_{cp} \quad (4.7)$$

$$d_{cp} = \sum_{i=1}^n \gamma_i \cdot d_i^{kl} / \sum_{i=1}^n \gamma_i, \text{ mm} \quad (4.8)$$

където d^{kl} , mm е среден диаметър на частиците от съответната класа определен от ур-е 4.1, а γ , % – процентни съдържания на отделните класи в насипната смес.

Таблица 4.9. Степен на трошене

опит №	D_{cp} , mm	d_{cp} , mm	i_{cp}	опит №	D_{cp} , mm	d_{cp} , mm	i_{cp}
1	16	0,538	29,73	21	16	0,410	38,98
2	16	0,614	26,06	22	8,575	1,371	6,25
3	8,575	0,644	13,31	23	16	1,295	12,35
4	8,575	0,635	13,51	24	16	2,317	6,91
5	16	0,808	19,81	25	8,575	4,012	2,14
6	8,575	2,150	3,99	26	16	0,470	34,04
7	16	0,000	0,00	27	16	0,494	32,38
8	16	0,442	36,23	28	8,575	0,537	15,98
9	16	0,414	38,69	29	8,575	0,403	21,28
10	16	0,451	35,51	30	8,575	0,500	17,13
11	16	0,506	31,60	31	16	0,469	34,08
12	16	0,426	37,52	32	16	0,434	36,86
13	16	0,448	35,71	33	8,575	0,992	8,64
14	16	0,450	35,57	34	16	1,047	15,28
15	8,575	0,485	17,69	35	16	2,160	7,41
16	8,575	1,254	6,84	36	8,575	3,086	2,78
17	16	1,992	8,03	37	16	0,306	52,23
18	16	3,013	5,31	38	16	0,344	46,53
19	8,575	0,460	18,64	39	8,575	0,577	14,87
20	8,575	0,460	18,62	40	8,575	0,414	20,70

4.2.4. Предефиниране на целевата функция за зърнометричния състав (качество)

Изводът от направения статистически анализ на зърнометричните характеристики на готовия продукт, получен при работа на КИД-300 е, че зърнометричните характеристики се апроксимират и представят с висока точност чрез експоненциална функция от вида:

$$\beta = A e^{-d}, \text{ \%} \quad (4.9)$$

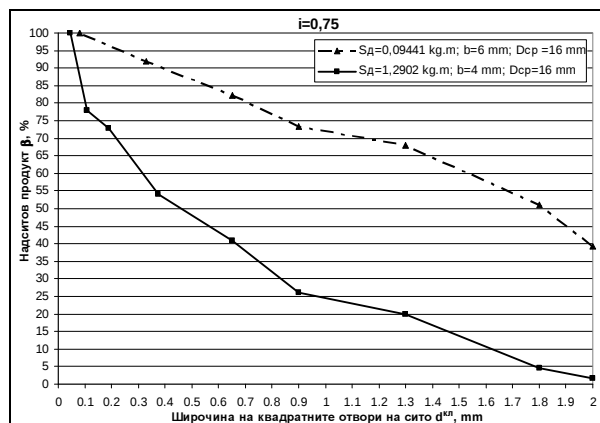
където A е коефициент, а d , mm е диаметър на частиците в готовия продукт, според скалата на дискретизация определена от използвания набор сита.

За първоначално изследване на целевата функция за качество се приема линеен модел с включена константа:

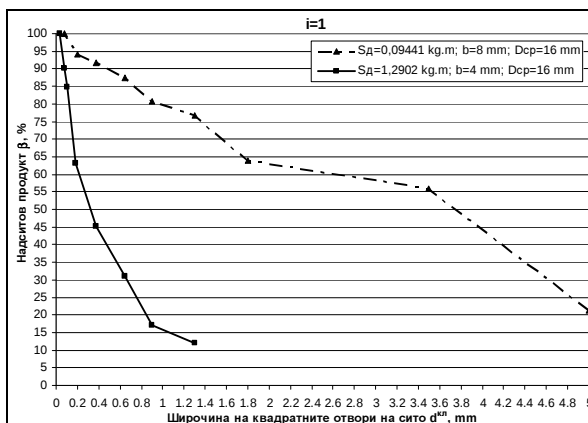
$$A = N_0 + N_1 \cdot x_1 + N_2 \cdot x_2 + N_3 \cdot x_3 + N_4 \cdot x_4 \quad (4.10)$$

4.2.5. Изследване на зърнометричния състав на готовия продукт

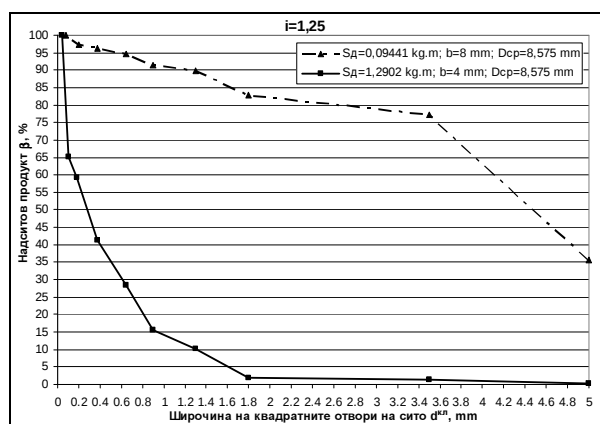
С цел по-добро онагледяване, качествените показатели на технологичния процес са обединени в групи. Зърнометричните характеристики са разгледани по основни групи – определени в зависимост от диаметъра на ремъчната шайба, а след това по под групи – според големината на статичния инерционен момент на дебалансния вибратор и съответно са представени в дисертационния труд. Тук са показани само зърнометричните характеристики на най-едрия и най-дребния готов продукт получен при работа на КИД-300 с различна честота на въртене на дебалансния вибратор.



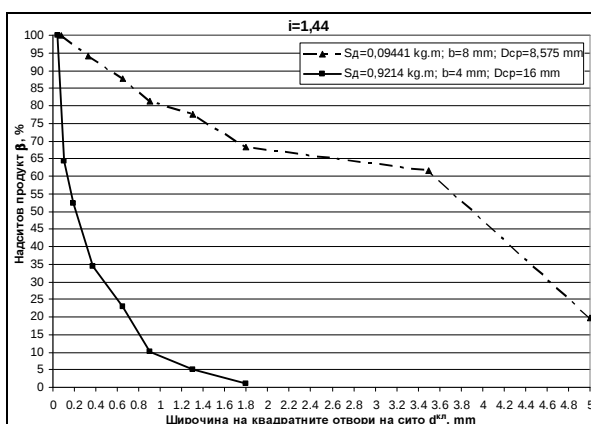
Фигура 8.10.1. Зърнометрични характеристики на готовия продукт при работа на КИД-300 с $i=0,75$



Фигура 8.10.2. Зърнометрични характеристики на готовия продукт при работа на КИД-300 с $i=1$



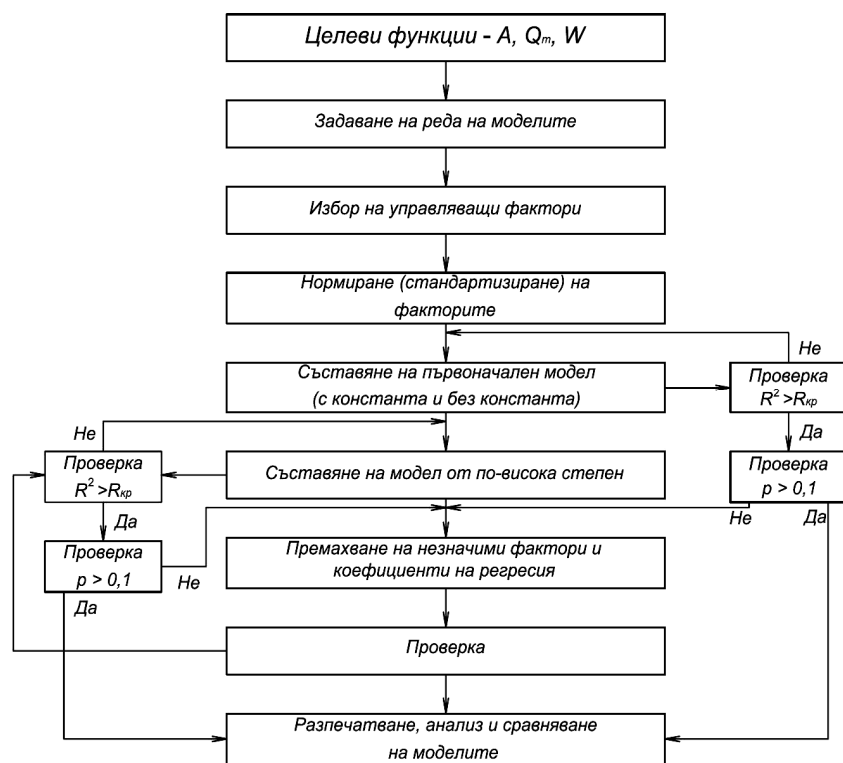
Фигура 8.10.3. Зърнометрични характеристики на готовия продукт при работа на КИД-300 с $i=1,25$



Фигура 8.10.4. Зърнометрични характеристики на готовия продукт при работа на КИД-300 с $i=1,44$

4.3. Статистически анализ на експерименталните резултати

За целите на практическото изследване на работния процес са търсени модели и коефициенти на регресия, които могат да бъдат приети с нива на доверителна вероятност минимум 95 %, като се очаква, че допустимите нива на инженерна грешка от 5 % са приемливи за такъв тип машини каквито са конусните инерционни трошачки.



Фигура 4.21. Алгоритъм на работа при теоретико-експерименталното изследване на работния процес

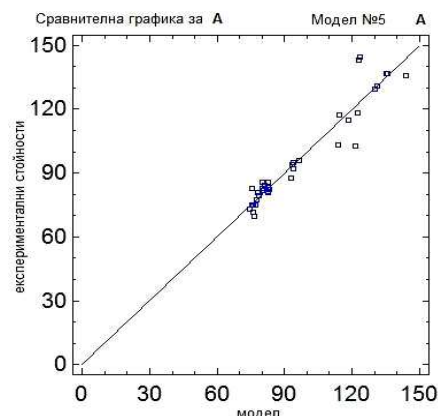
След статистическата обработка на експерименталните данни и след оценката им, с помощта на компютърната програма за статистически анализ STATGRAPHICS Centurion XV [133] са съставени няколко модела за всяка една от избраните целеви функции. В резултат на оценката на параметрите им съгласно фиг. 4.21. са предложени следните регресионни модели.

4.3.1. Изследователски модели за зърнометричен състав на готовия продукт (качество)

4.3.1.5. Регресионен модел от първа степен на променливите без включена константа с изключени незначими променливи – Модел №5

Таблица 4.14. Параметри на модел №5

Параметри на модела				
Parameter	Estimate	Standard Error	T Statistic	P-Value
X_1	1,0061	0,105281	9,55629	0,0000
$1/X_1$	1272,02	67,1942	18,9306	0,0000
$1/X_2$	3,09485	0,522585	5,9222	0,0000
$(X_4/X_2) \cdot X_3$	0,0256343	0,00655738	3,90923	0,0004
Анализ на вероятностите				
Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio
Model	374374,0	4	93593,5	1984,97
Residual	1650,29	35	47,1512	
Total	376024,0	39		
Статистика на модела				
R^2	99,5611		%	
R^2 (adjusted for d.f.)	99,5235		%	
Standard Error of Est.	6,86667			
Mean absolute error	3,89222			
Durbin-Watson statistic	2,0307			
Lag 1 residual autocorrelation	-0,0162723			



Фигура 4.26. Сравнителна графика за модел №5

Уравнението на модела в натурални променливи, съгласно табл. 4.14. е:

$$A = 1,0061 \cdot f + 1272,02 \cdot \frac{1}{f} + 3,09485 \cdot \frac{1}{S_o} + 0,0256343 \left(\frac{D_{cp}}{S_o} \right) b \quad (4.58)$$

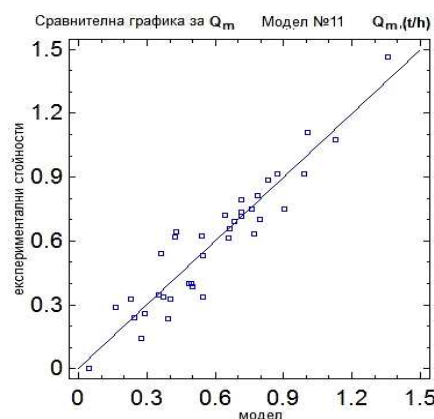
Този модел (табл. 4.14.) е с много висока адекватност. Коефициентите на множествена корелация R^2 и $R^2(\text{adj})$ са над 99,5 %. Показателят на Фишер е с много висока стойност. Стойността на показателя на доверителна вероятност (P-Value) за модела и за регресорите е многократно под критичната стойност. Може да се приеме, че моделът и регресорите са адекватни с ниво на доверителна вероятност над 95 %.

4.3.2. Изследователски модели за производителност по готов продукт

4.3.2.6. Регресионен модел от първа и втора степен на променливите без включена константа с изключени незначими променливи – Модел №11

Таблица 4.20. Параметри на модел №11

Параметри на модела				
Parameter	Estimate	Standard Error	T Statistic	P-Value
X_1	0,238812	0,0338296	7,05926	0,0000
X_2	1,1526	0,149351	7,71738	0,0000
X_3	0,562347	0,0715498	7,85952	0,0000
X_4	-0,787399	0,10275	-7,66322	0,0000
$X_1 \cdot X_2$	-0,0297199	0,00518058	-5,73678	0,0000
$X_1 \cdot X_3$	-0,0241952	0,00361929	-6,68507	0,0000
X_1^2 / X_3	-0,00782289	0,0013893	-5,63083	0,0000
X_4^2	0,0313907	0,00414156	7,57944	0,0000
Анализ на вероятностите				
Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio
Model	17,6242	8	2,20302	181,56
Residual	0,388293	32	0,0121341	
Total	18,0125	40		
Статистика на модела				
R^2	97,8443		%	
R^2 (adjusted for d.f.)	97,3728		%	
Standard Error of Est.	0,110155			
Mean absolute error	0,0788007			
Durbin-Watson statistic	1,58401			
Lag 1 residual autocorrelation	0,196074			



Фигура 4.32. Сравнителна графика за модел №11

Уравнението на модела в натурални променливи, съгласно табл. 4.20. е:

$$Q_m = 0,238812 \cdot f + 1,1526 \cdot S_o + 0,562347 \cdot b - 0,787399 \cdot D_{cp} - 29,7199 \cdot 10^{-3} \cdot f \cdot S_o - 24,1952 \cdot 10^{-3} \cdot f \cdot b - 7,82289 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{f^2}{b} + 31,3907 \cdot 10^{-3} \cdot D_{cp}^2, \quad t/h \quad (4.68)$$

Този модел (табл. 4.20.) е по-сложен от модел №10 (както и неговото уравнение), но както се вижда от табл. 4.20. е с по-добри показатели. Моделът е с висока стойност на критерия на Фишер (това е максималната стойност на критерия на Фишер, която е получена при моделите за производителност) и е с висока стойност на коефициентите на множествена корелация над 97 %. Всички регресори, както и самият модел, могат да бъдат приети с ниво на доверителна вероятност над 95 %.

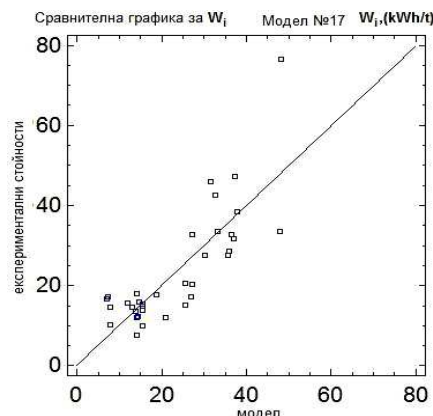
4.3.3. Изследователски модели за относителен енергоразход по готов продукт

4.3.3.1. Изследователски модели за относителен енергоразход определен на база инсталирана мощност

Регресионен модел от първа и втора степен на променливите без включена константа с изключени незначими променливи – Модел №17:

Таблица 4.26. Параметри на модел №17

Параметри на модела				
Parameter	Estimate	Standard Error	T Statistic	P-Value
1/X ₁	-775,479	288,817	-2,68502	0,0110
1/X ₂	147,969	26,2291	5,64139	0,0000
X ₃ /X ₂	0,138645	0,0230494	6,01514	0,0000
1/X ₁ ²	12041,0	4578,76	2,62976	0,0126
Анализ на вероятностите				
Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio
Model	24860,5	4	6215,12	92,59
Residual	2349,27	35	67,1219	
Total	27209,8	39		
Статистика на модела				
R ² =	91,3661	%		
R ² (adjusted for d.f.) =	90,626	%		
Standard Error of Est. =	8,1928			
Mean absolute error =	5,51968			
Durbin-Watson statistic =	1,96461			
Lag 1 residual autocorrelation =	0,00952459			



Фигура 4.38. Сравнителна графика за модел №17

Уравнението на модела в натурални променливи, съгласно табл. 4.26. е:

$$W_i = -\frac{775,479}{f} + \frac{147,969}{b} + 138,645 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{D_{cp}}{S_o} + \frac{12041}{f^2}, \text{ kWh/t} \quad (4.79)$$

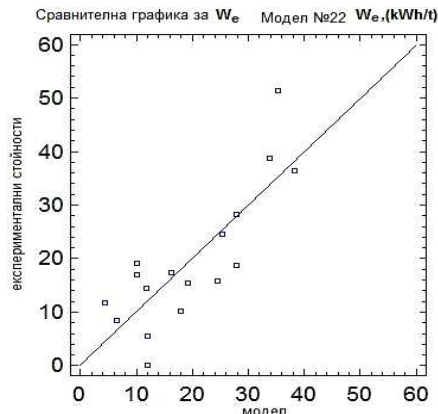
Въпреки, че уравнението на този модел (табл. 4.26.) е малко по-сложно от това на модел №16, то съдържа в себе си всички управляващи фактори. Коефициентите на множествена корелация R^2 и $R^2(\text{adj})$ са с приемливи стойности над 90 %. Този модел притежава най-високата стойност на показателя на Фишер в сравнение с всички модели за относителен енергоразход. Стойността на показателя на доверителна вероятност (P-Value) за модела е под критичната. Всички регресори, както и самият модел могат да се приемат за адекватни с ниво на доверителна вероятност над 90 %.

4.3.3.2. Изследователски модели за относителен енергоразход определен на база средноквадратична мощност

Регресионен модел от първа и втора степен на променливите без включена константа с изключени незначими променливи – Модел №22:

Таблица 4.31. Параметри на модел №22

Параметри на модела				
Parameter	Estimate	Standard Error	T Statistic	P-Value
X ₁	9,95611	1,467	6,7867	0,0000
X ₁ ·X ₂	-0,37194	0,14232	-2,61341	0,0215
X ₂ ²	-0,498837	0,107849	-4,62531	0,0005
X ₁ ²	-0,448342	0,0779395	-5,75244	0,0001
Анализ на вероятностите				
Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio
Model	8303,71	4	2075,93	29,79
Residual	905,77	13	69,6746	
Total	9209,48	17		
Статистика на модела				
R ² =	90,1648	%		
R ² (adjusted for d.f.) =	87,8951	%		
Standard Error of Est. =	8,34713			
Mean absolute error =	5,95327			
Durbin-Watson statistic =	1,72867			
Lag 1 residual autocorrelation =	0,0895907			



Фигура 4.43. Сравнителна графика за модел №22

Уравнението на модела в натурални променливи, съгласно табл. 4.31. е:

$$W_e = 9,95611 \cdot D_{cp} - 371,94 \cdot 10^{-3} \cdot f \cdot S_o - 498,837 \cdot 10^{-3} \cdot b^2 - 448,342 \cdot 10^{-3} \cdot D_{cp}^2, \text{ kWh/t} \quad (4.88)$$

Уравнението на този модел (табл. 4.31.) е малко по-сложно от това на модел №21, но за сметка на това съдържа в себе си всички управляващи фактори. Стойностите на коефициентите на множествена корелация R^2 и $R^2(\text{adj})$ и стойността на показателя на Фишер са малко по-ниски от тези на модел №21. Стойността на показателя на доверителна вероятност (P-Value) за модела е под критичната. Всички регресори, както и самият модел могат да се приемат за адекватни с ниво на доверителна вероятност над 90 %. Недостатъкът на този модел е, че е създаден въз основа на данни, получени от ограничен брой опити.

4.4. Изводи

Изводите направени въз основа на получените резултатите от статистическия анализ, относно изследването на технологичния процес на КИД-300, могат да бъдат обобщени по следния начин:

- На базата на статистическия анализ е формулиран количествен показател „А“ за изследване на качеството на готовия продукт получен от КИД-300.

- Анализът на моделите за регресионна зависимост на зърнометричния състав на готовия продукт показва, че от практически съображения, за тази целева функция (коефициента А) е най-добре да се използва модел №5. Моделът е с висока степен на адекватност и в него са включени всички управляващи фактори. Коефициентите на определеност на регресорите и на модела са достатъчно високи за инженерната практика. Получени са съответните аналитични зависимости ур-е 4.57 и ур-е 4.58 за целевата функция (А), която характеризира качеството на готовия продукт.

- Анализът на моделите за регресионна зависимост на производителността на машината по готов продукт показва, че за практически цели могат да се използват модел №10 и модел №11. В двата модела участват всички управляващи фактори и коефициентите на определеност на регресорите им са достатъчно високи за инженерни цели. Модел №11 е малко по-сложен от модел №10, но за сметка на това е с по-висока степен на определеност и има по-добри показатели като цяло. Получени са аналитични зависимости за производителността по готов продукт ур-е 4.67 и ур-е 4.68.

- Анализът на моделите за регресионна зависимост на относителния енергоразход за получаване на единица готов продукт показва, че за практически нужди може да се използва модел №22 (с допустима грешка от 10 %), като за неговото подобряване е необходимо да се направят допълнителни измервания с цел получаване на достатъчно количество данни. Създадените модели съдържат всички управляващи фактори и имат коефициент на определеност над критичния. Коефициентите на определеност на регресорите са достатъчно високи за инженерната практика. Получени са съответните аналитични зависимости за относителен енергоразход определен на база инсталирана мощност ур-е 4.79 и за относителен енергоразход определен на база средноквадратична мощност ур-е 4.88 и ур-е 4.90.

- На базата на избраните регресионни модели (модел №5, модел №11, модел №17 и модел №22) са направени (с помощта на програма Mathematica 5.2 [72, 73]) триизмерни диаграми. От тези диаграми може да се отчете влиянието на четирите управляващи фактора (f , S_d , b и D_{cp}) върху целевите функции.

- Представените резултати от експериментите показват, че средната степен на трошене при работа с КИД-300 (определена от ур-е 4.7) се изменя в широки граници, като минималната стойност на средната степен на трошене е $i=2,14$, а максималната $i=52,23$ (табл. 4.9.). Анализът на резултатите от направените опити показва, че:

- стойността на степента на трошене е зависима на първо място от едрината на изходния материал;

- изменението на едрината на изходния материал не оказва съществена промяна в едрината на готовия продукт;

- изменението на честотата на въртене на дебалансия вибратор разширява или стеснява границите на получаваните зърнометрични класове готов продукт, при което съответно се увеличава или намалява диапазона на изменение на степента на трошене, като едновременно с това се отчита и ефектът от изменението на статичния инерционен момент на дебалансия вибратор;

- увеличаването на широчината на разтоварния отвор води до намаляване на степента на трошене и до увеличаване на процентното съдържание на едрите класи в готовия продукт.

Всички постановки при анализа на резултатите от теоретико-експерименталното изследване на целевите функции (зърнометричен състав, производителност и относителен енергоразход) могат да се приемат за достоверни в указаните (в т. 4.1.2.) граници на изменение на управляващите фактори.

ГЛАВА V ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИЧНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА КОНУСНА ИНЕРЦИОННА ТРОШАЧКА КИД-300

В настоящата глава е извършено експериментално и симулационно изследване на динамичните параметри на КИД-300.

5.1. Изследване на степента на влияние на силата създавана от вътрешния конус върху силата на трошене

Общата сила на трошене реализирана в КИД-300 се създава главно от ротационното движение на дебалансния вибратор около неговата ос и в значително по-малка степен от прецесионното движение на вътрешния конус спрямо оста на сферичния лагер. Силите създавани от дебалансния вибратор и от вътрешния конус, като се отчитат разстоянията от приложните им точки до центъра на сферичния лагер и се пренебрегне ъгълът на прецесия на вътрешния конус могат да се определят от следните уравнения:

$$F'_o = \frac{v_o \cdot m_o \cdot e \cdot l \cdot \omega_o^2}{l_1 \cdot \cos \gamma + l_2 \cdot \sin \gamma}, \quad N \quad (5.1) \quad \text{и} \quad F'_k = \frac{\pi^2 v_k \cdot m_k \cdot e_1 \cdot l_3 \cdot n_o^2}{900 \cdot k_n \cdot (l_1 \cdot \cos \gamma + l_2 \cdot \sin \gamma)}, \quad N \quad (5.3)$$

Стойностите на всички величини в ур-е 5.1 могат да бъдат определени и силата развивана от дебалансния вибратор може да бъде изчислена при различните настройки на трошачката. В ур-е 5.3 всички величини могат да бъдат определени с изключение на коефициента на пропорционалност k_n , който зависи от честотата на прецесия на вътрешния конус n_{kp} .



Фигура 5.4. Диапазон на изменение на дяла на силата създавана от вътрешния конус, представен в относителни единици (в проценти от общата сила на трошене)

На фигура 5.4. е представен диапазонът на изменение на дяла на силата създавана от вътрешния конус, като процент от общата сила на трошене, в зависимост от статичния инерционен момент на дебалансния вибратор и широчината на статичния разтоварен отвор при вариращ J_n в границите $1 \div 100$. От тази фигура се вижда, че независимо от настройките на трошачката при коефициент на пропорционалност над 8, делът на силата създавана от вътрешния конус е под 1,9 % от общата сила на трошене, а за диапазона, в който работи трошачката ($k_n \geq 30$) делът на силата създавана от вътрешния конус е под 0,14 % от общата сила на трошене. Изводът от направеното аналитично изследване е, че силата създавана от вътрешния конус не е съществен фактор при трошене на материала в КИД-300.

5.2. Изследване на коравината на разтрошавания слой материал

5.2.1. Теоретико-експериментално определяне на коравината на слоя материал

Абсолютната стойност на широчината на слоя от уплътнен материал, който се образува в трошачната камера по време на трошенето, теоретично не може да бъде определена и практически е почти невъзможно да бъде измерена. С известно допускане може да се приеме, че средният диаметър (d_{cp}) на частиците в получения готов продукт отговаря на средната широчина на слоя материал в уплътнено състояние. Деформацията на слоя материал е определена с помощта на следното уравнение:

$$\Delta l = 0,5 \cdot b - h, \quad mm \quad (5.6)$$

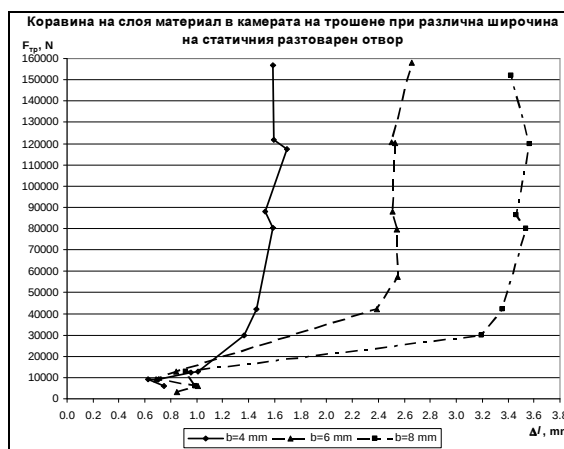
където b , mm е широчина на статичния разтоварен отвор на трошачката, а h , mm е средна широчина на слоя материал в уплътнено състояние.

Коравината на слоя материал е определена от следното уравнение:

$$c_{cl} = F_{mp} / \Delta l, \quad kN / m \quad (5.7)$$

Коравината на слоя материал зависи, както от относителните деформации в слоя, така и от абсолютната стойност на широчината на слоя материал т.е. първоначалния размер $b/2$.

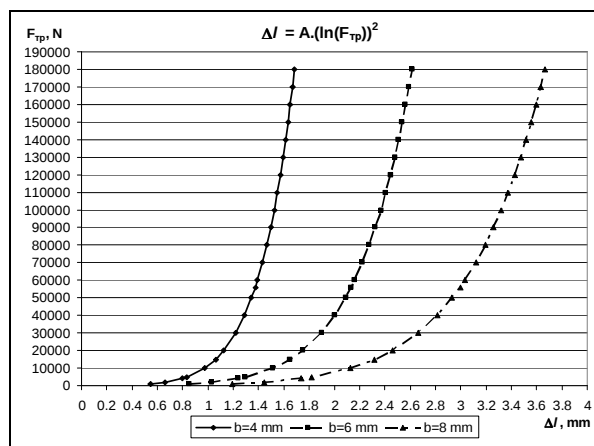
Поради тази причина получените резултати са систематизирани в три групи, съответно при широчина на статичния разтоварен отвор $b=4, 6$ и 8 mm. Въз основа на получените данни (табл. 5.2. от дис.) са построени характеристиките определящи големината на деформацията на слоя в зависимост от стойността на силата на трошене, които са представени на фигура 5.5.



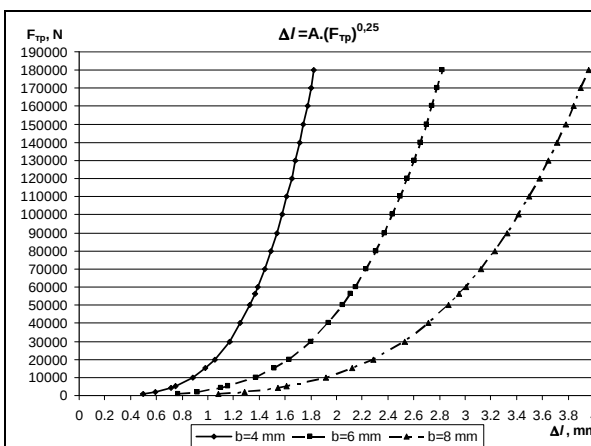
Фигура 5.5. Теоретико-експериментални характеристики на коравината на слоя материал

5.2.2. Съставяне на изследователски модели за коравината на слоя материал

На базата на получените данни за деформацията на слоя материал са съставени регресионни математически модели за изследване на теоретико-експерименталните характеристики на коравината на слоя материал. Моделите са съставени и изследвани с компютърна програма за статистически анализ на данните STATGRAPHICS Centurion XI. Изводът от направения статистически анализ на характеристиките за коравината на слоя материал е, че моделите, които апроксимират с най-висока точност получените характеристики са регресионни модели на логаритмична (фиг. 5.6.) и степенна (фиг. 5.7.) функция без включена константа.



Фигура 5.6. Апроксимиращи зависимости на регресионни модели №1, №2 и №3



Фигура 5.7. Апроксимиращи зависимости на регресионни модели №4, №5 и №6

Уравнението на модели №1, №2 и №3 в абсолютни единици е от вида:

$$\Delta l = A \cdot (\ln(F_{тр}))^2, \text{ mm} \quad (5.8)$$

а уравнението на модели №4, №5 и №6 в абсолютни единици е от вида:

$$\Delta l = A \cdot \sqrt[4]{F_{тр}}, \text{ mm} \quad (5.9)$$

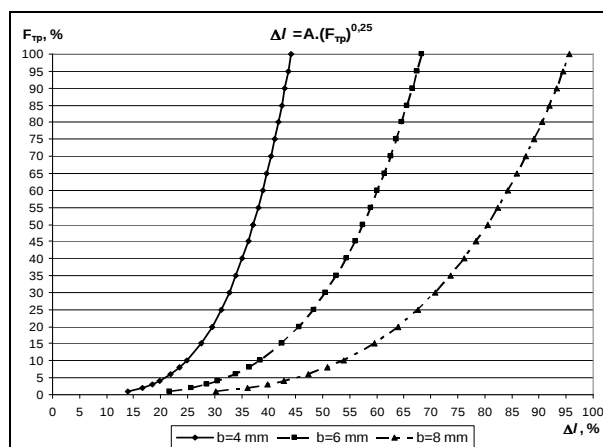
където A е константа.

Регресионните модели на степенната функция са с по-добри параметри в сравнение с регресионните модели на логаритмичната функция и видът на уравнението им (ур-е 5.9) е по-удобно за практическа употреба.

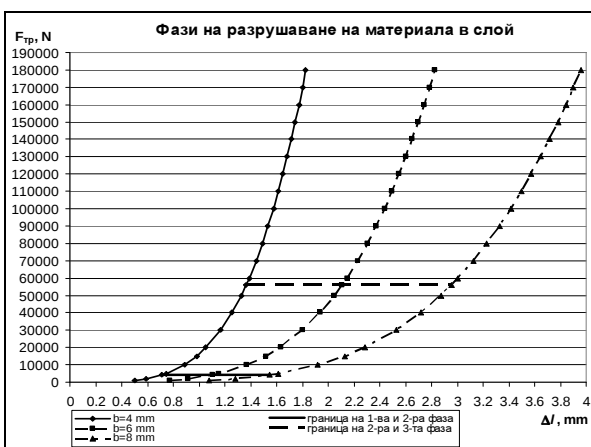
5.2.3. Определяне на границите на фазите на разрушаване на материала в слой

С цел изследване на апроксимиращите зависимости получени от регресионните модели (за коравината на слоя материал) е необходимо уравненията на тези модели да бъдат

представени в относителни единици. Силата на трошене зависи от настройките на машината и е изразена за всеки един опит, като процент от максималната сила на трошене. Деформацията на слоя (в относителни единици) за всеки един опит е изразена, като процент от максималната деформация на слоя. На фигура 5.8. са представени апроксимиращите зависимости на модел №7, №8 и №9 при широчина на статичния разтоварен отвор 4, 6 и 8 mm.



Фигура 5.8. Апроксимиращи зависимости на регресионни модели №7, №8 и №9



Фигура 5.9. Фази на разрушаване на материала в слой

С цел дефиниране на линейните участъци от апроксимиращите зависимости е необходимо да бъде определен ъгъл α . Това е ъгълът, който допирателната (във всяка една точка от кривата) сключва с абсцисната ос. За целта е необходимо да се определи производната на функцията $y=f(x)$ ($F_{mp}=f(\Delta l)$), геометричният смисъл на тази производна се явява тангенса от търсения ъгъл α . Уравнението на изследваната функция е:

$$F_{mp_i}(\Delta l_i) = \Delta l_i^4 / A^4, \quad \% \quad (5.12)$$

съответно производната на тази функция ще бъде:

$$F'_{mp_i}(\Delta l_i) = 4 \cdot \Delta l_i^3 / A^4 = \operatorname{tg} \alpha_i \quad (5.13)$$

Направено е изследване на всяка една апроксимираща крива (съответно за $b=4, 6$ и 8 mm), като са избрани 100 точки (първата точка отговаря на 1 %, а последната на 100 % от максималната сила на трошене). За всяка една точка е определена стойността на ъгъла α_i , който допирателната на функцията (в съответната точка) сключва с абсцисната ос. На фигура 5.9. са представени апроксимиращите зависимости на изследваните функции (в абсолютни единици) заедно с границите, които определят трите фази на разрушаване на материала в слой. Критерият, чрез който са дефинирани линейните участъци (първа и трета фаза на разрушаване) на трите характеристики е изследване на линейността на участъка, като числовият критерий за това е отклонението от линейност на участъка максимум до 1 % т.е. минимална стойност на коефициента на множествена корелация $R^2=99$ %.

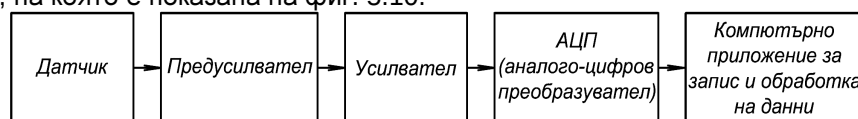
Изследването на функциите характеризиращи коравината на слоя материал показва, че стойността на силата на трошене, която определя границата между първа и втора фаза е $F_{mp}=2,64$ % или в абсолютни единици $F_{mp}=4168,2$ N, а за границата между втора и трета фаза се получава $F_{mp}=35,52$ % или в абсолютни единици $F_{mp}=56081,2$ N.

5.3. Експериментално изследване на вибрационните параметри на конусна инерционна трошачка КИД-300

5.3.1. Постановка на задачата за измерване на вибрационните параметри на КИД-300

5.3.1.1. Измерване на вибрационни параметри и честота на въртене

За целите на настоящото изследване е използвана многоканална измервателна система, блок схемата, на която е показана на фиг. 5.10.



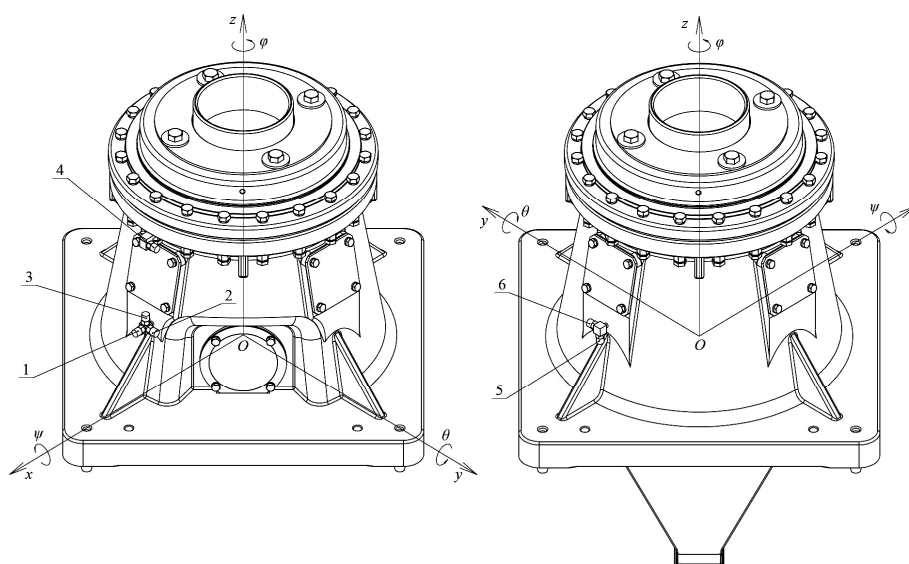
Фигура 5.10. Блок схема на свързване на измервателна система към компютър за запис и обработка на данните

5.3.1.2. Измервателна система на пространствени вибрационни параметри на КИД-300 и разположение на акселерометрите

Изследването на пространствени вибрационни параметри на механични системи е сложен проблем [12, 44, 45, 76, 80] за решаването, на който няма общовалиден и утвърден метод (подход). Поради тази причина при различните случаи (на механични системи) се подхожда различно в зависимост от конкретната машина или система.



Фигура 5.13. а) Разположение на акселерометрите върху КИД-300 при измерване на принудени трептения



Фигура 5.13. б) Схематично разположение на акселерометрите върху пространствения модел на КИД-300 при измерване на принудени трептения

За изследването на вибрационните параметри на КИД-300 е необходимо да се изпълни многоточкова измервателна система, като броят на измервателните канали трябва да бъде равен на броя на измервателните точки, които са изпълнени съгласно фиг. 5.13. а) и б). Вибрационните параметри на КИД-300 са изследвани по шест точкова измервателна система (фиг. 5.13. а) и б)), при която има шест измервателни канала, съответно с шест датчика. За определянето на вибрационните параметри на КИД-300 са използвани следните зависимости:

$$\ddot{x} = s_1, \quad m/s^2 \quad \text{и} \quad \ddot{\psi} = \frac{s_2 - s_4}{l_{1-4}}, \quad rad/s^2 \quad (5.14)$$

$$\ddot{y} = \frac{s_2 + s_6}{2}, \quad m/s^2 \quad \text{и} \quad \ddot{\theta} = \frac{s_3 + s_5}{l_{1-6}}, \quad rad/s^2 \quad (5.15)$$

$$\ddot{z} = \frac{s_3 - s_5}{2}, \quad m/s^2 \quad \text{и} \quad \ddot{\phi} = \frac{s_2 - s_6}{l_{1-6}}, \quad rad/s^2 \quad (5.16)$$

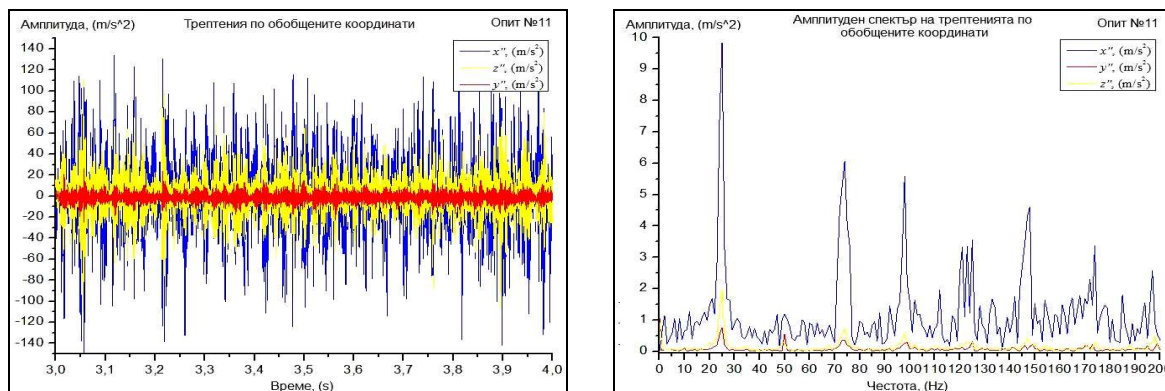
където S_1, S_2, S_3, S_4, S_5 и S_6 , m/s^2 са сигнали от датчик №1, №2, №3, №4, №5 и №6 (фиг. 5.13. б) и фиг. 5.14.), а $l_{1-4}=0,212$ m и $l_{1-6}=0,615$ m са разстояния между точките на монтиране на групите датчици (фиг. 5.14. от дис.).

5.3.1.3. Запис и обработка на данните

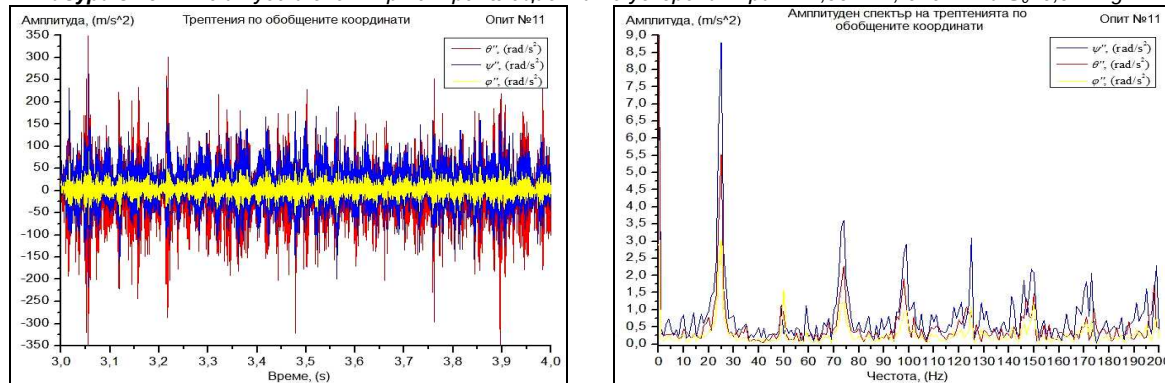
Блок схемата на измервателната уредба с помощта, на която са регистрирани резултатите е представена на фиг. 5.10. Усилвателната група на измервателната уредба е свързана към компютърната система с помощта на аналого-цифров преобразувател (АЦП) на фирмата National Instruments NI USB 6210, който е с компютърен USB интерфейс. Потокът от данните след АЦП се получава в цифров вид, като записът на данните във вид на файл е направен с компютърното приложение DASYLab®. Изменението на амплитудата на тока (в една от фазите на трифазния асинхронен задвижващ електродвигател) е регистрирано със същата измервателна уредба, като потокът от данни се получава в отделен за тази цел измервателен канал.

5.3.2. Експериментални изследвания на принудените трептения на КИД-300

Съгласно изложената в т. 5.3.1. постановка за измерване на принудени трептения са направени серия от експериментални изследвания на вибрационните параметри на КИД-300 при различни настройки на машината. Параметрите, които са променяни по време на експеримента оказващи пряко влияние върху вибрационните параметри на машината са: честотата на въртене на дебалансния вибратор, статичен инерционен момент на дебалансния вибратор и широчина на статичния разтоварен отвор на трошачката.



Фигура 5.19. Амплитуда и спектър на транслационните ускорения при $f=24,997$ Hz, $b=6$ mm и $S_0=0,921$ kg.m



Фигура 5.20. Амплитуда и спектър на ротационните ускорения при $f=24,997$ Hz, $b=6$ mm и $S_0=0,921$ kg.m

С цел онагледяване на получените резултати са представени на фиг. 5.19 и фиг. 5.20. записите на амплитудите и амплитудните спектри на ускоренията на корпуса на машината при следните настройки на машината: честота на въртене на дебалансния вибратор $f=24,997$ Hz ($i=1$); широчина на статичния разтоварен отвор на трошачката $b=6$ mm; статичен инерционен момент на дебалансния вибратор $S_0=0,921$ kg.m. Някои от получените записите направени при други настройки на трошачката са представени в приложението към дисертацията.

Поради големият брой параметри и невъзможността да се отделят значимите параметри е разгледан един обобщаващ параметър. Този параметър е обобщеното ускорение на центъра на тежестта на трошачката. Формулирана е следната зависимост за обобщеното ускорение на центъра на тежестта на трошачката:

$$\tilde{a}_C = \tilde{a}_{Cx} + \tilde{a}_{Cy} + \tilde{a}_{Cz}, \quad m/s^2, \text{ или} \quad (5.18)$$

$$\tilde{a}_C = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}, \quad m/s^2 \quad (5.19)$$

където a_x , a_y и a_z са виброускоренията по направление на осите x , y и z .

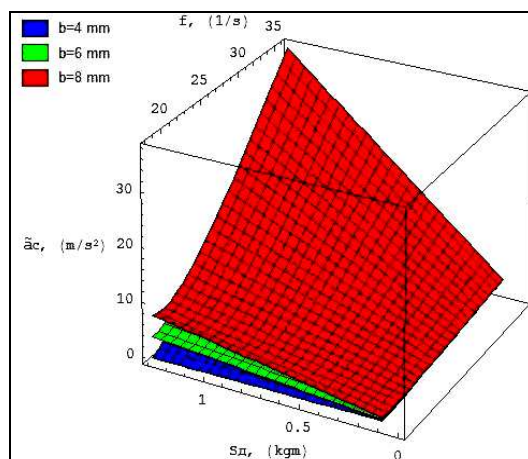
Въз основа на получените резултати е съставен регресионен изследователски модел. Уравнението на модела за $\tilde{a}_C$ в натурални променливи е:

$$\tilde{a}_C = -41,1467.S_\delta + 1,93541.f.S_\delta + 15759.S_\delta.b/f^4, \quad m/s^2 \quad (5.20.)$$

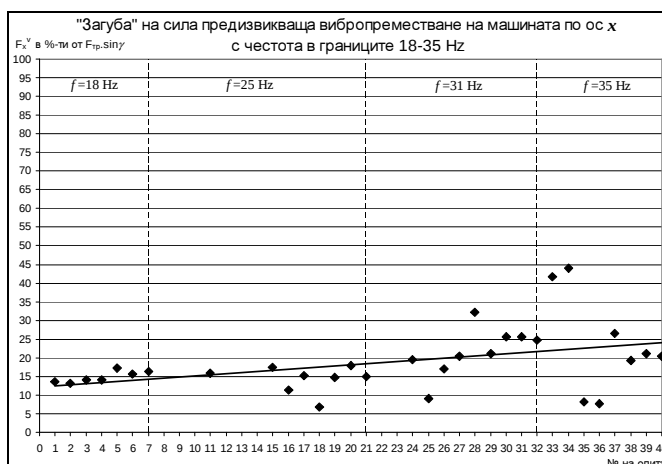
С помощта на този модел може да се анализира изменението на обобщеното ускорение на центъра на тежестта на машината в зависимост от честотата на въртене на дебалансния вибратор, статичния инерционен момент на дебалансния вибратор и широчината на статичния разтоварен отвор на трошачката. На фигура 5.24. е представен в графичен вид получения резултат.

Въз основа на получените резултати за стойността на виброускорението по ос x може да се определи големината на силата, която предизвиква вибропреместване на машината по ос x :

$$F_x^V = m_{mp}.a_x, \quad N \quad (5.21)$$



Фигура 5.24. Изменение на $\tilde{a}_C$ в зависимост от f_r , S_δ и b



Фигура 5.25. Силата F_x^V в %-ти от хоризонталната съставляваща на силата на трошене $F_{mp.siny}$

Силата предизвиква вибропреместването на машината по ос x се явява част от хоризонталната компонента на активната сила на трошене. Съпоставяйки стойностите на тези две сили може да се определи каква част (в %-ти) от хоризонталната съставляваща на силата на трошене, представлява така наречената „загуба“ на сила, която предизвиква вибропреместването на машината (със съответната честота) по ос x . На фигура 5.25. са представени в графичен вид получените резултати (от 40-те опита) за F_x^V (като част от хоризонталната съставляваща на силата на трошене $F_{mp.siny}$).

Изводът от направеното изследване е, че „загубата“ на сила, която предизвиква високочестотно вибропреместване на корпуса на машината (по ос x) представлява средно 10÷25 % от хоризонталната съставляваща на силата на трошене (фиг. 5.25.), съответно при изменение на честота на вибровъздействие (честотата на въртене на дебалансния вибратор) в границите 18÷35 Hz.

5.4. Динамично моделиране на вибрационните параметри на КИД-300

5.4.1. Ротационен тримасов модел с три степени на свобода на задвижването на вътрешния конус на КИД-300

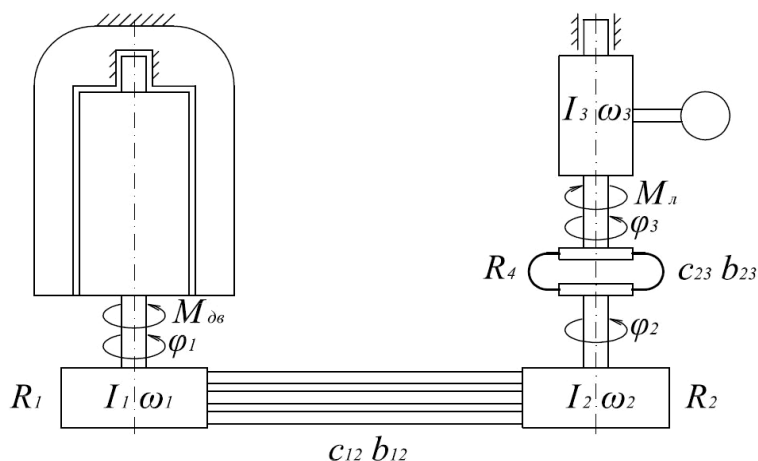
5.4.1.1. Основни задачи. Идеализации и приемания. Избор на схема.

Ротационният модел описва динамиката на многомасовата система, но при ротационно движение на телата само около една ос. Ротационният многомасов модел е теоретично приближение към натурния модел на задвижващата система на вътрешния конус на КИД-300. За опростяване на теоретичното изследване на ротационния модел се използват следните идеализации:

- системата извършва само ротационно движение около една ос (ротация около ос z);
- кинетичната енергия на системата има само ротационни съставляващи;
- разглеждат се само линейни съпротивителни сили представени чрез дисипативната функция на Релей, пренебрегват се силите на Кулоново триене и съпротивленията от по-висока от първа степен на скоростта;

- разглеждат се само малки завъртания на системата, около оста на ротация;
- направено е обединяване на някои елементи от задвижването на вътрешния конус в цели тела;
- съпротивленията от триене в лагерите не се моделират, а се представят с един общ съпротивителен момент.

При така направените идеализации и приемания, системата представена на фиг. 5.26. може да се приеме за напълно линейаризирана.



Фигура 5.26. *Линеаризиран ротационен динамичен модел – тримасова схема на взаимодействие между отделните тела на задвижването на вътрешния конус на КИД-300, където:*

- I_1 – инерционен момент на тяло №1 (ротор на задвижващия електродвигател заедно със задвижващата ремъчна шайба);
 I_2 – инерционен момент на тяло №2 (задвижвана ремъчна шайба);
 I_3 – инерционен момент на тяло №3 (опорен блок заедно с карданен вал и дебалансен вибратор);
 $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – ъглови скорости на трите тела;
 $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – ъгли на ротация на трите тела;
 c_{12} – еластична връзка между тяло №1 и №2 (еластична връзка между ремъчните шайби на клиноремъчната предавка – ремъци);
 c_{23} – еластична връзка между тяло №2 и №3 (еластична връзка между задвижваната ремъчна шайба и опорния блок – еластичен съединител);
 b_{12} – дисипативна връзка между тяло №1 и №2, моделираща дисипативните свойства на клиноремъчната предавка;
 b_{23} – дисипативна връзка между тяло №2 и №3, моделираща дисипативните свойства на еластичния съединител;
 $M_{\delta\phi}$ – задвижващ въртящ момент на електродвигателя;
 M_n – общ съпротивителен момент от плъзгащите и търкалящите лагери;
 R_i – радиус (рамо) на действие на сила ($k_R=R_2/R_1$).

5.4.1.2. Създаване на модела. Система диференциални уравнения. Теоретичен анализ.

Динамичният ротационен многомасов модел се изгражда съгласно принципа на Даламбер или чрез използване на диференциалните уравнения на Лагранж. Целта на създаването на динамичен модел (механо-математичен) е да се използват възможностите за теоретично изследване на динамичните параметри на системата с математически средства, като за улесняване на изследването са използвани компютърни приложения [44, 71, 76, 80].

Чрез използване на принципа на Даламбер се извежда:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} R_1^2 (\dot{\varphi}_1 - k_R \dot{\varphi}_2) + b_{12} R_1^2 (\dot{\varphi}_1 - k_R \dot{\varphi}_2) = M_{\delta\phi} \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - k_R c_{12} R_1^2 (\dot{\varphi}_1 - k_R \dot{\varphi}_2) + c_{23} R_4^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - k_R b_{12} R_1^2 (\dot{\varphi}_1 - k_R \dot{\varphi}_2) + b_{23} R_4^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = 0 \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} R_4^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - b_{23} R_4^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = -M_n \end{cases} \quad (5.30)$$

Преходът към матрична форма е на база системата диференциални уравнения (ур-е 5.30):

$$\begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_3 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{12} R_1^2 & -k_R b_{12} R_1^2 & 0 \\ -k_R b_{12} R_1^2 & k_R^2 b_{12} R_1^2 + b_{23} R_4^2 & -b_{23} R_4^2 \\ 0 & -b_{23} R_4^2 & b_{23} R_4^2 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{12} R_1^2 & -k_R c_{12} R_1^2 & 0 \\ -k_R c_{12} R_1^2 & k_R^2 c_{12} R_1^2 + c_{23} R_4^2 & -c_{23} R_4^2 \\ 0 & -c_{23} R_4^2 & c_{23} R_4^2 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{\delta\phi} \\ 0 \\ -M_n \end{bmatrix} \quad (5.31)$$

от тук аналогично следва преходът към:

$$A\ddot{\varphi} + B\dot{\varphi} + C\varphi = M(t) \quad (5.32)$$

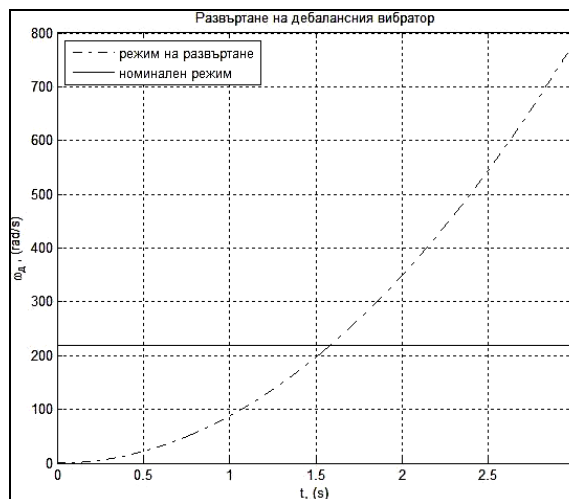
като използваните означения в ур-е 5.32 съответстват на ур-е 5.31.

5.4.1.3. *Параметриране на модела. Симуляционно изследване на развъртането на дебалансния вибратор на КИД-300.*

Инерционните, геометричните и дисипативните параметри на модела, както и параметрите на еластичните елементи са представени в таблица 5.8.

Таблица 5.8. Параметри на ротационния тримасов динамичен модел

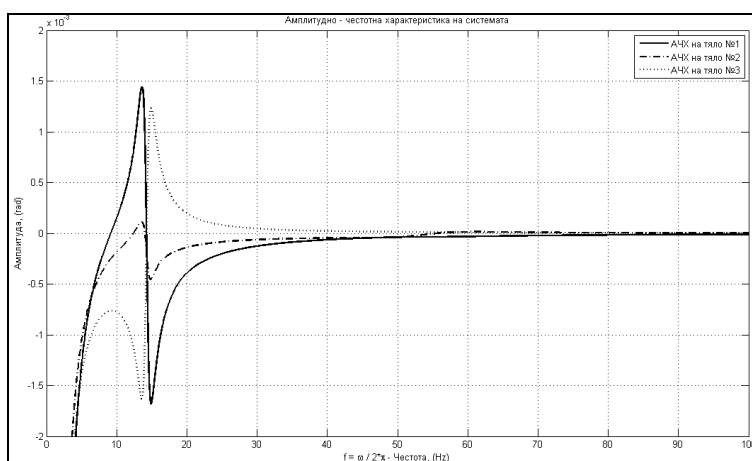
Инерционни параметри на модела		
Параметър	Стойност	Размерност
I_1 ($D_{pw}=156$ mm)	0,0597	kg.m ²
I_1 ($D_{pw}=208$ mm)	0,1116	kg.m ²
I_1 ($D_{pw}=260$ mm)	0,1874	kg.m ²
I_1 ($D_{pw}=300$ mm)	0,2411	kg.m ²
I_2	0,0781	kg.m ²
I_3	0,4109	kg.m ²
Дисипативни параметри на модела		
Параметър	Стойност	Размерност
b_{12}	150,2	N.s/m
b_{23}	523,06	N.s/m
Параметри на еластичните елементи		
Параметър	Стойност	Размерност
c_{12}	277357,8	N/m
c_{23}	426137,4	N/m
Геометрични параметри на модела		
Параметър	Стойност	Размерност
R_1	0,098	m
R_d	0,08	m
k_R ($D_{pw}=156$ mm)	0,735	–
k_R ($D_{pw}=208$ mm)	1	–
k_R ($D_{pw}=260$ mm)	1,265	–
k_R ($D_{pw}=300$ mm)	1,47	–



Фигура 5.30. Определяне на времето за развъртане на дебалансния вибратор

С помощта на така създадения ротационен тримасов модел е извършено симуляционно изследване на развъртането на дебалансния вибратор в програмна среда на MatLab. Разгледан е най-тежкият случай на развъртане на вибратора (в рамките на проведения експеримент), а именно:

- температура на работния флуид $t=15$ °C (развъртане при максимални съпротивления в лагерите, в случай на маслостанция без нагревател за маслото);
- максимален статичен инерционен момент на дебалансния вибратор $S_0=1,2947$ kg.m (19-та степен);
- максимална номинална честота на въртене на дебалансния вибратор $n_0=2088$ об/min ($D_{pw}=300$ mm и съответно $i=1,44$).



Фигура 5.29. б) АЧХ на ротационния тримасов модел получена при максимални инерционни параметри

На фигура 5.29 б) е представена амплитудно-честотната характеристика на системата от три ротационни тела, която е получена при единично въздействие (в програмна среда на MatLab), съответно при максимални стойности на инерционните параметри и на честотата на въртене на тримасовата система ($I_1=0,2411$ kg.m², $n_0=2088$ об/min, $S_0=1,2947$ kg.m и $t=15$ °C).

На фигура 5.30. са представени в графичен вид резултатите от направената симулация за развъртането на дебалансния вибратор при най-тежкия пусков режим на машината. От пресечната точка на двете характеристики на фиг. 5.30. може да се отчете времето, което е

необходимо за развъртането на дебалансния вибратор от момента на пуска на задвижващия електродвигател до достигане на номинална ъглова скорост на дебалансния вибратор. За най-тежкия пусков режим на машината необходимото време за развъртане на дебалансния вибратор (до номинална ъглова скорост $\omega_0=218,7 \text{ rad/s}$) се получава $t=1,584 \text{ s}$ (фиг. 5.30.).

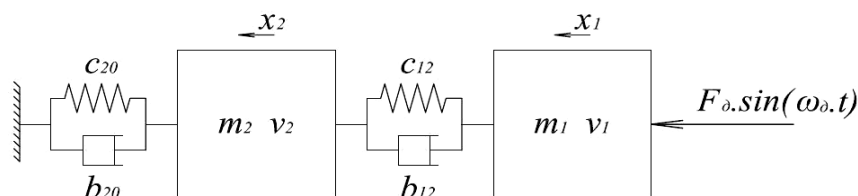
5.4.2. Равнинен двумасов модел с две степени на свобода на вътрешния конус и корпуса на КИД-300

5.4.2.1. Основни задачи. Идеализации и приемания. Избор на схема.

Равнинният модел описва динамиката на системата корпус-вътрешен конус, но при движение на телата само в равнината xy и то по направление на ос x . Динамиката на системата е идентична по ос x и по ос y , както и в цялата равнина xy . За опростяване на теоретичното изследване на равнинния модел ще се използват следните идеализации:

- системата извършва транслационно движение по направление само на една обобщена координата (ос x);
- кинетичната енергия на системата има само транслационни съставляващи;
- разглеждат се само линейни съпротивителни сили представени чрез дисипативната функция на Релей, пренебрегват се силите на Кулоново триене и съпротивленията от по-висока от първа степен на скоростта;
- разглеждат се само малки трептения (премествания) на системата;
- активната външна сила, която въздейства на системата се приема да бъде силата създавана само от дебалансния вибратор.

При така направените идеализации и приемания, системата представена на фиг. 5.31. може да се приеме за напълно линеаризирана.



Фигура 5.31. Линеаризиран равнинен динамичен модел – двумасова схема на взаимодействие между корпуса и вътрешния конус на КИД-300, където:

- m_1, m_2 – маси на двете тела;
 $a_1, a_2 (\ddot{x}_1, \ddot{x}_2)$ – линейни ускорения на двете тела;
 $v_1, v_2 (\dot{x}_1, \dot{x}_2)$ – линейни скорости на двете тела;
 x_1, x_2 – линейни премествания на двете тела;
 c_{12} – еластична връзка между тяло №1 и №2 (еластична връзка между външния и вътрешния конус – слоя материал);
 c_{20} – еластична връзка между тяло №2 и неподвижна опора (еластична връзка между фундамента и корпуса на машината – гумени виброизолатори);
 b_{12} – дисипативна връзка между тяло №1 и №2, моделираща дисипативните свойства на слоя материал;
 b_{20} – дисипативна връзка между тяло №2 и неподвижна опора, моделираща дисипативните свойства на гумените виброизолатори;
 F_0 – сила създавана от дебалансния вибратор на машината;
 ω_0 – ъглова скорост на дебалансния вибратор.

5.4.2.2. Създаване на модела. Система диференциални уравнения.

Динамичният равнинен двумасов модел се изгражда съгласно принципа на Даламбер или чрез използване на диференциалните уравнения на Лагранж.

Чрез използване на принципа на Даламбер се извежда:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_{12}(x_1 - x_2) + b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin(\omega_0 t) \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_{12}(x_1 - x_2) + c_{20}x_2 - b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_{20}\dot{x}_2 = 0 \end{cases} \quad (5.67)$$

Преходът към матрична форма на база системата диференциални уравнения е:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{12} & -b_{12} \\ -b_{12} & b_{12} + b_{20} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{12} & -c_{12} \\ -c_{12} & c_{12} + c_{20} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \sin(\omega_0 t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.68)$$

от тук аналогично следва преходът към:

$$A\ddot{x} + B\dot{x} + Cx = F(t) \quad (5.69)$$

като използваните означения в ур-е 5.69 съответстват на ур-е 5.68.

5.4.2.3. Параметриране на модела. Симулационно изследване на равнинни принудени трептения.

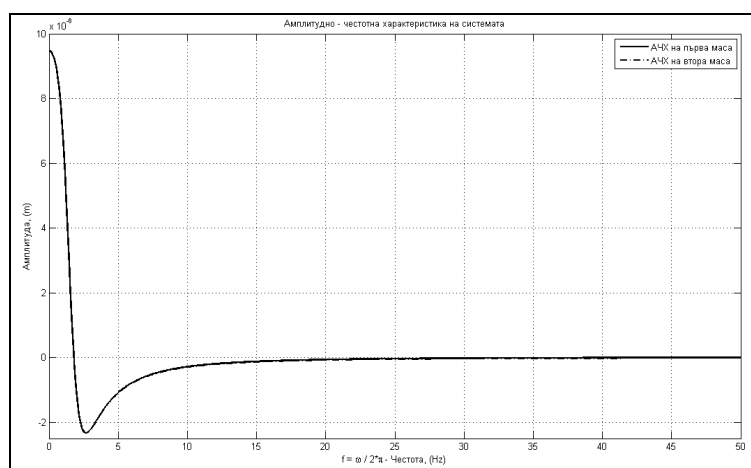
Инерционните и дисипативните параметри на модела, както и параметрите на еластичните елементи са представени в таблица 5.11.

Таблица 5.11. Параметри на равнинния двумасов динамичен модел

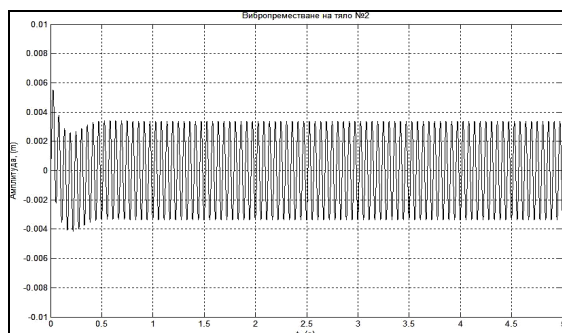
Инерционни параметри на модела		
Параметър	Стойност	Размерност
m_1	124,46	kg
m_2	714,16	kg
Дисипативни параметри на модела		
Параметър	Стойност	Размерност
b_{12} ($b=4$ mm)	67566,5	N.s/m
b_{12} ($b=6$ mm)	54313,7	N.s/m
b_{12} ($b=8$ mm)	45896,1	N.s/m
b_{20}	11725,53	N.s/m
Параметри на еластичните елементи		
Параметър	Стойност	Размерност
c_{12} ($b=4$ mm)	101889622	N/m
c_{12} ($b=6$ mm)	65839384	N/m
c_{12} ($b=8$ mm)	47013045	N/m
c_{20}	105642	N/m

С помощта на така създадения равнинен двумасов модел е направено симулационно изследване (в програмна среда на MatLab) на равнинните принудени трептения на машината по направление на ос x . Изследвани са равнинните принудени трептения на тяло №2 по направление на ос x , като е променяна само честотата на въртене на дебалансия вибратор (в диапазон 18÷31 Hz), а стойностите на останалите параметри са постоянни. Използваните настройки на машината (опити №6, №17 и №24) при симулационното изследване са следните:

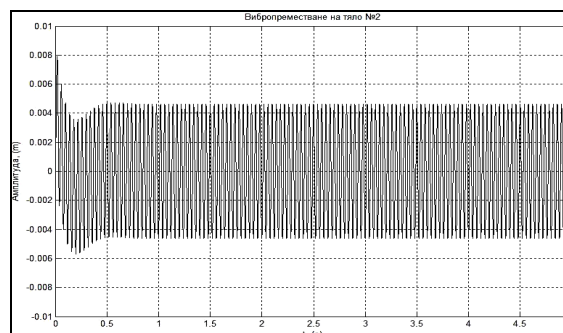
- $f=18$ Hz, $\omega_0=113,10$ rad/s, $S_0=0,09441$ kg.m и $b=6$ mm;
- $f=25$ Hz, $\omega_0=157,08$ rad/s, $S_0=0,09441$ kg.m и $b=6$ mm;
- $f=31$ Hz, $\omega_0=194,78$ rad/s, $S_0=0,09441$ kg.m и $b=6$ mm.



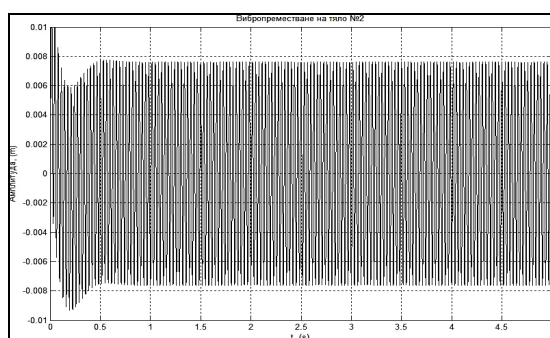
Фигура 5.38. АЧХ на равнинния двумасов модел



Фигура 5.39. Трептения на корпуса на машината по ос x (опит №6)



Фигура 5.40. Трептения на корпуса на машината по ос x (опит №17)



Фигура 5.41. Трептения на корпуса на машината по ос x (опит №24)

На фигура 5.38. е представена амплитудно-честотната характеристика на двумасовата система при движение на телата в равнината xy по направление на ос x (ос y), която е получена при единично въздействие, съответно в програмна среда на MatLab. Амплитудно-

честотните характеристики на двете тела се припокриват почти напълно. Този ефект се получава поради високите стойности на коефициента на коравина на слоя материал.

На фигури 5.39., 5.40. и 5.41. са представени резултатите за вибропреместването (трептенията) на корпуса на машината в хоризонталната равнина $xу$ по направление на ос x , които са получени от направеното симулационно изследване на равнинния двумасов модел в програмна среда на MatLab. Както се вижда от получените резултати стойността на амплитудата на вибропреместването на корпуса на машината по направление на ос x (ос y) при настройки на машината, които отговарят на опити №6, №17 и №24, съответно е 0,003367 m (фиг. 5.39.); 0,004626 m (фиг. 5.40.) и 0,007608 m (фиг. 5.41.).

5.4.3. Пространствен едномасов модел с шест степени на свобода на КИД-300

5.4.3.1. Основни задачи. Идеализации и приемания. Избор на схема.

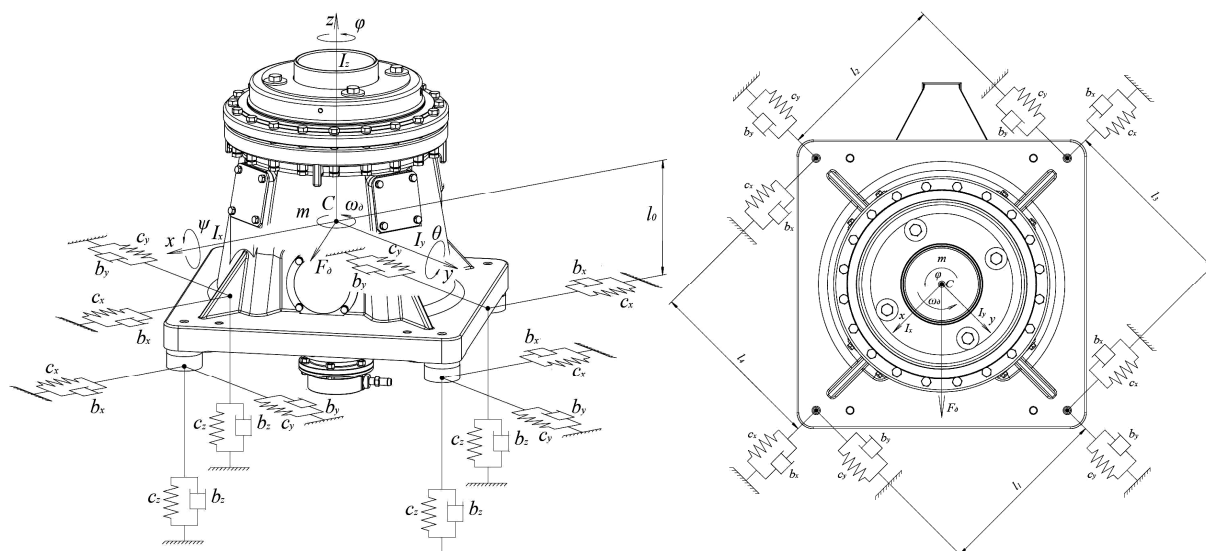
За пълното изследване на вибрационните параметри на КИД-300, както и поради невъзможността да се отчетат някои от вибрационните параметри с равнинния модел (вибропреместване по ос z), е необходимо да се премине към пространствен опростен динамичен модел. За тази цел се разглежда движението на едномасова пространствена система с еластични и демпфирани връзки към фундамента на машината описваща динамичното поведение на КИД-300 в работни условия. Основа за анализа на пространствените трептения на едномасовата система са следните приемания:

- разглеждат се само малки трептения (премествания и завъртания) по и спрямо осите x , y , z ;
- системата се разглежда като едномасова и е представена като едно тримерно тяло с масовите си и инерционни характеристики;
- активната външна сила, която въздейства на системата (силата създавана от дебалансния вибратор) е приложена в масовия център на трошачката;
- ротацията на направлението на активната външна сила е около ос z и то само в равнината $xу$;
- разглеждат се само линейни съпротивителни сили представени чрез дисипативната функция на Релей, пренебрегват се силите на Кулоново триене и съпротивленията от по-висока от първа степен на скоростта;
- при наклоняването на тампоните се приема, че компонентите на еластичната сила не дават допълнителни силови и моментови реакции освен тези по главните оси на тампона, и че няма промяна в еластичният коефициент характеризиращ тампоните;
- еластичните елементи имат пренебрежимо малко вътрешно триене;
- разсейването на енергията е по линеен закон.

Линеаризации на ъгловите скорости

За малки трептения при ъглови завъртания под 5° механичната система може да се приеме за напълно линеаризуема [9, 44, 45, 71, 80]. Следователно, като се използва, че синусовата стойност от малък ъгъл е равна на стойността на ъгъла (в радиани) и косинусовата стойност от малък ъгъл е равна на единица за ъгловата скорост може да се запише:

$$\omega = [\omega_x, \omega_y, \omega_z]^T = [\dot{\psi} - \dot{\theta} \cdot \varphi, \quad \dot{\theta} + \dot{\psi} \cdot \varphi, \quad \dot{\varphi} - \dot{\psi} \cdot \theta]^T \quad (5.99)$$



Фигура 5.43. Линеаризиран едномасов пространствен динамичен модел на КИД-300, където:

m – маса на трошачката;

I_x, I_y, I_z – инерционни моменти на трошачката спрямо оси x, y, z ;

C_x, C_y, C_z – еластични връзки между корпуса на машината и нейния фундамент (коефициенти на статична коравина на гумените виброизолатори по направление на осите x, y, z);

b_x, b_y, b_z – дисипативни връзки между корпуса на машината и нейния фундамент, моделиращи дисипативните свойства на виброизолаторите (коефициенти на демпфиране на гумените виброизолатори по направление на осите x, y, z);

F_0 – сила създавана от дебалансния вибратор на машината;

ω_0 – ъглова скорост на дебалансния вибратор;

C – масов център на трошачката;

S_{xyz} – подвижна координатна система;

l_0, l_1, l_2, l_3, l_4 – разстояния определящи координатите на точките на окачване на виброизолаторите спрямо отправната (неподвижна) координатна система.

При втората стъпка на линеаризирането се използва това, че от функционалните дефиниции на ъгловите скорости отпадат всички членове от втори и по-висок порядък, поради умножението на малка по малка величина (получава се величина близка до нула), тогава за ъгловата скорост се получава:

$$\omega = [\omega_x, \omega_y, \omega_z]^T = [\dot{\psi}, \dot{\theta}, \dot{\phi}]^T \quad (5.101)$$

При така направените идеализации и приемания едномасовият пространствен динамичен модел с шест степени на свобода на КИД-300, представен на фиг. 5.43. може да се приеме за напълно линеаризиран. За отправна координатна система е приета к.с. $Oxyz$, която е разположена неподвижно в масовия център на трошачката. В положение на статично равновесие на машината, координатните начала и осите на координатните системи $Oxyz$ и S_{xyz} съвпадат.

5.4.3.2. Динамичен модел и диференциални уравнения на Лагранж

Съгласно направените приемания диференциални уравнения на Лагранж се опростяват до:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad i = 1 \div s \quad (5.106)$$

Кинетичната енергия на системата е:

$$E_k = 0,5.m.[v_x^2, v_y^2, v_z^2]^T + 0,5.[I_x.\omega_x^2, I_y.\omega_y^2, I_z.\omega_z^2]^T \quad (5.107)$$

където v_x, v_y, v_z са линейни скорости на трошачката по оси x, y, z , а $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ са ъгови скорости на трошачката около оси x, y, z . Съответно, като се отчетат приетите по-горе означения и линеаризации се получава:

$$E_k = 0,5.m.(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) + 0,5.(I_x.\dot{\psi}^2 + I_y.\dot{\theta}^2 + I_z.\dot{\phi}^2) \quad (5.109)$$

Матрицата на инерционните коефициенти е:

$$A = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_z \end{bmatrix}, \text{ където } a_{ij} = \frac{\partial^2 E_k}{\partial \dot{q}_i \partial \dot{q}_j} = a_{ji} \quad (5.110)$$

Потенциалната енергия на системата е равна на работата на еластичните сили. Потенциалната енергия на системата е:

$$E_p = 0,5.\sum_{i=1}^n (c_{x_i}.\delta_{x_i}^2 + c_{y_i}.\delta_{y_i}^2 + c_{z_i}.\delta_{z_i}^2) \quad (5.111)$$

където $\delta_x, \delta_y, \delta_z$ са деформации в еластичните елементи по оси x, y, z .

Деформациите на еластичните елементи спрямо глобалната неподвижна координатна система [45] при така приетите линеаризации на ъгловите скорости, се дават от следните зависимости:

$$\delta = \begin{bmatrix} \delta_{x_i} \\ \delta_{y_i} \\ \delta_{z_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x + \theta.z_i - \phi.y_i \\ y - \psi.z_i + \phi.x_i \\ z + \psi.y_i - \theta.x_i \end{bmatrix}, \quad (5.112)$$

където x_i, y_i, z_i са координатите на центровете на отделните еласто-демпфращи елементи. Съответно за потенциалната енергия на системата се получава:

$$E_p = 0,5 \cdot \sum_{i=1}^n c_{x_i} (x + \theta \cdot z_i - \phi \cdot y_i)^2 + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^n c_{y_i} (y - \psi \cdot z_i + \phi \cdot x_i)^2 + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^n c_{z_i} (z + \psi \cdot y_i - \theta \cdot x_i)^2 \quad (5.113)$$

Матрицата на квазиеластичните коефициенти е:

$$C = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n c_{x_i} & 0 & 0 & 0 & \sum_{i=1}^n c_{x_i} \cdot z_i & -\sum_{i=1}^n c_{x_i} \cdot y_i \\ 0 & \sum_{i=1}^n c_{y_i} & 0 & -\sum_{i=1}^n c_{y_i} \cdot z_i & 0 & \sum_{i=1}^n c_{y_i} \cdot x_i \\ 0 & 0 & \sum_{i=1}^n c_{z_i} & \sum_{i=1}^n c_{z_i} \cdot y_i & -\sum_{i=1}^n c_{z_i} \cdot x_i & 0 \\ 0 & -\sum_{i=1}^n c_{y_i} \cdot z_i & \sum_{i=1}^n c_{z_i} \cdot y_i & \sum_{i=1}^n (c_{z_i} \cdot y_i^2 + c_{y_i} \cdot z_i^2) & -\sum_{i=1}^n c_{z_i} \cdot x_i \cdot y_i & -\sum_{i=1}^n c_{y_i} \cdot x_i \cdot z_i \\ \sum_{i=1}^n c_{x_i} \cdot z_i & 0 & -\sum_{i=1}^n c_{z_i} \cdot x_i & -\sum_{i=1}^n c_{z_i} \cdot x_i \cdot y_i & \sum_{i=1}^n (c_{z_i} \cdot x_i^2 + c_{x_i} \cdot z_i^2) & -\sum_{i=1}^n c_{x_i} \cdot y_i \cdot z_i \\ -\sum_{i=1}^n c_{x_i} \cdot y_i & \sum_{i=1}^n c_{y_i} \cdot x_i & 0 & -\sum_{i=1}^n c_{y_i} \cdot x_i \cdot z_i & -\sum_{i=1}^n c_{x_i} \cdot y_i \cdot z_i & \sum_{i=1}^n (c_{y_i} \cdot x_i^2 + c_{x_i} \cdot y_i^2) \end{bmatrix}, \text{ където } c_{ij} = \frac{\partial^2 E_p}{\partial q_i \partial q_j} = c_{ji} \quad (5.114)$$

В съответствие с направените приемания и допускания дисипативната енергия на системата е:

$$E_d = 0,5 \cdot \sum_{i=1}^n (b_{x_i} \cdot \dot{\delta}_{x_i}^2 + b_{y_i} \cdot \dot{\delta}_{y_i}^2 + b_{z_i} \cdot \dot{\delta}_{z_i}^2) \quad (5.115)$$

При така приетите линеаризации на модела аналогията между дисипативната енергия и потенциалната енергия на системата е пълна, при което се използват следните зависимости:

$$\dot{\delta} = \begin{bmatrix} \dot{\delta}_{x_i} \\ \dot{\delta}_{y_i} \\ \dot{\delta}_{z_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x} + \dot{\theta} \cdot z_i - \dot{\phi} \cdot y_i \\ \dot{y} - \dot{\psi} \cdot z_i + \dot{\phi} \cdot x_i \\ \dot{z} + \dot{\psi} \cdot y_i - \dot{\theta} \cdot x_i \end{bmatrix} \quad (5.116)$$

Съответно за дисипативната енергия на системата се получава:

$$E_d = 0,5 \cdot \sum_{i=1}^n b_{x_i} (\dot{x} + \dot{\theta} \cdot z_i - \dot{\phi} \cdot y_i)^2 + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^n b_{y_i} (\dot{y} - \dot{\psi} \cdot z_i + \dot{\phi} \cdot x_i)^2 + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^n b_{z_i} (\dot{z} + \dot{\psi} \cdot y_i - \dot{\theta} \cdot x_i)^2 \quad (5.117)$$

Матрицата на дисипативните коефициенти е:

$$B = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n b_{x_i} & 0 & 0 & 0 & \sum_{i=1}^n b_{x_i} \cdot z_i & -\sum_{i=1}^n b_{x_i} \cdot y_i \\ 0 & \sum_{i=1}^n b_{y_i} & 0 & -\sum_{i=1}^n b_{y_i} \cdot z_i & 0 & \sum_{i=1}^n b_{y_i} \cdot x_i \\ 0 & 0 & \sum_{i=1}^n b_{z_i} & \sum_{i=1}^n b_{z_i} \cdot y_i & -\sum_{i=1}^n b_{z_i} \cdot x_i & 0 \\ 0 & -\sum_{i=1}^n b_{y_i} \cdot z_i & \sum_{i=1}^n b_{z_i} \cdot y_i & \sum_{i=1}^n (b_{z_i} \cdot y_i^2 + b_{y_i} \cdot z_i^2) & -\sum_{i=1}^n b_{z_i} \cdot x_i \cdot y_i & -\sum_{i=1}^n b_{y_i} \cdot x_i \cdot z_i \\ \sum_{i=1}^n b_{x_i} \cdot z_i & 0 & -\sum_{i=1}^n b_{z_i} \cdot x_i & -\sum_{i=1}^n b_{z_i} \cdot x_i \cdot y_i & \sum_{i=1}^n (b_{z_i} \cdot x_i^2 + b_{x_i} \cdot z_i^2) & -\sum_{i=1}^n b_{x_i} \cdot y_i \cdot z_i \\ -\sum_{i=1}^n b_{x_i} \cdot y_i & \sum_{i=1}^n b_{y_i} \cdot x_i & 0 & -\sum_{i=1}^n b_{y_i} \cdot x_i \cdot z_i & -\sum_{i=1}^n b_{x_i} \cdot y_i \cdot z_i & \sum_{i=1}^n (b_{y_i} \cdot x_i^2 + b_{x_i} \cdot y_i^2) \end{bmatrix}, \text{ където } b_{ij} = \frac{\partial^2 E_d}{\partial \dot{q}_i \partial \dot{q}_j} = b_{ji} \quad (5.118)$$

Векторът характеризиращ външните сили има следния вид:

$$Q = [F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z]^T \quad (5.119)$$

където F_x, F_y, F_z са сили по оси x, y, z , а M_x, M_y, M_z са въртящи моменти спрямо оси x, y, z .

Съгласно гореизложеното се получава следното матрично уравнение:

$$A \ddot{q} + B \dot{q} + C q = Q(t) \quad (5.120)$$

Съгласно ориентирането на координатната система S_{xyz} (фиг. 5.43.) разстоянията определящи координатите на точките на окачване на опорните тампони съответно са: $l_0 = -z_i$; $l_1 = x_i$; $l_2 = -x_i$; $l_3 = y_i$; $l_4 = -y_i$, от където за ур-е 5.120 се получава:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\psi} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 4b_x & 0 & 0 & 0 & -4b_x z_i & 0 \\ 0 & 4b_y & 0 & 4b_y z_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4b_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4b_y z_i & 0 & 2b_z y_i^2 + 4b_y z_i^2 & 0 & 0 \\ -4b_x z_i & 0 & 0 & 0 & 2b_z x_i^2 + 4b_x z_i^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2b_y x_i^2 + 2b_x y_i^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 4c_x & 0 & 0 & 0 & -4c_x z_i & 0 \\ 0 & 4c_y & 0 & 4c_y z_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4c_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4c_y z_i & 0 & 2c_z y_i^2 + 4c_y z_i^2 & 0 & 0 \\ -4c_x z_i & 0 & 0 & 0 & 2c_z x_i^2 + 4c_x z_i^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2c_y x_i^2 + 2c_x y_i^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ \psi \\ \theta \\ \phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (5.123)$$

Съответно за системата диференциални уравнения за движението на едномасовия пространствен модел се получава:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + 4b_x(\dot{x} - \dot{\theta}z_i) + 4c_x(x - \theta z_i) &= F_x \\ m\ddot{y} + 4b_y(\dot{y} + \dot{\psi}z_i) + 4c_y(y + \psi z_i) &= F_y \\ m\ddot{z} + 4b_z\dot{z} + 4c_z z &= F_z \\ I_x\ddot{\psi} + 4b_y z_i \dot{y} + (2b_z y_i^2 + 4b_y z_i^2)\dot{\psi} + 4c_y z_i y + (2c_z y_i^2 + 4c_y z_i^2)\psi &= M_x \\ I_y\ddot{\theta} - 4b_x z_i \dot{x} + (2b_z x_i^2 + 4b_x z_i^2)\dot{\theta} - 4c_x z_i x + (2c_z x_i^2 + 4c_x z_i^2)\theta &= M_y \\ I_z\ddot{\phi} + (2b_y x_i^2 + 2b_x y_i^2)\dot{\phi} + (2c_y x_i^2 + 2c_x y_i^2)\phi &= M_z \end{aligned} \quad (5.126)$$

5.4.3.3. Параметриране на модела. Симулационно изследване на пространствени принудени трептения.

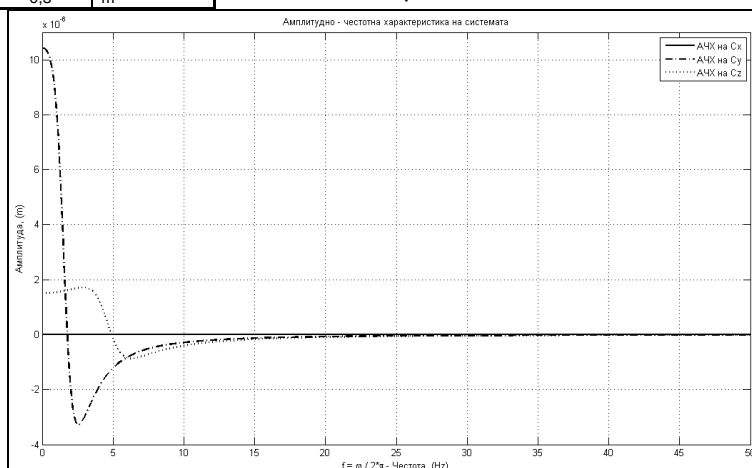
Инерционните и дисипативните параметри на модела, както и параметрите на еластичните елементи са представени в таблица 5.14.

Таблица 5.14. Параметри на пространствения едномасов динамичен модел

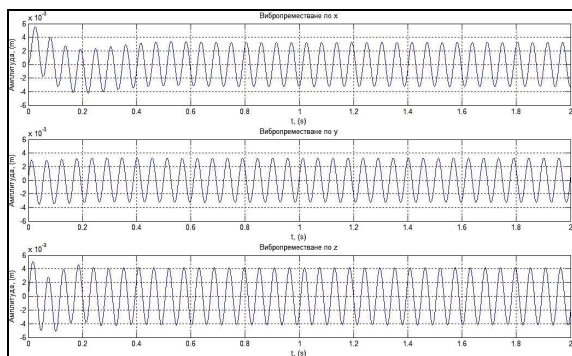
Инерционни параметри на модела		
Параметър	Стойност	Размерност
m	838,6	kg
I_x	61,44	kg.m ²
I_y	61,44	kg.m ²
I_z	51,516	kg.m ²
Дисипативни параметри на модела		
Параметър	Стойност	Размерност
b_x	2931,38	N.s/m
b_y	2931,38	N.s/m
b_z	4205,66	N.s/m
x_i	0,486	m
y_i	0,486	m
z_i	0,3	m
Параметри на еластичните елементи		
Параметър	Стойност	Размерност
c_x	26410,5	N/m
c_y	26410,5	N/m
c_z	197766,1	N/m
x_i	0,486	m
y_i	0,486	m
z_i	0,3	m

С помощта на така създадения динамичен модел е направено симулационно изследване (в програмна среда на MatLab) на пространствените принудени трептения на корпуса на КИД-300. Условието (настройките на машината), при които е направена симулацията са същите както при равнинния двумасов модел.

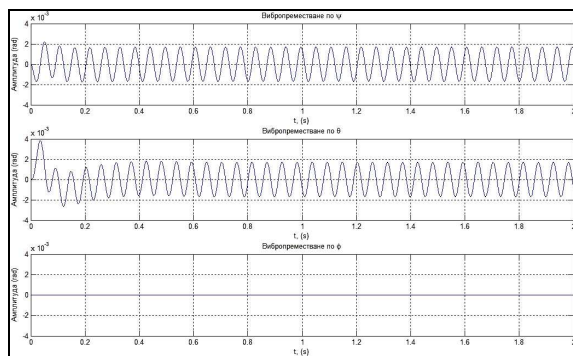
На фигура 5.46. е представена амплитудно-честотната характеристика на едномасовата система при пространствено движение на машината, която е получена при единично въздействие, съответно в програмна среда на MatLab. От фиг. 5.47. до фиг. 5.52. са представени получените резултати за вибропреместването (трептенията) на корпуса на КИД-300 при настройки на машината отговарящи на опити №6, №17 и №24.



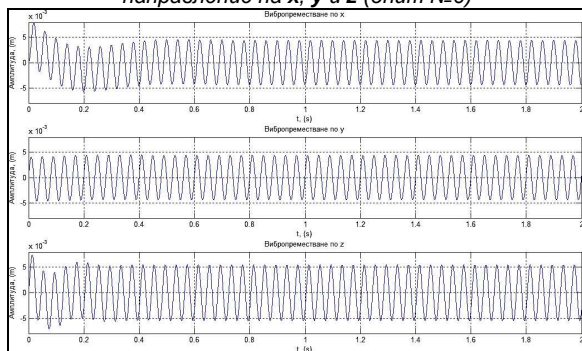
Фигура 5.46. АЧХ на пространствения едномасов модел



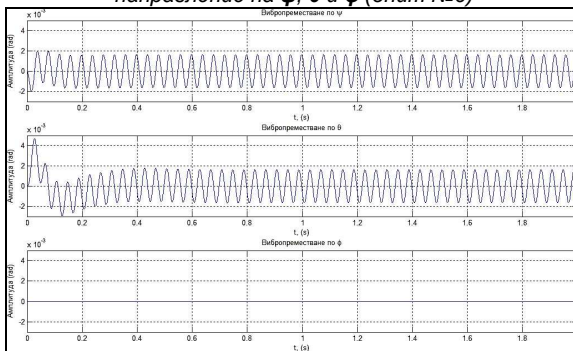
Фигура 5.47. Трептения на корпуса на машината по направление на x , y и z (опит №6)



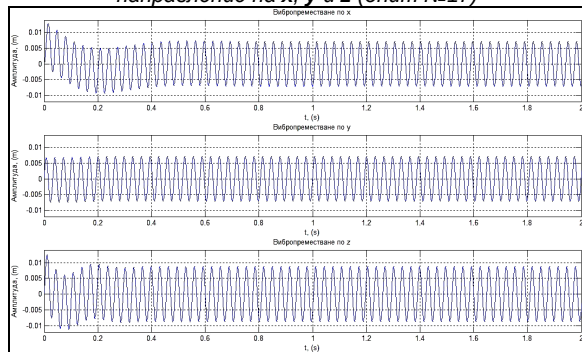
Фигура 5.48. Трептения на корпуса на машината по направление на ψ , θ и ϕ (опит №6)



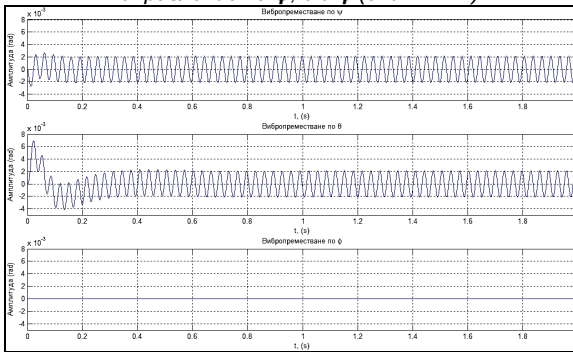
Фигура 5.49. Трептения на корпуса на машината по направление на x , y и z (опит №17)



Фигура 5.50. Трептения на корпуса на машината по направление на ψ , θ и ϕ (опит №17)



Фигура 5.51. Трептения на корпуса на машината по направление на x , y и z (опит №24)



Фигура 5.52. Трептения на корпуса на машината по направление на ψ , θ и ϕ (опит №24)

Стойностите на амплитудата на вибропреместването (трептенията) на корпуса на КИД-300, които са получени от симулационното изследване на пространствения едномасов модел са систематизирани и представени в таблица 5.16.

Таблица 5.16. Резултати за вибропреместването на корпуса на КИД-300

опит №	x , m	y , m	z , m	ψ , rad	θ , rad	ϕ , rad
6	0,00324	0,00324	0,00416	0,00169	0,00169	0
17	0,00440	0,00440	0,00545	0,00163	0,00163	0
24	0,00710	0,00710	0,00869	0,00211	0,00211	0

Получените резултати от симулационното изследване на пространствения едномасов модел за големината на амплитудата на вибропреместването на корпуса на машината по направление на ос x са близки по стойност с резултатите, които са получени от симулационното изследване на равнинния двумасов модел (т. 5.4.2.3.).

5.5. Изводи

Изводите направени въз основа на получените резултати от изследването на динамичните параметри на конусна инерционна трошачка тип КИД-300 могат да бъдат обобщени по следния начин:

- Относно, това каква част от силата на трошене представлява силата създавана от вътрешния конус, може да се направи заключение, че силата на трошене реализирана в трошачки тип КИД в основна степен се определя от силата създавана от дебалансния вибратор. Резултатите от изследването показват, че при коефициент на пропорционалност $k_n \geq 30$ силата

създавана от вътрешния конус достига максимално до 0,14 % от общата сила на трошене, а при $8 \leq k_n \leq 30$ достига максимална стойност 1,9 % от общата сила на трошене.

- Разработената методика за определяне на коравината на слоя материал позволява да бъдат определени еластичните и демпфиращите свойства на слоя материал и да бъдат дефинирани фазите на разрушаване на материала в слой, както и определяне на границите между тях. Като по този начин е възможно да бъде получена минималната стойност на сила на трошене за постигане на дадено качество на готовия продукт, а оттам следва намаляване на разхода на енергия за процеса трошене.

- Експерименталните изследвания на вибрационните параметри дават възможност да бъде направен анализ на ускоренията на машината в пространството при работа на трошачката с различни настройки. Разработена е методика за определяне на предаваното вибровъздействие от дебалансния вибратор до корпуса и опорните му тампони, чрез използване на прецизна виброизмервателна апаратура. Този методичен подход може да послужи като основа за определяне на необходимата сила на трошене с цел определяне на загубите на енергия за трошене и оптимизация на задвижващата система на трошачката.

- Създаденият ротационен динамичен модел на задвижването на вътрешния конус предоставя възможности за изследване на процеса на развъртане на дебалансния вибратор и може да се използва за динамично оразмеряване на задвижващата система. Крайният резултат е създадената възможност за оптимизация на избора на задвижващ електродвигател и намаляване на разхода на електроенергия.

- Равнинният динамичен модел на вътрешния конус и корпуса на машината предоставя възможности за изследване на движението на трошачката в хоризонталната равнина. От модела може да се получи информация за амплитудата на вибропреместването, виброскоростта и виброускорението на двете тела в хоризонталната равнина. Той може да се използва при проектиране и конструиране на трошачки тип КИД, съответно за определяне на оптималното съотношение между масите на вътрешния конус и корпуса на машината и за синтез на параметрите на опорните тампони.

- Пространственият динамичен модел на КИД-300 предоставя възможности за изследване на движението на корпуса на трошачката в пространството и дава информация за амплитудата на вибропреместването, виброскоростта и виброускорението на корпуса на машината в пространството. Моделът може да се използва при проектиране и конструиране на трошачки тип КИД за синтез на параметрите на опорните тампони с цел оптимален избор на виброизолатори.

ГЛАВА VI ЗАКЛЮЧЕНИЕ

6.1. Общи изводи и препоръки

1. Създадените методики за изследване и проектиране на основни механични елементи от конструкцията на КИД-300 могат да се използват, както при трошачки тип КИД така и за други видове вибрационни трошачки. Също така тези методики могат да намерят приложение при машини за трошене и смилане различни от вибрационните.

2. Методиката за теоретико-експериментално изследване на работния процес на трошачки тип КИД е приложима при трошене на разнообразни материали, също така може да се използва в практиката при експлоатация на сходни машини за трошене и смилане, ако са спазени всички постановки и условия.

3. Динамичните модели и методиката за измерване и анализ на трептенията могат да се използват при създаване и изследване на промишлени вибрационни трошачки, а също така и за виброобогатителни машини работещи с подобен принцип на действие.

6.2. Бъдещи задачи и насоки за развитие

Въз основа на анализа на получените резултати от настоящата работа, могат да се определят няколко насоки за бъдещо развитие:

1. Насоки за технологично развитие:

- а) изследване на работния процес на КИД-300 и извеждане на аналитични зависимости за целевите функции при работа на машината с материали с различни физико-механични характеристики, както и формулиране и изследване на допълнителни целеви функции;

- б) разширяване на интервалите на изменение на управляващите фактори, с цел разширяване на интервала на валидност на крайните резултати;

в) оптимизация на работния процес на машината по зададена целева функция и извършване на многоцелева оптимизация;

г) изследване на работния процес на КИД-300 при работа на трошачката в непрекъсната поточна технологична схема, с цел максимално доближаване на изследваната машина до реалните технологични условия в практиката;

д) изследване влиянието на износването на облицовъчните брони на двата конуса върху параметрите на работния процес на КИД-300, както и изследване на тези параметри при работа на трошачката с различни форми на профила на трошачната камера;

е) търсене на критерии за подобие, с цел приложение на получените резултати от изследването на работния процес на КИД-300 при по-големи типоразмери промишлени трошачки.

2. Насоки за техническо развитие:

а) доусъвършенстване на разработената методика за проектиране и симулационно изследване на цилиндричния плъзгащ лагер на дебалансния вибратор (създаване на възможност за симулационно изследване на динамично натоварван плъзгащ лагер);

б) разработване и създаване на стенд за изпитване на опорните тампони, с цел определяне на динамичната им коравина при условия на динамично натоварване максимално близки до експлоатационните;

в) експериментално изследване на вибрационните параметри на КИД-300 с помощта на прецизна виброизмервателна техника с цел:

- определяне на честотата на люлеене на вътрешния конус, както и стойността на коефициента на пропорционалност при различни работни режими на трошачката;

- определяне на големината и дефазирането на компонентите (по оси x, y и z) на силата на трошене при различни настройки на машината;

- извеждане на аналитични зависимости за производителността на трошачката, както и за динамичните сили на трошене;

- определяне на необходимата енергия за трошене на материала в слой, както и определяне на загубите на енергия за задвижване на машината при различни работни режими;

г) доразвиване на динамичните модели описващи работния процес на КИД-300, с цел създаване на условия за симулационно изследване на динамичните параметри на трошачки тип КИД, които са максимално близки до реалните.

6.3. Цитиране на резултатите от дисертационния труд

Публикацията „Конструктивно-механичен обзор на конусно инерционни трошачки (КИД)” е цитирана в научна публикация „FEM modeling and characteristics research of cylindrical journal bearing for cone inertial crusher /KID-300/” с автор П. Недялков ([123]).

ГЛАВА VII ПРИНОСИ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Анализът на извършената работа позволява да се формулират следните приноси на дисертационния труд:

7.1. Научни приноси на дисертационния труд

1. Дефиниран и съответно е изследван показател на зърнометричния състав на готовия продукт, чрез въвеждане на нова целева функция за качество на готовия продукт (т. 4.2.4., т. 4.2.5. и т. 4.3.1.).

7.2. Научно-приложни приноси на дисертационния труд

1. Създадена е методика за теоретико-експериментално изследване на технологичния процес на трошачка тип КИД, чрез планиране и провеждане на експеримент в лабораторни условия (т. 4.1. и т. 4.2.).

2. Разкрити и съответно са изследвани взаимовръзките между технологични и механични параметри на трошачка тип КИД, чрез интегрални целеви функции – зърнометричен състав (качество), производителност и относителен енергоразход по готов продукт при изменение на характерни управляващи фактори – честота на въртене на дебалансния вибратор, статичен инерционен момент на дебалансния вибратор, широчина на статичния разтоварен отвор и едрина на изходния материал (т. 4.3.).

3. Разкрито и съответно е изследвано влиянието на отношението между честотата на въртене на дебалансния вибратор и честотата на люлеене на вътрешния конус върху силите на трошене реализирани в трошачка тип КИД (т. 5.1.).

4. Създадена е методика за определяне на силите на трошене и деформацията на слоя материал, чрез използване на взаимовръзки между механични и технологични параметри (т. 3.2. и т. 5.2.).

5. Разработен е динамичен ротационен тримасов модел с три степени на свобода (ур-е 5.30) на задвижващата система на вътрешния конус на трошачка тип КИД, чрез който са получени амплитудно-честотни характеристики на системата и е изследвано числено развъртането на дебалансния вибратор на машината (т. 5.4.1.).

6. Разработени са динамичен равнинен двумасов модел с две степени на свобода (ур-е 5.67) на вътрешния конус и корпуса на трошачката и динамичен пространствен едномасов модел с шест степени на свобода (ур-е 5.126) на трошачка тип КИД, чрез които числено са изследвани равнинни и пространствени принудени трептения на системата (т. 5.4.2. и т. 5.4.3.).

7.3. Приложни приноси на дисертационния труд

1. Създадена е методика за изследване и проектиране на основни механични елементи на трошачка тип КИД, чрез CAD моделиране и CAE симулационно изследване (т. 3.3. и т. 3.4.).

2. Установени са зависимостите на влияние при регулиране на честотата на въртене на дебалансния вибратор в определени граници (конструктивно машината няма такава възможност) върху възможностите на трошачка тип КИД да произвежда готов продукт с разнообразен зърнометричен състав (т. 4.2.5. и П 8.10.).

3. Изведени са подходящи адекватни аналитични зависимости за целевите функции (зърнометричен състав ур-е 4.57 и ур-е 4.58, производителност по готов продукт ур-е 4.67 и ур-е 4.68, относителен енергоразход по готов продукт определен на база инсталирана и средноквадратична мощност ур-е 4.79 и ур-е 4.88 и ефективност на трошене ур-е 8.12.11 и ур-е 8.12.21) разкриващи съществени страни в технологичния процес на трошачка тип КИД, чрез които е оценено количествено и качествено влиянието на управляващите фактори (т. 4.3. и П 8.12.).

4. Разработена е методика за теоретико-експериментално изследване на пространствените трептения на трошачки тип КИД, чрез която са направени експериментални изследвания на вибрационните параметри на КИД-300 (т. 5.3.).

7.4. Публикации по дисертационния труд

1. **Савов С.** Конструктивно-механичен обзор на конусно инерционни трошачки (КИД). Българско списание за инженерно проектиране, септември 2012, брой 15, стр. 23÷28, ISSN 1313-7530.

2. **Савов С., П. Недялков.** Изследване на зависимостите в зърнометричните характеристики при работа на КИД-300. Българско списание за инженерно проектиране, април 2013, брой 18, стр. 129÷135, ISSN 1313-7530.

3. **Savov S., P. Nedyalkov, D. Mochev.** Particle size distributions of one cone inertial crusher (KID-300) products. Proceedings of XV Balkan mineral processing congress, June 2013, Sozopol, Bulgaria, Vol. I, pp. 150÷153.

4. **Савов С., П. Недялков.** Методика за експериментално измерване на вибрационните параметри на конусна инерционна трошачка тип КИД-300. Годишник на МГУ „Св. Иван Рилски“, Том 57, Св. III, София, 2014, стр. 15÷18.

5. **Савов С., П. Недялков.** Динамично моделиране на задвижващата система на конусна инерционна трошачка тип КИД-300. Годишник на МГУ „Св. Иван Рилски“, Том 57, Св. III, София, 2014, стр. 11÷14.