



МИННО-ГЕОЛОЖКИ УНИВЕРСИТЕТ "СВ. ИВАН РИЛСКИ"
МИННОТЕХНОЛОГИЧЕН ФАКУЛТЕТ
КАТЕДРА „ОБОГАТЯВАНЕ И РЕЦИКЛИРАНЕ НА СУРОВИНИ“

Ас. маг. инж. Малина Маринова Вацкичева

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за присъждане на образователна и научна степен „Доктор”,
Професионално направление 5.8. Проучване, добив и обработка на полезните
изкопаеми, Научна специалност „Обогатяване и рециклиране на суровини”

**РАЗРАБОТВАНЕ НА УНИВЕРСАЛНА РЕЦИКЛИРАЩА МАШИНА ЗА
РАЗДРОБЯВАНЕ НА БЕТОН, ГУМА, ПЛАСТМАСА И ДЪРВО**

Научни консултанти:

Доц. д-р инж. Ирена Григорова

Проф. д-р инж. Михаил Вълков

София, 2017

Дисертационният труд се състои от въведение, девет глави, обхващащи: литературен обзор, цели и задачи на дисертационния труд, анализ на механиката на разрушаване и раздробяване на твърди и пластични материали, разработени критерии за избор на раздробяваща машина, разработената нова конструкция на двувалов хидравличен шредер, предназначен за раздробяване на бетони, пластмасови, гумени и дървени отпадъци, обобщени изводи и заключение, научно-приложни приноси, бъдещи насоки, списък на фигури, таблици и литературни източници, списък с публикациите по темата на дисертацията. Дисертационният труд включва и 9 приложения.

Пълният обем на дисертацията е 136 страници в VI части, IX глави, 80 фигури и 9 таблици. Библиографията обхваща 166 литературни източника (46 на кирилица, 81 литературни източника на латиница и 39 електронни източници).

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от разширен катедрен съвет на катедра „Обогатяване и рециклиране на суровини“, Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“ – София.

Фигурите, таблиците и формулите в текста на автореферата следват оригиналната номерация от текста на дисертацията.

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои на открито заседание пред Научно жури, назначено от Ректора на МГУ „Св. Иван Рилски“ на 30.06.2017 г. от 15:00 часа в зала № 138 „Каолин“, Миннотехнологичен факултет, МГУ „Св. Иван Рилски“, гр. София на заседание на научното жури в състав:

1. Доц. д-р инж. Ирена Любенова Григорова - МГУ „Св. Иван Рилски“, катедра „Обогатяване и рециклиране на суровини“
2. Проф. д-р инж. Михаил Василев Вълков - МГУ „Св. Иван Рилски“, катедра „Техническа механика“
3. Проф. д-р инж. Светослав Ганчев Николов - Институт по Механика на БАН, външен член
4. Доц. д-р инж. Детелина Стоянова Игнатова - Институт по Механика на БАН, външен член
5. Доц. д-р инж. Иван Николов Чавдаров - Институт по Роботика на БАН, външен член

Резервни членове:

1. Проф. д-р инж. Иван Михайлов Нишков – МГУ „Св. Иван Рилски“, катедра „Обогатяване и рециклиране на суровини“
2. Доц. д-р инж. Нина Янкова Пенкова – ХТМУ – София, катедра „Технология на силикатите“, външен член

Автор: Ас. маг. инж. Малина Маринова Вацкичева

Заглавие: Разработване на универсална рециклираща машина за раздробяване на бетон, гума, пластмаса и дърво

Научни консултанти:

Доц. д-р инж. Ирена Любенова Григорова

Проф. д-р инж. Михаил Василев Вълков

Материалите във връзка с предстоящата защита са на разположение на заинтересованите лица в сектор „Следдипломна квалификация“, МГУ „Св. Иван Рилски“.

Печат: Издателска къща „Св. Иван Рилски“ – НИС – МГУ.

Съдържание на автореферата на дисертационния труд:	Стр.
I. Въведение и обща характеристика на дисертационния труд	4
II. Анализ на състоянието на проблема. Изводи от литературния обзор	5
III. Цел и задачи на дисертационния труд	6
IV. Анализ на механиката на разрушаване и раздробяване на твърди и пластични материали	6
IV.1. Обобщени изводи	7
V. Разработване на критерии за избор на раздробяваща машина	7
V.1. Прилагане на критериите за избор на раздробяваща машина	8
V. 2. Обобщени изводи	9
VI. Разработване на двувалов хидравличен шредер за раздробяване на бетони, пластмасови, гумени и дървени отпадъци	10
VI.1.Изходни данни необходими за проектиране на двуваловия хидравличен шредер	10
VI.2. Определяне на технологичните параметри на машината	11
VI.3. Основни възли на проектираната машина	11
VI.3.1. Захранващ транспортър	11
VI.3.2. Раздробяваща камера	12
VI.3.3. Бункер	12
VI.3.4. Раздробяващи валове	12
VI.3.5. Изходна транспортна лента	13
VI.3.6. Разтоварваща транспортна лента	13
VI.3.7. Лента за сепариране на метални частици	14
VI.3.8. Шаси	14
VI.4. Задвижване на шредера	15
VI.4.1. Задвижване на конвейерите	15
VI.4.2. Задвижване на раздробяващите валове	15
VI.4.3. Задвижване на рамената на конвейерите и опорите на шасито	16
VI.4.4. Хидравлична станция	16
VI.4.5. Електроинсталации	17
VI.4.6. Обезопасителни и предпазни инсталации	17
VII. Експерименти. Цифрови модели	17
VII. 1. Захранващ транспортър	18
VII. 2. Раздробяваща камера	20
VII. 3. Раздробяващи валове и ножове	23
VII. 4. Изходна транспортна лента	28
VII. 5. Разтоварваща транспортна лента	30
VII. 6. Сепарираща металните частици транспортна лента	32
VII. 7. Шаси	34
VII. 8. Задвижване на раздробяващите валове	35
VII. 9. Редуктори на разрушаващите валове	35
VII. 10. Хидравлични мотори	35
VII. 11. Хидравлични помпи	36
VII. 12. Двигател, осигуряващ необходимата мощност	36
VIII. Обобщени изводи	36
IX. Заключение	37
X. Научно-приложни приноси	38
XI. Бъдещи насоки	38
XII. Публикации по дисертационния труд	38
XIII. Литература, посочена в автореферата	39

I. Въведение и обща характеристика на дисертационния труд

Едно от основните направления в екологосъобразните технологии е използването на отпадъците от един вид производство в други производствени процеси. По този начин се постига едновременно предотвратяване на замърсяването на околната среда и рационално използване на природните ресурси, което гарантира суровинна обезпеченост на производството за по-дълъг период от време [Tilton, 1996],[Skinner, 2001], [Tiruta-Barna et al., 2007].

В повечето случаи обаче е невъзможно отпадъците от едно производство да бъдат директно използвани в друго, а се налага предварителна преработка, с цел да се постигат определени качествени показатели. Обикновено тази преработка включва обогатяване на суровината, пречистване от нежелани примеси и/или промяна на някои физични свойства.

Непрекъснатият процес на производство и употреба на изделия от гума, пластмаса и усиленото строителство довежда до сериозно натрупване на отпадъци, дисбаланс и опасност за околната среда. Във всички индустриални общества се появява необходимост от редуциране на битовите и технологични отпадъци и повторното им включване в процеса на производство. Такова отношение към вторичните суровини е предпоставка за устойчиво развитие на обществото, както и за задължителната защита на хората и околната среда от вредни субстанции. Ето защо рециклирането на строителни отпадъци, както и отпадъци от гума, пластмаса и дърво, като процес, е изключително важно, както за околната среда, така и за обществото.

Фокусът на настоящата дисертация е насочен към създаване на реално приложим механизъм, осъществяващ дезинтеграционни процеси.

Главната цел е да се проектира технологичен механизъм, с нов принцип на действие, който да намери приложение при рециклиране на по-голяма част от отпадните продукти, с възможно по-малко вложена енергия, в сравнение с механизмите, известни до момента.

В *първа част (Глава I)* на дисертационния труд е извършен литературен обзор и анализ, обхващащ процесите на раздробяване на материали, класификация на раздробяващите машини, а също и видовете системи за раздробяване. Разгледани са и иновациите до момента в съвременните системи за рециклиране на гуми, отпадъци от електрическо и електронно оборудване и строителни отпадъци. Изучени и анализирани са шредерите, като част от системите за преработване на различни видове отпадни многокомпонентни материали. Доказана е актуалността на проблема. В заключение са изведени обобщени изводи от извършения литературен обзор.

Втора част (Глава II) на дисертацията конкретизира целите и задачите, които трябва да се решат в настоящата работа.

Третата част (Глава III) на дисертационния труд анализира механиката на разрушаване и раздробяване на твърди и пластични материали. Анализът обхваща основните теории на раздробяването на твърди и пластични материали, раздробяване на зърнести колективи, цели и резултати от раздробяването. Изследвани и анализирани са механизмите на разрушаване на микро- и мезониво, механизмите на разрушаване на макрониво и микропроцесите на раздробяване. В заключение са изведени обобщени изводи.

Четвърта част (Глава IV) на дисертационната работа представя разработените критерии за избор на раздробяваща машина и обосновава тяхното приложение. В края на тази част са изведени и общи изводи.

В пета част (Глава V) е представена разработената нова конструкция на двувалов хидравличен шредер, предназначен за раздробяване на бетони, пластмасови, гумени и дървени отпадъци, с цел включването им в процеса на рециклиране.

Общозначимите изводи и заключение, научно-приложните приноси, насоките за бъдеща работа, публикациите по дисертационния труд, библиографията и приложенията са представени в заключителната *шеста част* на дисертационния труд. Списъкът на авторските публикации по дисертационния труд включва 6 заглавия.

II. Анализ на състоянието на проблема. Изводи от литературния обзор

Развитието на рециклиращата промишленост показва нарастваща нужда от раздробени материали, с различен състав и характеристики [Lowrison, 1974]. Създаването на нови конструкции раздробяващи машини (шредери), тяхното изследване, чрез адекватни механо-математически модели, инженерното им проектиране и практическата им реализация, определя **актуалността на дисертационния труд**.

Раздробяването на материалите с цел рециклиране решава важни екологични задачи, свързани с опазване на околната среда. Те са продиктувани от необходимостта за пълно и ефективно използване на по-голяма част от непреработваните в момента отпадни продукти, които от една страна са важна суровина за индустрията, а от друга - водят до замърсяване, ако не бъдат оползотворени. Всичко това е сериозна предпоставка за създаване на нови технологии и машини, предназначени за преработка на широк кръг вторични суровини и отпадни материали.

Дезинтегрирането като част от процеса рециклиране успешно може да се прилага при преработка на битови и промишлени отпадъци, за раздробяване на еднокомпонентни и многокомпонентни материали, както и за смилане на вторични суровини с различни механични характеристики – от жилаво-еластичните автомобилни гуми и някои видове пластмаси, до твърдите и крехки материали, като стъкло, порцелан, шамот, слюда, бетон и др. [Дуденков, 1980], [Штарке, 1987], [Бобович, Девяткин, 2000], [Гонопольский, 2006] [Абаджиев, Тонков, 2007].

В литературата съществуват данни за синтез на технологични зъбни механизми за дезинтеграционни процеси [Абаджиев, Тонков, 2007]. Проучвани са и аспектите свързани с проектирането и изработката на дезинтегриращ зъбен механизъм [Мочев, 2011].

Известни са много машини и съвременни технологии – италиански, австрийски, швейцарски и немски [Борщев и др. 2004], които се прилагат в тази област, но повечето от тях са предназначени за преработка само на определен вид изходен продукт [Одесс, 1988], [Commoner, 1987], [Лобачев, Желтобрюхов, 1999].

Липсва информация за технологии, които да се прилагат за едновременно преработване на различни видове отпадни многокомпонентни материали с разделяне и оползотворяване на отделните компоненти. Например при рециклиране на стари монитори, които са изградени от пластмаса, стъкло и метал, да е възможно без предварителна подготовка, от тях да се извлекат всичките им компоненти. Едновременно с това те да бъдат получени и сепарирани във фино насипно състояние, като в този си вид да се подават за следваща поетапна преработка. Същият въпрос стои и пред рециклирането на стари автомобилни гуми, отпадни кабели, проводници и изолатори, печатни платки и т.н. [Бобович, Девяткин, 2000], [Бобович, 2010].

Необходимостта от създаване на универсални раздробяващи механизми, които да бъдат с по-висока технико-икономическа ефективност е обоснована от редица факти. Най-важните от тях са:

- ❖ Натрупване на огромни количества отпадъци от всякакво естество - битови и промишлени, голяма част от които в момента не се преработват;
- ❖ Недостатъчна и скъпоструваща техника за осъществяване на екологосъобразни процеси по преработване на тези продукти;
- ❖ Голям разход на енергия на съществуващите рециклиращи съоръжения.

От направените констатации следва, че изследванията, свързани с теоретичното изучаване и практическото осъществяване на нови конструкции шредери, са актуални и представят редица предизвикателства.

Резултатите от извършения литературен обзор дават ясна представа, че по-голям интерес при рециклирането на различните по вид отпадни продукти представлява процеса на дезинтегриране. Поради тази причина и усилията в настоящия труд са съсредоточени предимно към създаване на реално приложим механизъм, осъществяващ дезинтеграционните процеси.

В дисертационния труд е разработен и представен конструктивен вариант на шредер с универсално приложение, за раздробяване на различни по вид материали, реализиращ първия (начален) и втория (среден) етап от цикъла на раздробяващия (дезинтеграционния) процес, приложен върху продуктите. Поради спецификата на процеса, тези етапи са по-слабо изучени и за тях съществуват най-малък брой внедрени технологични решения с промишлено значение.

III. Цел и задачи на дисертационния труд

Базирайки се на извършения литературен обзор и анализ на съществуващите конструкции раздробяващи машини е конкретизирана следната основна цел на дисертационния труд:

Да се конструира технологичен механизъм, който да намери приложение при раздробяването на по-голяма част от отпадните продукти, с възможно по-малко вложена енергия в сравнение с механизмите, известни до момента.

За постигане на основната цел е необходимо да бъдат решени следните задачи:

1. Изучаване, задълбочен преглед и анализ на механиката и механизмите на разрушаване и раздробяване на твърди и пластични материали на микро- и мезониво, а също и микропроцесите на раздробяване.
2. Разработване на критерии за избор на раздробяваща машина.
3. Разработване на двувалов хидравличен шредер за раздробяване на бетони, пластмасови, гумени и дървени отпадъци.
4. Оптимизиране теглото на отделните детайли на универсалната рециклираща машина, чрез извършването на якостни изчисления на основните детайли и възли, за постигане минимизиране на теглото при запазване якостните характеристики на машината.
5. Разработване на различни видове раздробяващи ножове в зависимост от механичните качества на обработвания материал и необходимия капацитет на машината.
6. Разработване на затворено-отворена хидравлична система на задвижване при минимално количество на хидравличната течност.
7. Постигане на гъвкавост и висока енергийна ефективност на задвижването чрез автоматично увеличаване или намаляване скоростта на раздробяване, респ. капацитета на машината при запазване на входящата мощност.

IV. Анализ на механиката на разрушаване и раздробяване на твърди и пластични материали

Раздробяването на материалите е научно направление, изследващо взаимовръзката между зърнометричните характеристики на частиците, техните физико-механични свойства, параметрите на раздробяващата машина и разхода на енергия за раздробяване на материалите.

Раздробяването е процес, протичащ от самото начало на прилагане на натоварването, като натрупване и развитие на дефекти в материала. Процесът се предхожда от продължителен инкубационен период на сложно и взаимно свързани процеси в различните структурни нива [Бонд, Вант, 2008].

На микрониво първо се зараждат дефекти от разкъсване на междоатомните и междумолекулни връзки. На мезониво тези развиващи се дефекти достигат критично състояние.

На макрониво се проявяват вече макрупукнатини или макропори. Макрупукнатината при определени условия може да се окаже стабилна за дадена дължина или нестабилна, т.е. да започне да се разпространява с постоянна скорост или с постоянно ускорение.

Обект на механиката на раздробяване е изучаването на поведението на макрупукнатините.

Поради комплексността на процеса раздробяване, все още подлежат на изследване и развитие много проблеми от технически и икономически характер, които следва да бъдат разработени на необходимото ниво.

Основен проблем, решаван от теорията на разрушаване на материалите, е да се намери взаимовръзка между силите и енергиите, вложени за разрушаване на даден обем от материал и времето, вида и начина на разрушаването му.

Основният въпрос при раздробяването е каква работа е необходимо да се извърши, за да се преодолеят силите на сцепление на твърдите частици. На този въпрос са посветени изследванията на редица автори [Austin et al., 1984], [Prasher, 1987], в резултат на които са се оформили няколко основни теории: повърхностна теория на раздробяването на *Риттингер*, теория на *Кирпичев* и *Кик*, теория на *Ребиндер*, теория на *Бонд* и енергетична теория на *Джон Тунг Ванг*.

Вече повече от столетие, научните основи на техниките на раздробяване се разработват интензивно и в това направление се извършва обстойна изследователска работа [Bond, 1952]. В този смисъл могат да се дефинират следните важни направления на изследване:

- 1) *Изясняване на явленията на разрушаване и механика на разрушаване на телата;*
- 2) *Изследвания в областта на микропроцесите на раздробяването и на техническите процеси на раздробяване, при които натоварването е върху зърнести колективи.*

IV.1. Обобщени изводи

От извършеният анализ на механиката на разрушаване и раздробяване на твърди и пластични материали би могло да се обобщи, че е необходимо прилагането на нови решения за създаване на по-ефективни машини за преработка на различни по вид отпадни продукти.

Основавайки се на извършеното проучване и анализ на известните до момента механизми за раздробяване става ясно, че разходите на енергия при тях в някои от случаите надхвърлят 75% от общия разход на енергия.

Интензивното износване на работните органи на машините, довежда до изменение на основните им параметри и оказва влияние върху производителността и качеството на получавания продукт.

В настоящия момент съществува ограничение при едновременното преработване на различни отпадни многокомпонентни материали с цел разделяне и оползотворяване на отделните компоненти. Необходимо е да се разшири приложимостта на съществуващите конструкции за раздробяване на различни по вид материали.

Въз основа на извършените обширни проучвания и подробни анализи на съществуващата ситуация би могло да се заключи, че към настоящия момент не са известни универсални машини и технологии за едновременното преработване на различни видове отпадни многокомпонентни материали, с разделяне и оползотворяване на отделните компоненти, които наред с това да бъдат високоефективни и енергоспестяващи.

Повечето от съвременните конструкции са предназначени за преработка само на определен вид изходен продукт. Реализирането на дезинтеграционните процеси при рециклиране на отпадни продукти е свързано с множество изисквания към материала - моно и поликомпонентност, едрина – входяща и изходяща, получавано качество, производителност, икономическа ефективност и т.н.

Изложените по-горе факти обуславят интереса от търсенето на пътища за създаване на нови преработващи съоръжения и разширяване приложимостта на съществуващите в тази насока.

V. Разработване на критерии за избор на раздробяваща машина

Изборът на машина за раздробяване се определя от следните четири основни фактора [Вацкичева, Вълков, 2013], [Вацкичева, Григорова, 2015]:

1. Вид на материала за редуциране: За техниката на раздробяване е особено важно различаването на разрушенията в макроскопски мащаб от тези, които произлизат от пластичната деформация. След това трябва да бъдат различавани крехки разрушавания и пластични разрушавания (разрушаване чрез срязване и приплъзване).

При раздробяването непременно трябва да се стремим към крехкото разрушаване, тъй като то е технологично по-изгодно и се осъществява с по-нисък енергиен разход. При повечето процеси на раздробяване на минерални суровини е налице крехко разрушаване. Дали ще настъпи или не крехко разрушаване при раздробяването, зависи от условията на натоварването (температура, скорост на натоварването, вид на напрегнатото състояние, удар, натиск). За това трябва да се говори не за крехки материали, а за крехко поведение на материала. Различаваме материали, които са склонни към крехко разрушаване и такива, които са склонни към пластично разрушаване.

Съобразно физико-механичните свойства на раздробявания материал и неговите якостни характеристики се прави избор на типа на шредера:

- За крехки материали се използват шредери, работещи с удар и натиск;
- За жилаво-пластични материали се прилагат режещи едно-, дву- и четиривалови шредери.

2. Размер на материала за шредирание: От размера на раздробявания материал зависят следните характеристики на шредера [Борщев, 2004]:

- ❖ Габарити и форма на хранващия бункер;
- ❖ Габарити на раздробяващата камера.

3. Производителност: Показва какво количество материал се обработва за единица време. Определя се по следната формула [Борщев, 2004], [Tavakoli et al., 2008]:

$$Q = n \cdot b \cdot d \cdot z \cdot q \cdot \rho \cdot 60, [t/h] \quad (IV.1)$$

където: n – обороти на вала на раздробяващата камера, min^{-1} ;

b – брой валове;

d – брой дискове върху един вал;

z – брой зъби на един диск;

q – обем на материала, откъсван от един зъб, m^3 ;

ρ – плътност на бетона, $[t/\text{m}^3]$.

4. Зърнометричен състав на крайния продукт: Влиянието на крайния продукт върху избора на шредер се заключава в следното: колкото размера на крайния продукт е по-малък, в сравнение с размера на изходния материал, толкова повече време и усилия трябва да бъдат изразходвани за раздробяване.

V.1. Прилагане на критериите за избор на раздробяваща машина

Постановка на задачата:

Като илюстрация за приложението на горепосочените критерии се разглежда пример за избор на шредер, предназначен за раздробяване на бетонни железопътни траверси, при следните изходни данни:

- Вид на материала: с голяма твърдост, но и с голяма крехкост – бетон с плътност $\rho = (1,8 \div 2,2) t/\text{m}^3$;
- Допустимо напрежение на натиск на разрушаваните елементи: $\sigma_n = 55 \text{ MPa}$, [Борщев др., 2000];
- Габаритни размери на траверсите: $2600 \times 200 \times 250 \text{ mm}$;
- Производителност: $10 t/h$;
- Изходна зърнометрия: $(0 \div 50) \text{ mm}$.

Решение

Съгласно критерий 1: тъй като материалът е крехък, ще се използват шредери, работещи на удар и натиск.

По критерий 2: приемният бункер и раздробяващата камера са с габаритни размери,

съответстващи на габаритните размери на траверсите.

Съгласно критерии 3 и 4: От зададената производителност по формула (IV.1) се пресмятат оборотите на вала [Борщев, 2004], [Tavakoliet al., 2008]:

$$n_V = \frac{Q}{b \cdot d \cdot z \cdot q \cdot \rho \cdot 60}, [\text{min}^{-1}] \quad (\text{IV.2})$$

Конструктивно приемаме:

- Брой дискове върху един вал: $d = 16$;
- Брой зъби на един диск: $z = 3$;
- Обем материал, откъсван от един зъб: $q = 69,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$.

За едновалови шредери ($b = 1$):

$$n_V = \frac{10\,000}{60 \cdot 1 \cdot 16 \cdot 3 \cdot 69,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2,2} = 50 \text{ min}^{-1}$$

За двувалови шредери ($b = 2$):

$$n_V = \frac{10\,000}{60 \cdot 2 \cdot 16 \cdot 3 \cdot 69,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2,2} = 25 \text{ min}^{-1}$$

За четиривалови шредери ($b = 4$):

$$n_V = \frac{10\,000}{60 \cdot 4 \cdot 16 \cdot 3 \cdot 69,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2,2} = 12,5 \text{ min}^{-1}$$

След пресмятане оборотите на валовете трябва да се изчисли въртящия момент (M_V), за да се установи необходимата мощност на задвижване на валовете [FAG Spherical roller bearing E1, 2011]:

$$M_V = \sigma_H \cdot S_t \cdot \frac{D_t}{2} \cdot a, [\text{N.m}] \quad (\text{IV.3})$$

където:

- σ_H - допустимо напрежение на натиск на разрушаваните елементи – $\sigma_H = 55 \text{ MPa}$;
- S_t – максималната контактна площ на всеки разрушаващ зъб $\sim 20 \times 30 \text{ mm}$ или $6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$;
- D_t – диаметър на режещите дискове 300 mm (отстояние на зъбите от оста на вала);
- a – брой едновременно работещи зъби.

На база на конструкцията на разрушаващите дискове е прието: $a = 4$.

Заместваме стойностите във формула (IV.3) и получаваме:

$$M_V = 19\,800 \text{ N.m}$$

Необходимата мощност P_V за задвижване на всеки един от раздробяващите валове е определена на база на формулата [FAG Spherical roller bearing E1, 2011]:

$$P_V = \frac{M_V \cdot n_V}{9554} \cdot \mu, [\text{kW}], \quad (\text{IV.4})$$

където: μ е коефициент на сигурност: $\mu = (1,5 \div 2)$.

При избор за $\mu = 2$ са получени следните резултати:

- За едновалов шредер - $P_V = 207,2 \text{ kW}$;
- За двувалов шредер - $P_V = 103,6 \text{ kW}$;
- За четиривалов шредер - $P_V = 49,5 \text{ kW}$.

V. 2. Обобщени изводи

Изборът на шредер за раздробяване на бетонни железопътни траверси, съобразно получените от изчисленията резултати, се извършва конструктивно и икономически. Важно значение има типът на използваните редуктори и задвижването им.

За задвижване на едновалов шредер, необходимата мощност трябва да се обезпечи от един редуктор. Той трябва да е с мощност $P_V = 207,2 \text{ kW}$, което предполага големи размери и

сложно задвижване.

За задвижване на всеки един от четирите вала на четиривалов шредер, необходимата мощност трябва да се обезпечи от четири редуктора. Те трябва да бъдат с мощност $P_v = 49,5 \text{ kW}$. За използваните четири редуктора са необходими четири задвижвания, което предполага сложна и скъпа конструкция.

Оптимално съчетание между конструктивните и икономическите параметри е двуваловият шредер. За задвижване на всеки един от двата вала на този тип шредер са необходими два редуктора, всеки с мощност $P_v = 103,6 \text{ kW}$.

В резултат на извършената работа е направен анализ на принципа на работа, основните параметри на различните типове шредери, техните предимства и недостатъци, както и приложението им. Предложен е шредер за раздробяване на бетонни железопътни траверси, съобразно основните критерии за избор на раздробяваща машина.

VI. Разработване на двувалов хидравличен шредер за раздробяване на бетони, пластмасови, гумени и дървени отпадъци

VI.1. Изходни данни необходими за проектиране на двуваловия хидравличен шредер

Конкретното приложение и настройка на двуваловия хидравличен шредер се осъществяват чрез избор на съответните раздробяващи дискове. Настоящата разработка предвижда един тип дискове, предназначени за разтрошаване на бетонни отпадъци.

Дуваловият хидравличен шредер се състои от хранващ транспортър, приемен бункер, раздробяваща камера, изходна лента, разтоварваща лента и лента за сепариране на метални частици. Отделните възли на шредера са разположени върху общо шаси тип мултилифт. Хранващата лента е отделна част от шредера и се транспортира самостоятелно. Шредерът се придвижва от една площадка на друга чрез влекач тип мултилифт с товароподемност до 16 тона (фиг. V.1).



Фиг. V. 1. Дувалов хидравличен шредер, обект на разработката

На площадката шасито се нивелира върху четири хидравлични опори, задвижвани и управлявани от двигателя на самият шредер. Зареждането на шредера с траверси се осъществява от стрелови товарач с прикачена щипка, както е представено на фигура V.1. Максималното количество едновременно поставяни траверси върху хранващия транспортър е два броя. Управлението на шредера се осъществява от един оператор. Той товари хранващия транспортър с траверси и управлява дистанционно шредера.

За проектиране на основния възел на шредера, а именно раздробяващата камера, се използват следните данни:

- Максимална якост на натиск на разрушаваните елементи – 55 МПа.
- Ориентировъчни размери на светлото сечение на камерата - 900 x 700 mm.
- Захранване на шредера – поточно, дискретно, управлявано от оператор.
- Отделяне и товарене на раздробения материал – поточно, непрекъснато, автоматично.
- Отделяне на металните частици в раздробения материал – поточно, непрекъснато, автоматично, с магнитни дъски.
- Задвижване на шредера – хидравлично, от помпа/хидромотори/цилиндри и двигател с вътрешно горене/електродвигател.
- Ориентировъчна мощност на задвижването – 210 kW.

VI.2. Определяне на технологичните параметри на машината

Разработваният шредер е предвиден за раздробяване на различни по структура техногенни отпадъчни материали, а именно: пластмасови, гумени, дървени, бетонни и комбинация от тях. Някои от тези материали са крехки (например бетон), а други – жилаво-пластични (например гума, пластмаса, дърво и др.). За да може проектираният шредер да раздробява тези материали, е необходимо ножовете да са сменяеми.

От зададената производителност (за ж.п.траверси - 10 t/h) са пресметнати оборотите на раздробяващите валове:

$$n_V = \frac{10\,000}{60 \cdot 2.16 \cdot 3.69 \cdot 4 \cdot 10^{-3}} = 25 \text{ min}^{-1} \quad (\text{V.1})$$

От получените обороти се изчислява въртящия момент на тези валове:

$$M_V = 19\,800 \text{ N.m} \quad (\text{V.2})$$

Необходимата мощност за задвижване на всеки един от тези валове е:

$$P_V = 103,6 \text{ kW} \quad (\text{V.3})$$

VI.3. Основни възли на проектираната машина

Двуваловият хидравличен шредер се състои от следните основни елементи:

- Захранващ транспортър
- Раздробяваща камера
- Бункер
- Раздробяващи валове
- Изходна транспортна лента
- Разтоварваща транспортна лента
- Лента за сепариране на метални частици
- Шаси

Основните възли на проектираната машина подробно са представени в приложенията към дисертационния труд.

VI.3.1. Захранващ транспортър

Захранващият транспортър представлява лентов конвейер с ширина 800 mm, с плоска лента, носена от ролки. Захранващият транспортър е съставен от две секции, а именно – входна захранваща, с наклон $\sim 22^\circ$ и втора секция – продължение на входната, също с наклон 22° . Двете секции се сгъват една към друга, чрез хидравлични цилиндри.

Траверсите се поставят във входящия бункер с размери 700 x 3000 mm. Те се придвижват върху транспортъра от лентата. Непосредствено след входящия бункер са разположени плоскости, които разделят траверсите, останали една върху друга при захранването на бункера. Върху носещата рама на захранващия транспортър са монтирани странични капаци, ограничаващи траверсите напречно, както и регулируема опора и задвижващ хидравличен възел. Носещата рама на захранващия транспортър е сгъваема с цел компактност при транспортиране.

Задвижването на хранящия транспортър е осъществено чрез хидродвигател тип GFS и червячен редуктор тип MOTOVARIO, серия NMRV.

VI.3.2. Раздробяваща камера

Раздробяващата камера се състои от приемен бункер и раздробяващи валове. Камерата е монтирана върху шасито на шредера.

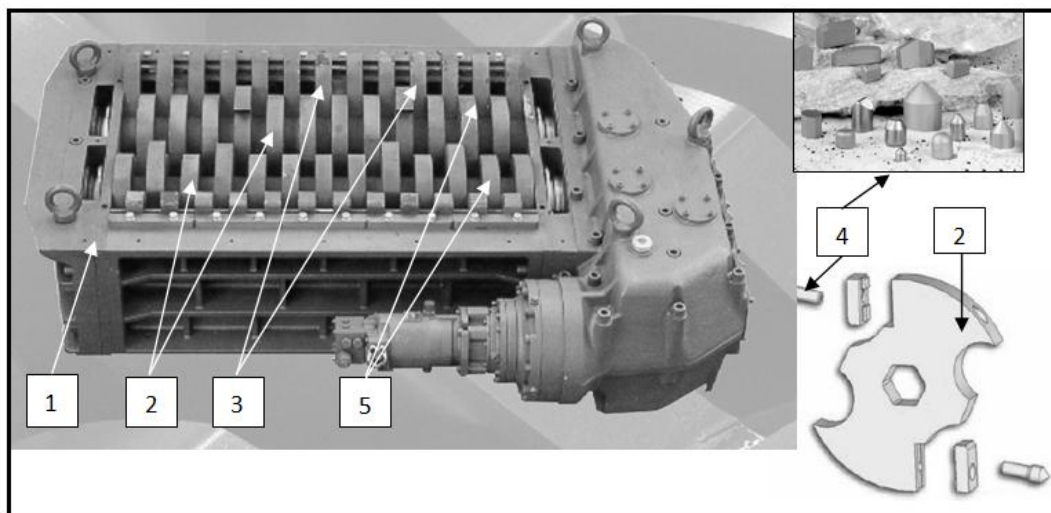
VI.3.3. Бункер

Приемният бункер е конструиран от ламарина с допълнително оребвяване. Дълбочината на бункера е 1000 mm, а ширината в горната част – 2400 mm. Обемът на бункера е 3,0 m³. Тези размери са съобразени с:

- ❖ Размерите на рециклираните траверси и възможността за заклиняването им при поставянето в бункера.
- ❖ Максималните разрешени габарити на превозните средства и товарите по пътната мрежа на Република България.

VI.3.4. Раздробяващи валове

Раздробяващите валове, показани на фигура V.2 са успоредни, с дължина 900 mm, между осево разстояние ~300 mm, и шестоъгълно напречно сечение. Върху валовете са монтирани раздробяващите дискове (2). Между дисковете, към корпуса на камерата са монтирани контра ножове (3), служещи за почистване на пространството между отделните дискове.



Фиг. V.2. Раздробяващи валове

Легенда: (1) Корпус; (2) Раздробяващи дискове; (3) Контра ножове; (4) Сменяем конус; (5) Отвори между редуктора и камерата за раздробяване.

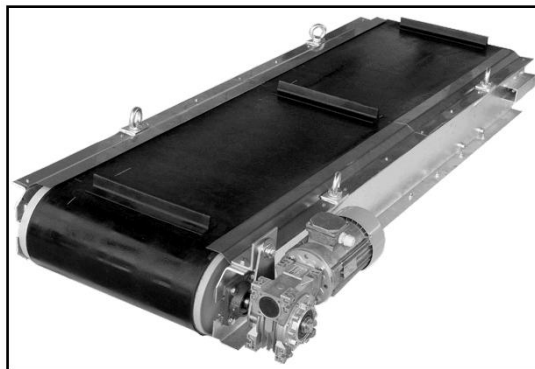
Дисковете, предназначени за раздробяване са двувърхи. Върху всеки връх е монтиран сменяем конус (4) от волфрамов карбид с твърдост HRC 60 ÷ 64. Натискът, който конусът оказва върху бетона трябва да надхвърля якостта на натиск от 55 МПа. Излишъкът или недостигът на мощност за разтрошаване се регулират чрез промяна на броя едновременно действащи дискове и броя на върховете на всеки диск. В случай на преоразмеряване на задвижването е възможно увеличаване на разрушаващите върхове от два на три, при което производителността ще нарасне с около 50%. Двата раздробяващи вала са лагерувани в общ корпус (1) чрез радиално-аксиални и радиални ролкови лагери. Защитата на лагерните възли е тристепенна:

- Първата степен е чрез отвори (5) между редуктора и камерата за раздробяване.
- Втората степен е чрез двойни еластични уплътнители на оста на валовете.

- *Третата степен* е чрез смазването на лагерите с масло под ниско налягане (3÷5 бара/bar), противодействащо на проникването на частици в лагерния възел.

VI.3.5. Изходна транспортна лента

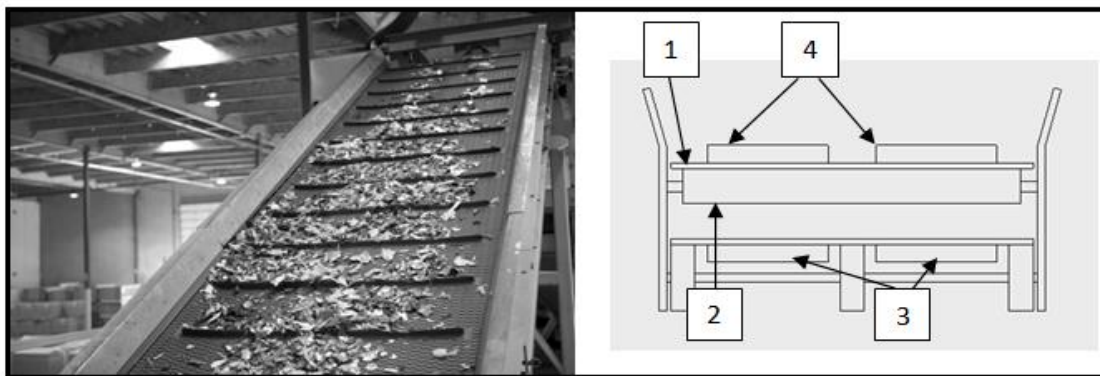
Изходната транспортна лента, представена на фигура V.3, с дължина 1,50 m, е разположена хоризонтално под раздробяващите валове. Материалът на изходната лента е гума с напречни гумени ребра. Рамата е неразглобяема. Единият барабан е подвижен, като опъването на лентата се извършва чрез натягане на два успоредни винта. Задвижването е осъществено чрез хидродвигател тип GFS и червячен редуктор тип MOTOVARIO, серия NMRV, разположен на оста на водещия барабан. Поради закритото разположение на лентата не се предвиждат предпазни елементи.



Фиг. V.3. Изходна транспортна лента

VI.3.6. Разтоварваща транспортна лента

Разтоварващата транспортна лента, представена на фигура V.4 е съставена от три последователни секции с шарнирна връзка между тях, водещ и водим барабан, гумена плоска лента (1), движеща се върху лагерни ролки (2), разположени на 0.50 m една от друга. Тъй като лентата е относително дълга, долната и част, връщаща се към машината, е подпряна от лагерувани дискове (3). Дисковете се движат между напречните гумени ребра (4).



Фиг. V.4. Разтоварваща транспортна лента

Легенда: (1) Гумена плоска лента; (2) Лагерни ролки; (3) Дискове; (4) Напречни гумени ребра.

Разпъването на секциите е хидравлично с две двойки цилиндри тип ЦБХ4 2 1 А1 D40 S300 (фиг.V.4). В разпънато положение лентата е фиксирана към приемния бункер на раздробяващата камера с верижни обтегачи. Общата дължина на лентата е ~ 6 m. Тъй като транспортираният материал е насипен, гумената лента е допълнително оребрена с гумени ивици. Задвижването на изходната транспортна лента е осъществено чрез хидродвигател, тип

GFS и червячен редуктор, тип MOTOVARIO, серия NMRV, разположен на оста на водещия барабан.

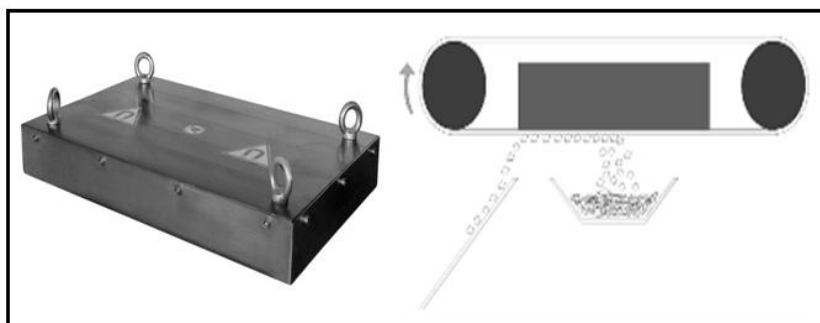
VI.3.7. Лента за сепариране на метални частици

Използваният тип магнитен сепаратор служи за отделяне на по-големи магнитни примеси от насипни смеси, пренасяни върху разтоварващата лента. Монтиран е успоредно над разтоварващата транспортната лента, на 90° спрямо нея, както е показано на фигура V.5. Наклонът и разстоянието на лентата за сепариране спрямо разтоварващата лента се регулира механично. Задържаните магнитни отпадъци са отнасяни настрани с помощта на лентата, която се върти около магнита.



Фиг. V.5. Лента за сепариране на метални частици

Конструкцията на лентата за сепариране на метални частици се състои от носеща рама, водещ и водим натегателен барабан, две опорни ролки и задвижващ хидравличен мотор редуктор. Вътре в лентата, между двата барабана, са вградени две магнитни дъски с постоянни неодимови магнити, както е показано на фигура V.6.



Фиг. V.6. Магнитни дъски с постоянни неодимови магнити

VI.3.8. Шаси

Шасито на машината е рамкова конструкция, типична за устройствата мултилифт. Тя се състои от две главни надлъжни греди и две вертикални греди за захващане от транспортния автомобил, както е показано на фигура V.7.

В четирите ъгъла на шасито са монтирани четири повдигащи и нивелиращи цилиндри, всеки с отделно командване за прецизно нивелиране върху неравни терени. Цилиндриите са тип ЦБХ4 2 1 A1 D100 S600, с ход 600 mm. В краищата на всеки цилиндър е монтирана кръгла опорна пета за разпределяне на тежестта върху терена.



Фиг. V.7. Шаси

VI.4. Задвижване на шредера

VI.4.1. Задвижване на конвейерите

Всичките четири броя конвейери в машината се задвижват от хидравличен мотор редуктор, съставен от хидродвигател, тип GFS и червячен редуктор, тип MOTOVARIO, серия NMRV, разположен на оста на водещия барабан. От четирите конвейера най-натоварена е хранващата лента. Необходимата мощност за задвижването ѝ е изчислена, както следва:

$$W = \frac{Gp \cdot Z \cdot \mu \cdot \sin \alpha \cdot \frac{D_r}{2} \cdot \frac{V}{D_r \cdot 3,14}}{9554} = \frac{2500 \cdot 4 \cdot 2 \cdot \sin(30^\circ) \cdot 30}{9554 \cdot 2.3,14} = 5 \text{ kW} \quad (\text{V.4})$$

където: G_p – теглото в N на една траверса - 2500;

Z – брой едновременно транспортирани траверси - 4;

μ – коефициент на сигурност - 2;

α – максимален наклон на конвейера - 30° ;

D_r – диаметър на задвижващия барабан - 200 mm;

V – скорост на конвейера 30 m/min (т.е. една траверса се придвижва до приемния бункер за 15 s).

Избраният предварително червячен редуктор е тип NMRV, с предавателно число $i=10$, задвижван от хидромотор GFS125, с номинални обороти 486 и въртящ момент 237 N.m. Този тип задвижване е избрано и за разтоварващия конвейер.

Двете по-малки транспортни ленти – изходящият конвейер и сепариращата магнитна лента се движат в хоризонтално направление. При тях е прието задвижване с червячен редуктор, тип NMRV 090, с предавателно число $i=10$, задвижван от хидромотор GFS50, с номинални обороти 1210 и въртящ момент 94 N.m. Скоростта им на движение е 50 m/min.

В хидравличната система на всеки конвейерен моторредуктор е предвиден отделен електроразпределител тип P80, с дублирано ръчно управление, както и регулатор на дебита тип V0588 за управление на скоростта на лентата. Електроразпределителите се хранват с електричество 24 V от системата на основния дизелов двигател или през съответното електротабло.

VI.4.2. Задвижване на раздробяващите валове

Необходимата мощност W за задвижване на раздробяващите валове е определено на база на формулата:

$$W = \frac{P_b \cdot \mu \cdot S_t \cdot \frac{D_t}{2} \cdot Z \cdot N_v}{9554} = \frac{55 \cdot 10^6 \cdot 2.6 \cdot 10^{-4} \cdot 0.15 \cdot 8.25}{9554} = 207 \text{ kW} \quad (\text{V.5})$$

където:

P_b е напрежението за разрушаване бетона на траверсите - 55 МПа;

S_t – максималната контактна площ на всеки разрушаващ зъб $\sim 20 \times 30 \text{ mm}$ или $6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$;

Z - брой едновременно работещи дискове - осем (четири от единия вал и четири от другия), с обща дължина по оста на валовете 320 mm, която е по-голяма от максималния размер на траверсите 300 mm;

D_t – диаметър на режещите дискове - 300 mm (отстояние на зъбите от оста на вала);

N_v – обороти на валовете - 25 min^{-1} .

μ – коефициент на запас от мощност, равен на 2.

Натискът, който всеки карбиден конус върху зъбите на диска оказва върху разрушаваната траверса е 94 МПа, който е близо два пъти по-голям от напрежението на разрушаване от 55 МПа. Номиналният въртящ момент на всеки вал при 25 оборота в минута е 40 кN.m. В този случай подходящият планетен редуктор е PG 5001, с предавателно число $i=5,1$. Съответно задвижващият хидродвигател е радиално-бутален с постоянен дебит, тип IAM.1600 Н, с максимални обороти 250 min^{-1} и въртящ момент при 300 бара налягане - 7860 N.m.

VI.4.3. Задвижване на рамената на конвейерите и опорите на шасито

Всички линейни задвижвания са реализирани с хидравлични цилиндри със сферични опорни втулки. Тъй като секциите на конвейерите трябва да остават неподвижно фиксирани, за всеки цилиндър е предвидена хидравлична спирачка (клапан). С цел по-висока надеждност, управлението на цилиндрите е осъществено с ръчни разпределители, монтирани към хидравличната станция. Опорните пети се командват с един разпределител и четири сферични крана, включващи поотделно всеки от тях.

VI.4.4. Хидравлична станция

Хидравличната станция е монтирана върху шасито на шредера, до раздробяващата камера (фиг. V.8). Отделена е от останалите елементи на шредера с ламаринени капаци.



Фиг. V.8. Хидравлична станция

Възможни са два варианта на създаване на необходимата хидравлична мощност:

- ❖ **I вариант** – два броя електродвигатели, всеки с хидравлична мощност 130 kW, с хидравлична помпа към всеки от тях. Всеки двигател захранва съответния разрушаващ вал.

Този вариант предполага наличие на значителна електрическа мощност на работната площадка. В конструктивно отношение той е значително опростен, а от там и неговата стойност като материали и изработка е значително по-ниска от II вариант.

❖ **II вариант** – дизелов двигател с хидравлична мощност $\sim 260 \text{ kW}$, с прикачени към него сдвоени хидравлични помпи.

Вторият вариант на задвижване осигурява автономност на машината. Той обаче включва значително по-сложната система на дизелов двигател с голяма мощност и разход на гориво.

Освен двигател, хидравличната станция включва:

- Две основни помпи с променлив дебит;
- Две допълнителни помпи с постоянен дебит за задвижване на конвейерите и спомагателните цилиндри;
- Предпазни разтоварващи клапани към всяка помпа;
- Електроразпределители за управление на отделните хидромотор и цилиндри;
- Контролни клапани за регулиране на дебита;
- Радиатор и хидравличен вентилатор за охлаждане на маслото;
- Филтърна група;
- Резервоар за хидравлично масло с обем $\sim 300 \text{ l}$;
- Хидравличен акумулатор за гасене на удари в хидравличната система;
- Дистанционно управление за контрол на разпределителите.

Възможни са три варианта на управление: *ръчно, дистанционно кабелно и радио дистанционно управление.*

VI.4.5. Електроинсталации

В машината са вградени две електроинсталации, а именно: *електроинсталация на основния двигател на хидростанцията и електроинсталация на хидравличната система.*

Електроинсталацията на основния двигател на хидростанцията, **в случая на основен електродвигател**, включва: ел.табло с пускови контактори, превключвател триъгълник звезда, ел. защита по ток от претоварване. Таблото е разположено в задвижващия модул и е със степен на защита IP65.

Електроинсталацията на основния двигател на хидростанцията, **в случая на основен дизелов двигател**, включва: контролно ел.табло, предвидено от производителя на двигателя за контрол на параметрите му.

Електроинсталацията на хидравличната система включва:

- Понижаващ трансформатор за осигуряване на напрежение DC24V за електроразпределителите;
- Пусков контактор на цялата хидравлична система;
- Пускови контактори на разпределителите към хидромоторите;
- Защитни релета от претоварване по големина на ток;
- Релета на защитните изключватели на лентите;

Всички елементи на тази електросистема са монтирани в отделен електрошкаф със степен на защита IP65.

VI.4.6. Обезопасителни и предпазни инсталации

Предвидена е един брой обезопасителна инсталация, а именно: предпазни въжета и изключватели по двата борда на захранващия и разтоварващия конвейер. Предпазни инсталации също са предвидени за осигуряване на защита на раздробяващите валове от претоварване с регулатори на максималното работно налягане в хидромоторите им.

VII. Експерименти. Цифрови модели

Във връзка с изследването на основните характеристики на машината бяха извършени следните изчисления и якостни проверки на основните ѝ възли:

VII. 1. Захранващ транспортър

Конструкцията на захранващия транспортър включва комбинирана лента с верижна предавка. Необходимият опън на лентата е сравнен с товароносимостта на двете успоредни вериги. Параметрите, при които са проверени опънът и натоварването в лагерите са следните:

- Ширина на лентата – 770 mm;
- Дължина на транспортъра (междуосово разстояние на барабаните) - 8000 mm;
- Разположение – под наклон от 22° (подем 3000 mm);
- Диаметър на задвижващия и задвижвания барабан – 280 mm;
- Диаметър на опорните ролки – 108 mm;
- Разстояние между опорните ролки – 250 и 500 mm;
- Ширина на транспортъра между страничните ланси – 780 mm;
- Максимална производителност – 15 t/h;
- Скорост на движение на лентата – 0,17 m/s;
- Плътност на транспортирания материал – 2200 kg/2,2 t/m³.

На базата на тези параметри с помощта на *Mine Belt 3.11* е определен необходимият опън и двигателна мощност на лентата:

- Ефективен опън в ненатоварено състояние – 422 N;
- Ефективен опън в натоварено състояние – 1259 N;
- Опън в теглещия клон на лентата – 2045 N;
- Опън в свободния клон на лентата – 786 N;
- Радиално натоварване в лагерите на водещия барабан- 2831 N;
- Необходима двигателна мощност за задвижване на празната лента - 1,0 kW;
- Необходима двигателна мощност за задвижване на натоварена лента - 1.8 kW.

Радиалното натоварване в лагерите на водещия барабан е използвано за проверка на тяхната дълготрайност. Резултатите са посочени на фигури V.9 и V.10.

Въз основа на информацията, посочена на фигури V.9 и V.10, бихме могли да обобщим, както следва:

А) Избрани лагери – двуредни, сачмени, самонагаждащи се, SKF 2208 – 2RS.

Б) Максимални обороти на барабаните – 10 min⁻¹; Изчислена дълготрайност – 463595 часа;

В) Вискозитет на смазката - съгласно ISO VG460.

1.0 Selection of bearing type, bearing loads

1.1 Calculation units SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Bearing type Self-aligning ball bearings, with cylindrical bore

1.3 Bearing design

1.4 Seals on both sides

1.5

1.6

1.7 Bearing load **Fluctuating load**

1.8 Rotational speed n 10,0 [1/min]

1.9 Radial load F_r 1415,0 [N]

1.10 Axial load F_a 0,0 [N]

1.11 Factor of additional dynamic forces 1

1.12 Required parameters of bearing

1.13 Bearing life L_h 10000 [h]

1.14 Static safety factor s_0 2,00

1.15 Additional dynamic forces

1.16 None

1.17 From geared transmissions

1.18 Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0)

1.19 Factor f_k 1,1 - 1,3 1,20

1.20 Electric rotary machines, turbines, turbo-compressors

1.21 Factor f_d 1 - 1,2 1,10

1.22 From belt drives

1.23 Plainbelts

1.24 Factor f_b 1,5 - 4,5 3,00

2.0 Selection of bearing size

2.1 Bearing size Find first Find next

ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Bearing
15	40,0	80,0	23,0	19900	6950		5600	2208 E 2RS1 TN9

2.2 Bearing parameters

2.3 Basic dynamic load rating	C	19900	[N]	d	40
2.4 Equivalent dynamic load	P	1415	[N]	D	80
2.5 Basic rating life	L_{10h}	4635949	[h]	B	23
2.6 Basic static load rating	CO	6950	[N]	r_{amax}	1
2.7 Equivalent static load	PO	1415	[N]	D_{amax}	73
2.8 Static safety factor	s_0	4,91		d_{amin}	47
2.9 Permissible radial load	F_{rmax}	-	[N]		
2.10 Permissible axial load	F_{amax}	-	[N]		
2.11 Reference speed	nr	-	[1/min]		
2.12 Limiting speed	nmax	5600	[1/min]		
2.13 Power loss	NR	0,03	[W]		
2.14 Bearing mass	q	0,5	[kg]		

Фиг. V.9. Резултати от радиалното натоварване в лагерите на водещия барабан, част I

3.0 Operating parameters, adjusted bearing life

3.1 Kinematic viscosity of the lubricant

3.2 Rated viscosity v_1 820 [mm²/s]

3.3 Operating viscosity v 70,0 [mm²/s]

3.4 Viscosity ratio κ 0,09

3.5 Requisite minimum load

3.6 Minimum equivalent load P_{0min} 69,5 [N]

3.7 Calculation of the adjusted rating life

3.8 Fatigue load limit P_u 360 [N]

3.9 Required reliability 90 %

3.10 Contamination of the lubricant Typical contamination

3.11 Factor for contamination level η 0,3 - 0,1 0,20

3.12 Life modification factor a_1/a_23 1 0,1

3.13 Adjusted rating life L_{mh} 463595 [h]

Supplements section

4.0 Auxiliary calculations

4.1 Calculation of operating viscosity

4.2 Operating temperature T 70,0 [°C]

4.3 Mineral oils

4.4 ISO viscosity grade ISO VG 460

4.5 Reference viscosity v_{40} 460,0 [mm²/s]

4.6 Operating viscosity v 94 [mm²/s]

4.7 Other lubricants

4.8 Temperature 40,0 100,0 [°C]

4.9 Viscosity 100,0 11,3 [mm²/s]

4.10 Operating viscosity v 27,4 [mm²/s]

4.11 Bearing lubrication

4.12 Method of lubrication Oil lubrication

4.13 Desired oil volume flow v 0 [l/min]

4.14 Relubrication interval t_f - [h]

4.15 Calculation of permissible speed

4.16 Reference speed nr - [1/min]

4.17 Reference viscosity v_{40} 68,0 [mm²/s]

4.18 Permissible speed n_{perm} - [1/min]

Фиг. V.10. Резултати от радиалното натоварване в лагерите на водещия барабан, част II

При така определените скорости на въртене и мощности за задвижване на лентата е избран червячен редуктор тип MOTOVARIO NMRV090, с предавателно число 40 и хидродвигател GFS40, с обем $40 \text{ cm}^3/\text{cm}^3/\text{оборот}$, максимални обороти 400 min^{-1} и максимално налягане 155 бара/bar. Настройката на двигателя е 100 бара/bar при 16 l/min. Проектната мощност на задвижването на захранващата транспортна лента е 2,6 kW.

VII. 2. Раздробяваща камера

Конструкцията на камерата е проверена на обща якост, като са приложени товарите от теглото на валове, елементите на камерата, входящия бункер, както и опорните реакции в лагерите на валове. Изследванията са проведени чрез описаните по-долу математични модели и числени процедури.

След продължително проучване и анализиране на възможностите на специализирани софтуерни програмни системи, които са оптимални за решаване такъв тип проблеми, вниманието беше насочено към използване на конкретен метод. При него конструкцията се разделя на краен брой елементи, като се описва поведението на всеки отделен елемент, участващ в образуването на възел. В резултат на този процес се получава система от алгебрични уравнения, които в задачата за анализ на напреженията представляват уравнения за статично равновесие на възлите. В зависимост от геометрията и използваните хипотези за изграждане на модела, крайните елементи могат да се разделят на *линейни*, *равнинни* и *пространствени*. От дискретизацията зависи качеството на получените резултати, като с намаляване размерите на крайните елементи (което означава увеличаване на броя им в дадена област), точността се повишава, но се увеличава и броя на уравненията за решаване (което изисква повече изчислително време). Върху точността влияе и формата на крайните елементи.

Изследванията на механичното натоварване и поведение на раздробяващата камера са проведени чрез решаване на уравненията, описващи механичните процеси при работни условия по метод на крайните елементи. За целта е генериран триизмерен геометричен модел на долната част на камерата, който е дискретизиран на планирана мрежа от крайни елементи в програмната среда на ANSYSMECHANICALAPDL. Граничните условия, отразяващи механичното натоварване при експлоатация на стоманената конструкция, включват следните параметри:

- Входяща мощност: $P_{\text{вх}} = 90 \text{ kW}$;
- Обороти на работния вал: $n_v = 25 \text{ min}^{-1}$;
- Честота на въртене на работния вал: $\omega_v = \frac{\pi \cdot n_v}{30} = 2,62 \text{ rad/s}$;
- Въртящ момент на работния вал: $M_v = \frac{P_{\text{вх}}}{\omega_v \cdot \eta} = 35 \text{ kN.m}$, където $\eta = 0,98$ е К.П.Д. на трансмисията;
- Разрушаващо напрежение на бетона: $\tau_s = 60 \text{ MPa}$;
- Сила на срязване от един нож: $F_s = \frac{M_v}{3,0,175} = 66,7 \text{ kN}$;
- Съпротивителен момент на раздробяване от един нож: $M_{s1} = F_s \cdot l_s = 11,67 \text{ kN.m}$.

Резултатите от проверката на якостта са следните:

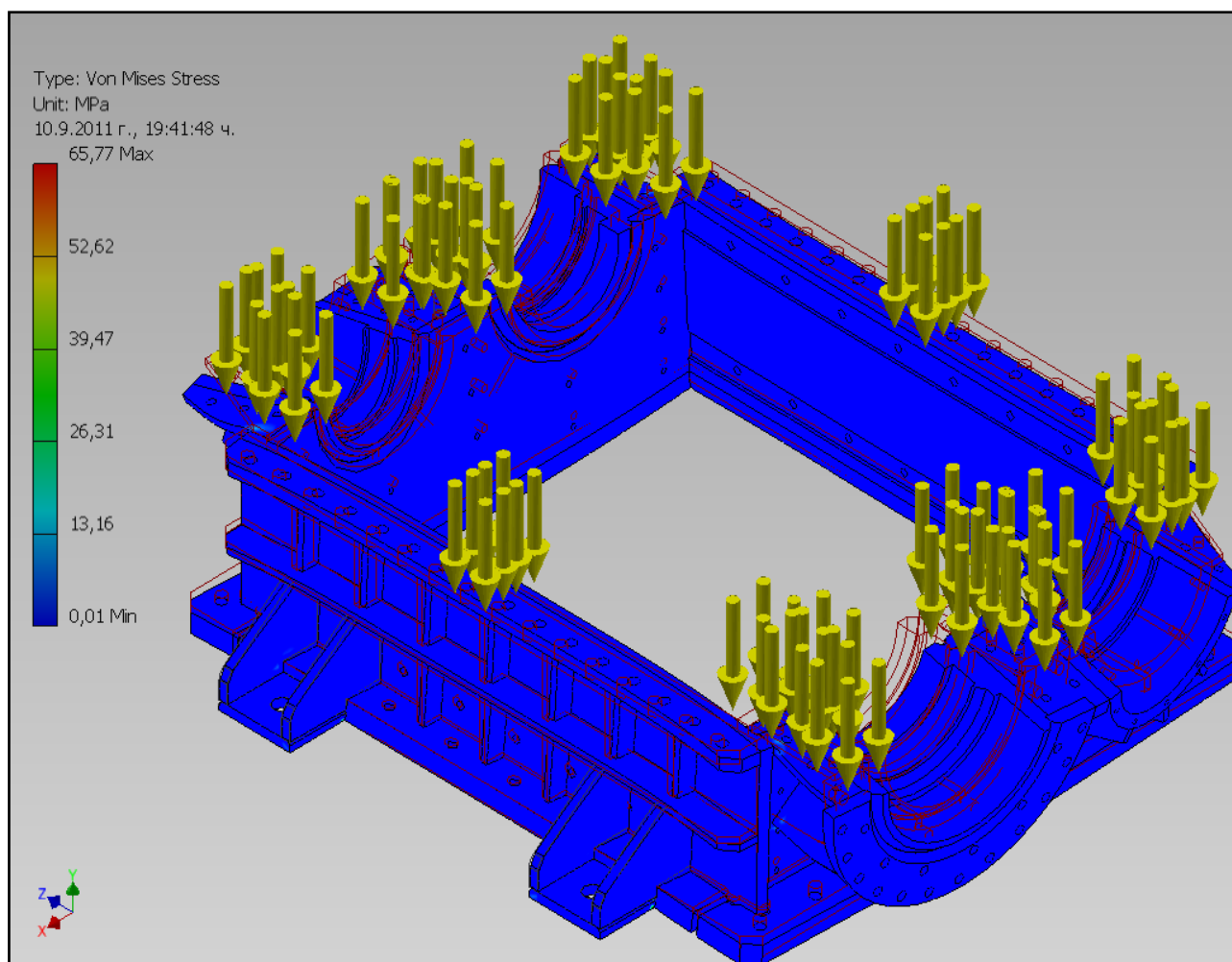
- ❖ Данни за приетия в проверката материал на камерата, посочени в таблица V.1;
- ❖ Максимални напрежения в елементите на камерата, посочени на фигура V.11;
- ❖ Максимални деформации, посочени на фигура V.12;
- ❖ Изчислен коефициент на сигурност за елементите на камерата, посочен на фигура V.13.

Обобщените резултати са представени в таблица V.2.

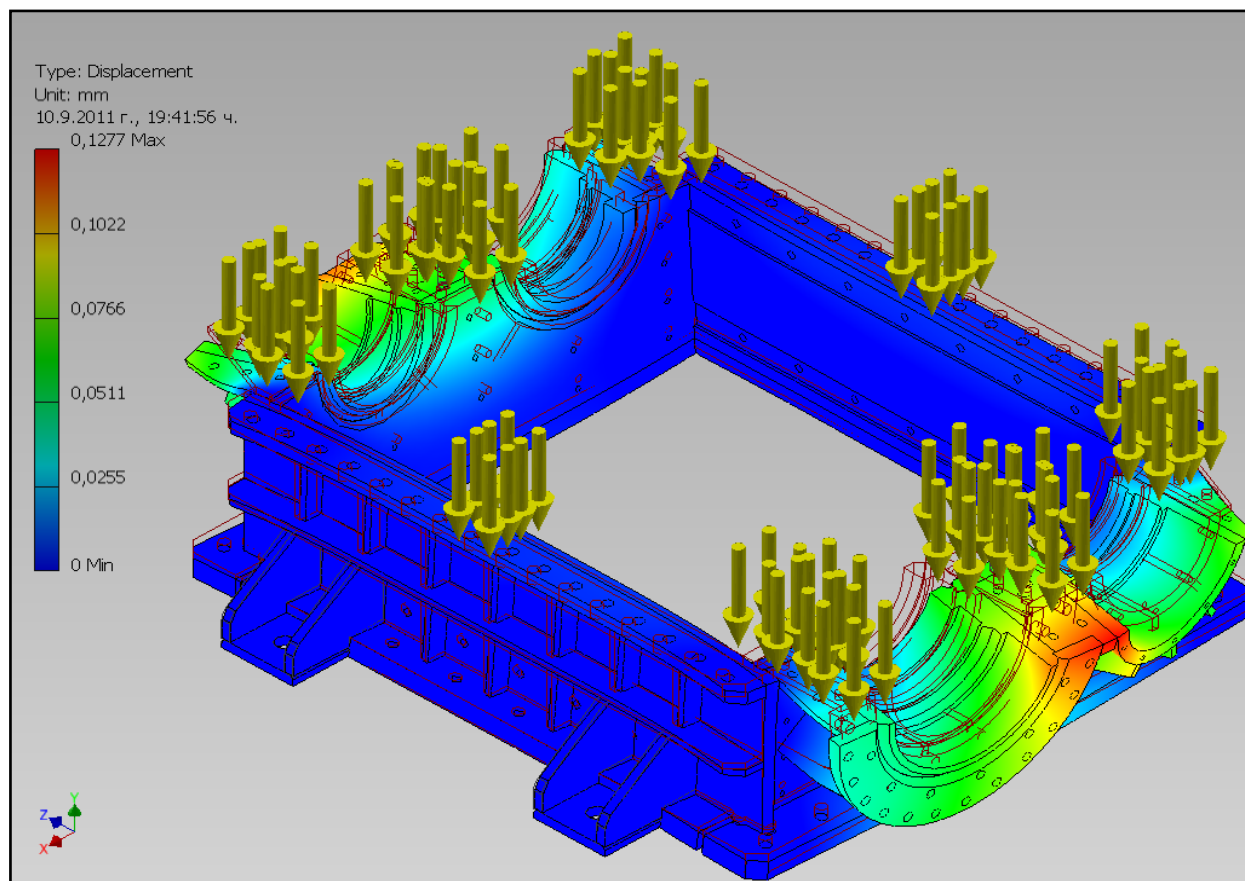
Резултатите от проведеното изследване показват, че максималните напрежения при изследваната конструкция не превишават допустимите стойности за материала на камерата.

Таблица V.1. Данни за приетия в проверката материал на камерата

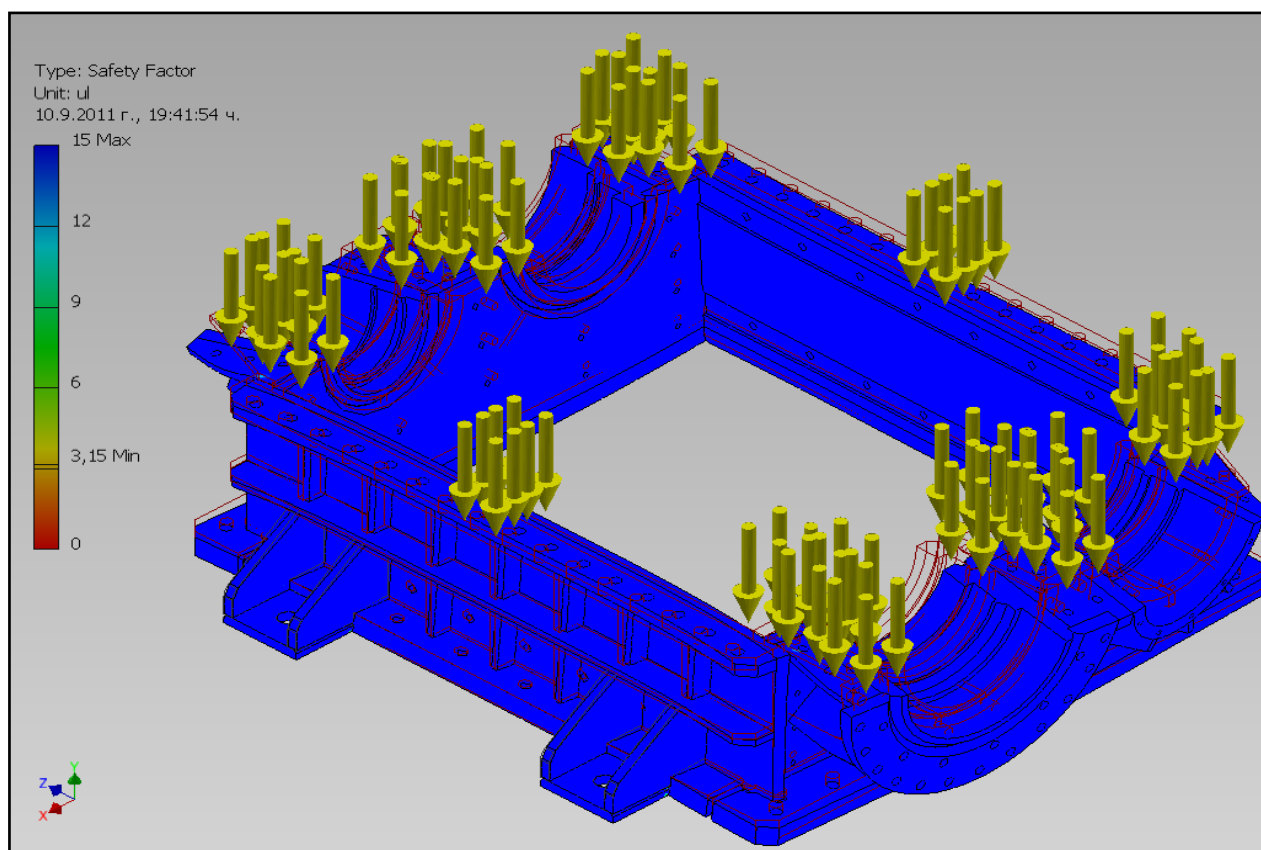
Name	Steel	
General	Mass Density	7,85 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0,3 ul
	Shear Modulus	80,7692 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/(m K)
	Specific Heat	460 J/(kg c)



Фиг. V.11. Максимални напрежения в елементите на камерата



Фиг. V.12. Максимални деформации



Фиг. V.13. Изчислен коефициент на сигурност за елементите на камерата

Таблица V.2. Обобщени резултати

Name	Minimum	Maximum
Volume	39292300 mm ³	
Mass	308,444 kg	
Von Mises Stress	0,00548071 MPa	65,7722 MPa
1st Principal Stress	-15,6595 MPa	28,8686 MPa
3rd Principal Stress	-83,2857 MPa	4,36874 MPa
Displacement	0 mm	0,127705 mm
Safety Factor	3,14722 ul	15 ul

VII. 3. Раздробяващи валове и ножове

Раздробяващи валове са разположени в раздробяващата камера и изпълняват основната функция на машината. В процеса на експлоатация, те се натоварват с различни по големина и характер сили и моменти. От тази гледна точка натоварванията се разделят на: *работни, постоянни и променливи*.

Раздробяващите валове са лагеровани от страна на редукторите в сдвоени ролкови радиално-аксиални лагери, а от другата страна – в иглен лагер с вътрешна гривна. Валове са проверени на: обща якост (опън, натиск, усукване) и дълготрайност на лагерите.

Провеждането на изследванията е извършено чрез математични модели и числени процедури, аналогични на използваните при изследване на раздробяващата камера.

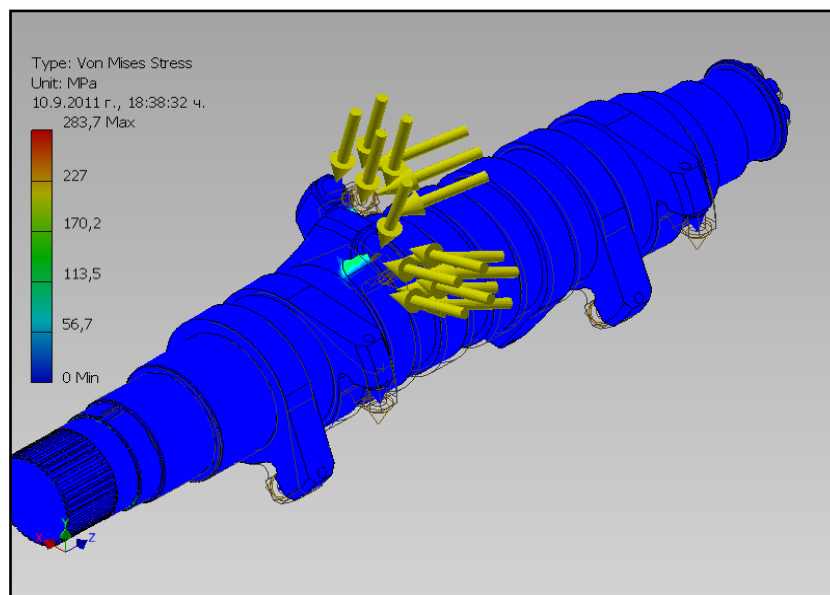
Изследванията на механичното натоварване и поведение на раздробяващите валове са проведени чрез решаване на уравненията, описващи механичните процеси при работни условия по метод на крайните елементи. За целта е генериран триизмерен геометричен модел на долната част на камерата, който е дискретизиран на планирана мрежа от крайни елементи в програмната среда на ANSYS MECHANICAL APDL.

Граничните условия, отразяващи механичното натоварване при експлоатация на раздробяващите валове, включват параметрите, използвани при изследване на раздробяващата камера (Вж. VII. 2.). Резултатите от проверката на якостта са представени по-долу:

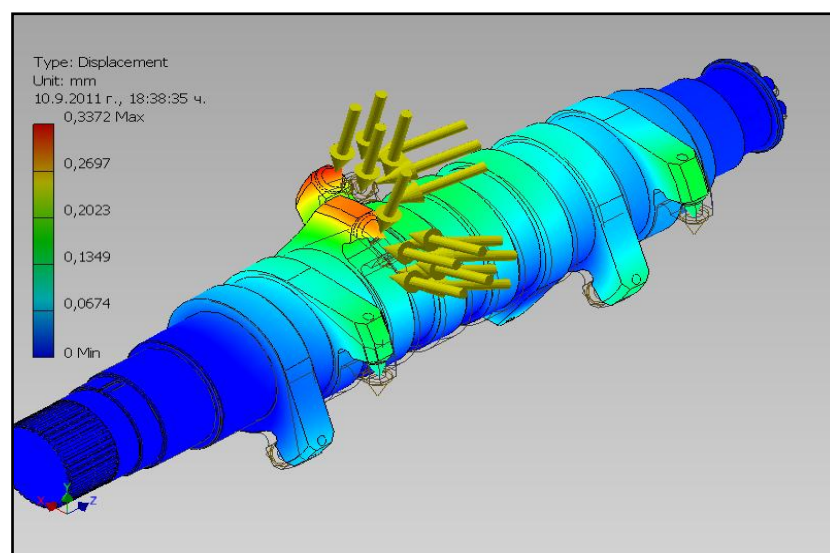
- ❖ Данни за приетия в проверката материал на валове, представени в таблица V.5;
- ❖ Максимални напрежения в елементите на вала, представени на фигура V.14;
- ❖ Максимални деформации, представени на фигура V.15;
- ❖ Изчислен коефициент на сигурност за елементите на вала, представен на фигура V.16;
- ❖ Определените опорни реакции са представени в таблица V.3.

Таблица V.3. Данни за приетия в проверката материал на валове

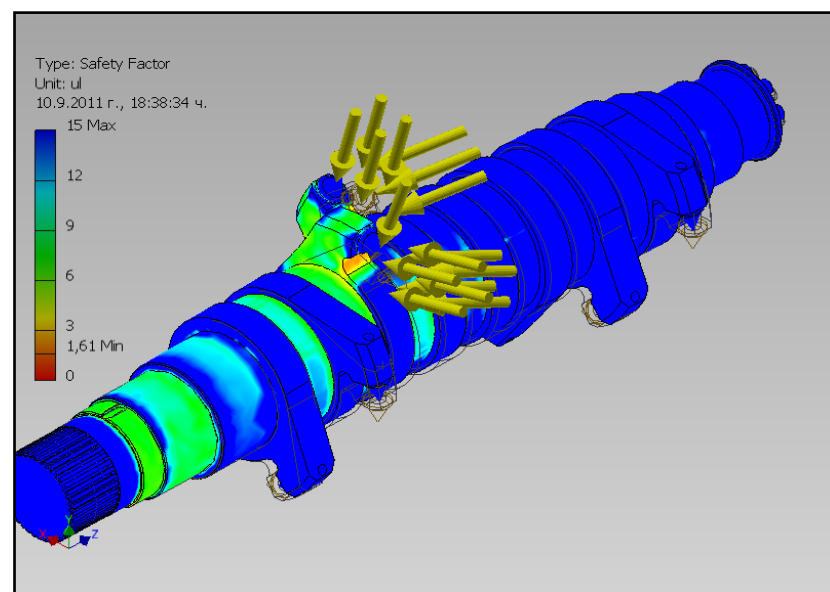
Name	Steel, High Strength Low Alloy	
General	Mass Density	7,84 g/cm ³
	Yield Strength	275,8 MPa
	Ultimate Tensile Strength	448 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0,287 ul
	Shear Modulus	77,7001 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,000012 ul/c
	Thermal Conductivity	47 W/(m K)
	Specific Heat	420 J/(kg c)



Фиг. V.14. Максимални напрежения в елементите на вала



Фиг. V.15. Максимални деформации



Фиг. V.16. Изчислен коефициент на сигурност за елементите на вала

Таблица V.4. Таблица на опорни реакции

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Pin Constraint:1	90793,5 N	-90786,3 N	5917 N m	-73,9095 N m
		-1143,34 N		-5916,54 N m
		0 N		0 N m
Pin Constraint:2	0 N	0 N	4082,63 N m	-182,663 N m
		0 N		-4078,55 N m
		0 N		0 N m
Pin Constraint:3	49891,2 N	-49522,2 N	12149,7 N m	1378,84 N m
		6057,02 N		12071,2 N m
		0 N		0 N m
Pin Constraint:4	20872,4 N	20871,4 N	16536,2 N m	-21,0458 N m
		-207,16 N		238,686 N m
		0 N		16534,4 N m

Таблица V.5. Обобщена таблица с резултатите

Name	Minimum	Maximum
Volume	43195000 mm ³	
Mass	315,365 kg	
Von Mises Stress	0,000513365 MPa	283,702 MPa
Displacement	0,00000262156 mm	0,337178 mm
Safety Factor	1,60986 ul	15 ul
X Displacement	-0,140534 mm	0,326283 mm
Y Displacement	-0,196742 mm	0,206482 mm
Z Displacement	-0,0258479 mm	0,0300823 mm

Резултатите от проведеното изследване показват, че максималните напрежения при изследваните раздробяващи валове не превишават допустимите стойности за материала на валовете. Определените опорни реакции са използвани при проверка дълготрайността на лагерите. Резултатите за сдвоените ролкови радиално-аксиални лагери са представени на фигура V.17 и фигура V.18.

Резултатите за иглените лагери са посочени на фигура V.19 и фигура V.20.

1.0 Selection of bearing type, bearing loads

1.1 Calculation units: SI Units (N mm kW...)

1.2 Bearing type: Taper roller bearings, single row

1.7 Bearing load: Fluctuating load

1.8 Rotational speed: n = 500 [1/min]

1.9 Radial load: Fr = 90793,0 [N]

1.10 Axial load: Fa = 0,0 [N]

1.11 Factor of additional dynamic forces: 2,64

1.12 Required parameters of bearing

1.13 Bearing life: Lh = 10000 [h]

1.14 Static safety factor: s0 = 1,50

1.3 Bearing design

1.4 Matched bearings pair, face-to-face arrangement

1.5

1.6

1.15 Additional dynamic forces

1.16 None

1.17 From geared transmissions

1.18 Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0)

1.19 Factor: fk = 1,1 - 1,3, 1,20

1.20 Roughing and break-down mills

1.21 Factor: fd = 1,5 - 3, 2,20

1.22 From belt drives

1.23 V-belts

1.24 Factor: fb = 1,9 - 2,5, 2,20

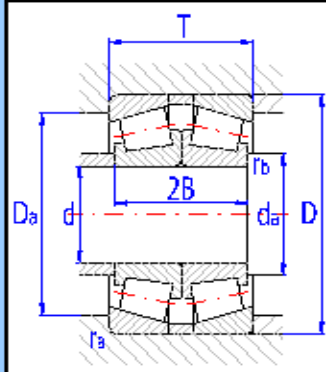
2.0 Selection of bearing size

2.1 Bearing size: Find first Find next

ID	d	D	T	C	CO	nr	nmax	Bearing
70	160,0	240,0	102,0	737000	1560000	1500	2400	32032X/DF

2.2 Bearing parameters

2.3 Basic dynamic load rating	C	737000	[N]	d	160
2.4 Equivalent dynamic load	P	239693,5	[N]	D	240
2.5 Basic rating life	L10h	14090	[h]	T	102
2.6 Basic static load rating	CO	1560000	[N]	2B	102
2.7 Equivalent static load	PO	239693,5	[N]	ramax	2
2.8 Static safety factor	s0	6,51		rbmax	1
2.9 Permissible radial load	Frmax	-	[N]	Damax	228
2.10 Permissible axial load	Famax	-	[N]	Damin	213
2.11 Reference speed	nr	1500	[1/min]	damax	175
2.12 Limiting speed	nmax	2400	[1/min]		
2.13 Power loss	NR	180,72	[W]		
2.14 Bearing mass	g	16	[kg]		



Фиг. V.17. Резултати за сдвоените ролкови радиално аксиални лагери – Част I

3.0 Operating parameters, adjusted bearing life

3.1 Kinematic viscosity of the lubricant

3.2 Rated viscosity: ν_1 = 111 [mm²/s]

3.3 Operating viscosity: ν = 94,0 [mm²/s]

3.4 Viscosity ratio: κ = 0,85

3.5 Requisite minimum load

3.6 Minimum radial load: Frmin = 14740 [N]

3.7 Calculation of the adjusted rating life

3.8 Fatigue load limit: Pu = 156000 [N]

3.9 Required reliability: 90 %

3.10 Contamination of the lubricant: Normal cleanliness

3.11 Factor for contamination level: η = 0,8 - 0,6, 0,70

3.12 Life modification factor: a1/a23 = 1, 0,97

3.13 Adjusted rating life: Lmh = 13667 [h]

4.0 Auxiliary calculations

4.1 Calculation of operating viscosity

4.2 Operating temperature: T = 70,0 [°C]

4.3 Mineral oils

4.4 ISO viscosity grade: ISO VG 460

4.5 Reference viscosity: ν_{40} = 460,0 [mm²/s]

4.6 Operating viscosity: ν = 94 [mm²/s]

4.7 Other lubricants

4.8 Temperature: 40,0, 100,0 [°C]

4.9 Viscosity: 100,0, 11,3 [mm²/s]

4.10 Operating viscosity: ν = 27,4 [mm²/s]

4.11 Bearing lubrication

4.12 Method of lubrication: Grease lubrication

4.13 Desired oil volume flow: $\dot{v}$ = - [l/min]

4.14 Relubrication interval: tf = 3200 [h]

4.15 Calculation of permissible speed

4.16 Reference speed: nr = 1500 [1/min]

4.17 Reference viscosity: ν_{40} = 68,0 [mm²/s]

4.18 Permissible speed: nperm = 800 [1/min]

Фиг. V.18. Резултати за сдвоените ролкови радиално аксиални лагери – Част II

1.0 Selection of bearing type, bearing loads

1.1 Calculation units: SI Units (N mm kW...)

1.2 Bearing type: INA: Needle roller bearings, with inner ring

1.3 Bearing design: With flanges, Open design

1.4: 1.5: 1.6:

1.7 Bearing load: Fluctuating load

1.8 Rotational speed: $n = 50,0$ [1/min]

1.9 Radial load: $F_r = 4989,10$ [N]

1.10 Axial load: $F_a = 0,0$ [N]

1.11 Factor of additional dynamic forces: 1

1.12 Required parameters of bearing

1.13 Bearing life: $L_h = 10000$ [h]

1.14 Static safety factor: $s_0 = 2,00$

1.15 Additional dynamic forces

1.16: ☒ None

1.17: ☐ From geared transmissions

1.18: Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0)

1.19 Factor: $f_k = 1,1 - 1,3$ | 1,20

1.20: Electric rotary machines, turbines, turbo-compressors

1.21 Factor: $f_d = 1 - 1,2$ | 1,10

1.22: ☐ From belt drives

1.23: Vbelts

1.24 Factor: $f_b = 1,9 - 2,5$ | 2,20

2.0 Selection of bearing size

2.1 Bearing size: Find first Find next

ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Bearing
124	130,0	180,0	50,0	229000	470000	2080	3150	NA4926

2.2 Bearing parameters

2.3 Basic dynamic load rating	C	229000	[N]	d	130
2.4 Equivalent dynamic load	P	4989,1	[N]	D	180
2.5 Basic rating life	L_{10h}	53570	[h]	B	50
2.6 Basic static load rating	CO	470000	[N]	r_{max}	1,5
2.7 Equivalent static load	PO	4989,1	[N]	s	1,5
2.8 Static safety factor	s_0	9,42			
2.9 Permissible radial load	F_{rmax}	-	[N]		
2.10 Permissible axial load	F_{amax}	0	[N]		
2.11 Reference speed	nr	2080	[1/min]		
2.12 Limiting speed	nmax	3150	[1/min]		
2.13 Power loss	NR	42,45	[W]		
2.14 Bearing mass	g	3,9	[kg]		

Фиг. V.19. Резултати за иглените лагери – Част I

3.0 Operating parameters, adjusted bearing life

3.1 Kinematic viscosity of the lubricant

3.2 Rated viscosity: $\nu_1 = 141$ [mm²/s]

3.3 Operating viscosity: $\nu = 94,0$ [mm²/s]

3.4 Viscosity ratio: $\kappa = 0,67$

3.5 Requisite minimum load

3.6 Minimum radial load: $F_{min} = -$ [N]

3.7 Calculation of the adjusted rating life

3.8 Fatigue load limit: $P_u = 74000$ [N]

3.9 Required reliability: 90 %

3.10 Contamination of the lubricant: Typical contamination

3.11 Factor for contamination level: $\eta = 0,4 - 0,2$ | 0,30

3.12 Life modification factor: $a_1/a_2 = 1$ | 0,64

3.13 Adjusted rating life: $L_{mh} = 34285$ [h]

Supplements section

4.0 Auxiliary calculations

4.1 Calculation of operating viscosity

4.2 Operating temperature: $T = 70,0$ [°C]

4.3 Mineral oils

4.4 ISO viscosity grade: ISO VG 460

4.5 Reference viscosity: $\nu_{40} = 460,0$ [mm²/s]

4.6 Operating viscosity: $\nu = 94$ [mm²/s]

4.7 Other lubricants

4.8 Temperature: $40,0$ | $100,0$ [°C]

4.9 Viscosity: $100,0$ | $11,3$ [mm²/s]

4.10 Operating viscosity: $\nu = 27,4$ [mm²/s]

4.11 Bearing lubrication: Grease lubrication

4.12 Method of lubrication: Grease lubrication

4.13 Power loss: NR | 22,27 [W]

4.14 Desired oil volume flow: $v = -$ [l/min]

4.15 Relubrication interval: $t_f = 19400$ [h]

4.16 Calculation of permissible speed

4.17 Reference speed: nr | 2080 [1/min]

4.18 Temperature difference: $\Delta_A = 50,0$ [°C]

4.19 Difference of oil temperature: $\Delta_L = 5,0$ [°C]

4.20 Oil volume flow: $v = 0,100$ [l/min]

4.21 Permissible speed: $n_{perm} = 1063$ [1/min]

Фиг. V.20. Резултати за иглените лагери – Част II

Въз основа на представената по-горе информация е извършено обобщение, както следва:

- ❖ **Избрани лагери** – двуредни, съчмени, самонагаждащи се, SKF 32032X и еднореден иглен лагер с вътрешна гривна SKF NA4926;
- ❖ **Максимални обороти на валовете** – 50 min^{-1} ;
- ❖ **Изчислена дълготрайност на лагерите SKF 32032X** – 13667 часа/hours;
- ❖ **Изчислена дълготрайност на лагерите SKF NA4926** – 34285 часа/hours;
- ❖ **Вискозитет на смазката** - съгласно ISO VG460.

VII. 4. Изходна транспортна лента

Изходната транспортна лента включва водещ барабан, водим барабан, две опорни ролки и странични лисни с дължина 1450 mm. Параметрите, при които са проверени опънът ѝ и натоварването в лагерите, са следните:

- Ширина на лентата – 770 mm;
- Дължина на транспортъора (междусово разстояние на барабаните) - 1500 mm;
- Разположение – хоризонтално (без подъем);
- Диаметър на задвижващия и задвижвания барабан – 260 mm;
- Диаметър на опорните ролки – 108 mm;
- Разстояние между опорните ролки – 425 mm;
- Ширина на транспортъора между страничните лисни – 780 mm;
- Максимална производителност – 15 t/h;
- Скорост на движение на лентата – 1 m/s;
- Плътност на транспортирания материал – $2200 \text{ kg/2,2 t/m}^3$.

На базата на тези параметри с помощта на *Mine Belt 3.11* е определен необходимият опън и двигателна мощност на лентата:

- Ефективен опън в ненатоварено състояние – 178 N;
- Ефективен опън в натоварено състояние – 378 N;
- Опън в теглещия клон на лентата – 690 N;
- Опън в свободния клон на лентата – 312 N;
- Радиално натоварване в лагерите на водещия барабан - 1002 N;
- Необходима двигателна мощност за задвижване на празната лента - 0.3 kW;
- Необходима двигателна мощност за задвижване на натоварена лента - 0,6 kW;
- Загуби на мощност от триене в ролките и страничните лисни – 0.1 kW.

Радиалното натоварване в лагерите на водещия барабан е използвано за проверка на тяхната дълготрайност. Резултатите са посочени на фигури V.21 и V.22.

1.0 Selection of bearing type, bearing loads

1.1 Calculation units: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Bearing type: Self-aligning ball bearings, with cylindrical bore

1.7 Bearing load: Fluctuating load

1.8 Rotational speed: $n = 740$ [1/min]

1.9 Radial load: $F_r = 501,0$ [N]

1.10 Axial load: $F_a = 0,0$ [N]

1.11 Factor of additional dynamic forces: 1

1.12 Required parameters of bearing

1.13 Bearing life: $L_h = 10000$ [h]

1.14 Static safety factor: $s_0 = 2,00$

1.3 Bearing design

1.4 Seals on both sides

1.5

1.6

1.15 Additional dynamic forces

1.16 None

1.17 From geared transmissions

1.18 Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0)

1.19 Factor: $f_k = 1,1 - 1,3$ 1,20

1.20 Electric rotary machines, turbines, turbo-compressors

1.21 Factor: $f_d = 1 - 1,2$ 1,10

1.22 From belt drives

1.23 Plain belts

1.24 Factor: $f_b = 1,5 - 4,5$ 3,00

2.0 Selection of bearing size

2.1 Bearing size: Find first Find next

ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Bearing
15	40,0	80,0	23,0	19900	6950		5600	2208 E-2RS1TN9

2.2 Bearing parameters

2.3 Basic dynamic load rating	C	19900	[N]	d	40
2.4 Equivalent dynamic load	P	501	[N]	D	80
2.5 Basic rating life	L_{10h}	14114421	[h]	B	23
2.6 Basic static load rating	CO	6950	[N]	r_{max}	1
2.7 Equivalent static load	PO	501	[N]	D_{max}	73
2.8 Static safety factor	s_0	13,87		d_{min}	47
2.9 Permissible radial load	F_{rmax}	-	[N]		
2.10 Permissible axial load	F_{amax}	-	[N]		
2.11 Reference speed	nr	-	[1/min]		
2.12 Limiting speed	n_{max}	5600	[1/min]		
2.13 Power loss	NR	0,08	[W]		
2.14 Bearing mass	g	0,5	[kg]		

Фиг. V.21. Резултати от радиалното натоварване в лагерите на водещия барабан – Част I

3.0 Operating parameters, adjusted bearing life

3.1 Kinematic viscosity of the lubricant

3.2 Rated viscosity: $V_1 = 146$ [mm²/s]

3.3 Operating viscosity: $V = 740$ [mm²/s]

3.4 Viscosity ratio: $\kappa = 0,48$

3.5 Requisite minimum load

3.6 Minimum equivalent load: $P_{min} = 69,5$ [N]

3.7 Calculation of the adjusted rating life

3.8 Fatigue load limit: $P_u = 360$ [N]

3.9 Required reliability: 90 %

3.10 Contamination of the lubricant: Typical contamination

3.11 Factor for contamination level: $\eta = 0,3 - 0,1$ 0,20

3.12 Life modification factor: $a_1/a_2 = 1$ 0,76

3.13 Adjusted rating life: $L_{mh} = 10726960$ [h]

4.0 Auxiliary calculations

4.1 Calculation of operating viscosity

4.2 Operating temperature: $T = 740$ [°C]

4.3 Mineral oils

4.4 ISO viscosity grade: ISO VG 460

4.5 Reference viscosity: $V_{40} = 460,0$ [mm²/s]

4.6 Operating viscosity: $V = 94$ [mm²/s]

4.7 Other lubricants

4.8 Temperature: 400 1000 [°C]

4.9 Viscosity: 1000 $11,3$ [mm²/s]

4.10 Operating viscosity: $V = 27,4$ [mm²/s]

4.11 Bearing lubrication

4.12 Method of lubrication: Oil lubrication

4.13 Desired oil volume flow: $v = 0$ [l/min]

4.14 Relubrication interval: $t_f = -$ [h]

4.15 Calculation of permissible speed

4.16 Reference speed: $n_r = -$ [1/min]

4.17 Reference viscosity: $V_{40} = 68,0$ [mm²/s]

4.18 Permissible speed: $n_{perm} = -$ [1/min]

Фиг. V.22. Резултати от радиалното натоварване в лагерите на водещия барабан – Част II

Резултатите, посочени на фигури V.21 и V.22 са обобщени, както следва:

- ❖ **Избрани лагери** – двуредни, съчмени, самонагаждащи се, SKF 2208 – 2RS;
- ❖ **Максимални обороти на барабаните** – 74 min^{-1} ;
- ❖ **Изчислена дълготрайност** – 10726960 часа/hours;
- ❖ **Вискозитет на смазката** - съгласно ISO VG460.

При така определените скорости на въртене и мощности за задвижване на лентата е избран червячен редуктор тип MOTOVARIO NMRV090, с предавателно число 7,5 и хидродвигател GFS40 с обем $40 \text{ cm}^3/\text{оборот}$, максимални обороти 550 min^{-1} и максимално налягане 155 бара/bar. Настройката на двигателя е 100 бара/bar при $22,2 \text{ l/min}$. Проектната мощност на задвижването на изходната транспортна лента е 3,7 kW.

VII. 5. Разтоварваща транспортна лента

Параметрите на разтоварващата транспортна лента, при които са проверени опънът ѝ и натоварването в лагерите, са следните:

- Ширина на лентата – 770 mm;
- Дължина на транспортъора (междусосово разстояние на барабаните) - 8000 mm;
- Разположение – под наклон от 22° (подем 3000 mm);
- Диаметър на задвижващия и задвижвания барабан – 280 mm;
- Диаметър на опорните ролки – 108 mm;
- Разстояние между опорните ролки – 500 mm;
- Ширина на транспортъора между страничните ланси – 780 mm;
- Максимална производителност – 15 t/h;
- Скорост на движение на лентата – 1 m/s;
- Плътност на транспортирания материал – $2200 \text{ kg}/2,2 \text{ t/m}^3$.

На базата на тези параметри с помощта на *Mine Belt 3.11* е определен необходимият опън и двигателна мощност на лентата:

- Ефективен опън в ненатоварено състояние – 110 N;
- Ефективен опън в натоварено състояние – 939 N;
- Опън в теглещия клон на лентата – 1525 N;
- Опън в свободния клон на лентата – 586 N;
- Радиално натоварване в лагерите на водещия барабан - 2111 N;
- Необходима двигателна мощност за задвижване на празната лента - 0.3 kW;
- Необходима двигателна мощност за задвижване на натоварена лента - 1.1 kW;

Радиалното натоварване в лагерите на водещия барабан е използвано за проверка на тяхната дълготрайност. Резултатите са посочени на фигури V.23 и V.24.

1.0 Selection of bearing type, bearing loads

1.1 Calculation units: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Bearing type: Self-aligning ball bearings, with cylindrical bore

1.7 Bearing load: Fluctuating load

1.8 Rotational speed: $n = 70,0$ [1/min]

1.9 Radial load: $F_r = 1050,0$ [N]

1.10 Axial load: $F_a = 0,0$ [N]

1.11 Factor of additional dynamic forces: 1

1.12 Required parameters of bearing

1.13 Bearing life: $L_h = 2000$ [h]

1.14 Static safety factor: $s_0 = 2,00$

1.3 Bearing design

1.4 Seals on both sides

1.5

1.6

1.15 Additional dynamic forces

1.16 None

1.17 From geared transmissions

1.18 Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0)

1.19 Factor: $f_k = 1,1 - 1,3$ 1,20

1.20 Electric rotary machines, turbines, turbo-compressors

1.21 Factor: $f_d = 1 - 1,2$ 1,10

1.22 From belt drives

1.23 Plain belts

1.24 Factor: $f_b = 1,5 - 4,5$ 3,00

2.0 Selection of bearing size

2.1 Bearing size: Find first Find next

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Bearing
15	40,0	80,0	23,0	19900	6950		5600	2208 E2RS1TN9

2.2 Bearing parameters

2.3 Basic dynamic load rating	C	19900	[N]
2.4 Equivalent dynamic load	P	1050	[N]
2.5 Basic rating life	L_{10h}	1620847	[h]
2.6 Basic static load rating	C0	6950	[N]
2.7 Equivalent static load	P0	1050	[N]
2.8 Static safety factor	s_0	6,62	
2.9 Permissible radial load	F_{rmax}	-	[N]
2.10 Permissible axial load	F_{amax}	-	[N]
2.11 Reference speed	nr	-	[1/min]
2.12 Limiting speed	nmax	5600	[1/min]
2.13 Power loss	NR	0,15	[W]
2.14 Bearing mass	a	0,5	[kg]

Dimensions: $d = 40$, $D = 80$, $B = 23$, $r_{amax} = 1$, $D_{amax} = 73$, $d_{amin} = 47$

Фиг.V.23. Резултати от радиалното натоварване в лагерите на водещия барабан – Част I

3.0 Operating parameters, adjusted bearing life

3.1 Kinematic viscosity of the lubricant

3.2 Rated viscosity: $V_1 = 153$ [mm²/s]

3.3 Operating viscosity: $V = 70,0$ [mm²/s]

3.4 Viscosity ratio: $\kappa = 0,46$

3.5 Requisite minimum load

3.6 Minimum equivalent load: $P_{0min} = 69,5$ [N]

3.7 Calculation of the adjusted rating life

3.8 Fatigue load limit: $P_u = 360$ [N]

3.9 Required reliability: 90 %

3.10 Contamination of the lubricant: Typical contamination

3.11 Factor for contamination level: $\eta = 0,3 - 0,1$ 0,20

3.12 Life modification factor: $a_1/a_23 = 1$ 0,44

3.13 Adjusted rating life: $L_{mh} = 713173$ [h]

Supplements section

4.0 Auxiliary calculations

4.1 Calculation of operating viscosity

4.2 Operating temperature: $T = 70,0$ [°C]

4.3 Mineral oils

4.4 ISO viscosity grade: ISO VG 460

4.5 Reference viscosity: $V_{40} = 460,0$ [mm²/s]

4.6 Operating viscosity: $V = 94$ [mm²/s]

4.7 Other lubricants

4.8 Temperature: $40,0$ 100,0 [°C]

4.9 Viscosity: $100,0$ 11,3 [mm²/s]

4.10 Operating viscosity: $V = 27,4$ [mm²/s]

4.11 Bearing lubrication

4.12 Method of lubrication: Oil lubrication

4.13 Desired oil volume flow: $v = 0,001$ [l/min]

4.14 Relubrication interval: $t_f = -$ [h]

4.15 Calculation of permissible speed

4.16 Reference speed: $nr = -$ [1/min]

4.17 Reference viscosity: $V_{40} = 68,0$ [mm²/s]

4.18 Permissible speed: $n_{perm} = -$ [1/min]

Фиг.V.24. Резултати от радиалното натоварване в лагерите на водещия барабан – Част II

Резултатите, представени на фигури V.23 и V.24 са обобщени, както следва:

- ❖ **Избрани лагери** – двуредни, съчмени, самонагаждащи се, SKF 2208 – 2RS;
- ❖ **Максимални обороти на барабаните** – 70 min^{-1} ;
- ❖ **Изчислена дълготрайност** – 713173 часа/hours;
- ❖ **Вискозитет на смазката** - съгласно ISO VG460.

При така определените скорости на въртене и мощности за задвижване на лентата е избран червячен редуктор тип MOTOVARIO NMRV090, с предавателно число 7,5 и хидродвигател GFS40 с обем $40 \text{ cm}^3/\text{оборот}$, максимални обороти 525 min^{-1} и максимално налягане 155 бара/bar. Настройката на двигателя е 100 бара/bar при 21 l/min. Проектната мощност на задвижването на разтоварващата транспортна лента е 3,5 kW.

VII. 6. Сепарираща металните частици транспортна лента

За разлика от изходящият конвейер, сепариращата лента не включва опорни ролки, а само водещ и водим барабан. Липсват и страничните ланси, тъй като лентата задържа материала чрез магнитните му свойства. При тази лента възниква триене между магнитната дъска и гумената лента, а от там и загуба на мощност в задвижването.

Параметрите на сепариращата транспортна лента, при които са проверени опънът ѝ и натоварването в лагерите, са следните:

- Ширина на лентата – 770 mm;
- Дължина на транспортъора (междусосово разстояние на барабаните) - 1500 mm;
- Диаметър на задвижващия и задвижвания барабан – 280 mm;
- Ширина на транспортъора между страничните ланси – 780 mm;
- Максимална производителност – 0,3 t/h;
- Скорост на движение на лентата – 1 m/s;
- Плътност на транспортирания материал – $7800 \text{ kg}/7,8 \text{ t/m}^3$.

На базата на тези параметри с помощта на *Mine Belt 3.11* е определен необходимият опън и двигателна мощност на лентата:

- Ефективен опън в ненатоварено състояние – 78 N;
- Ефективен опън в натоварено състояние – 199 N;
- Опън в теглещия клон на лентата – 2145 N;
- Опън в свободния клон на лентата – 1946 N;
- Радиално натоварване в лагерите на водещия барабан- 4089 N;
- Необходима двигателна мощност за задвижване на празната лента - 0.2 kW;
- Необходима двигателна мощност за задвижване на натоварена лента - 0.4 kW;
- Загуби на мощност от триене в магнитната дъска – 0.2 kW.

Радиалното натоварване в лагерите на водещия барабан е използвано за проверка на тяхната дълготрайност. Резултатите са посочени на фигури V.25 и V.26.

1.0 Selection of bearing type, bearing loads

1.1 Calculation units: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Bearing type: Self-aligning ball bearings, with cylindrical bore

1.3 Bearing design: Seals on both sides

1.4

1.5

1.6

1.7 Bearing load: Fluctuating load

1.8 Rotational speed: $n = 70,0$ [1/min]

1.9 Radial load: $F_r = 2045,0$ [N]

1.10 Axial load: $F_a = 0,0$ [N]

1.11 Factor of additional dynamic forces: 1

1.12 Required parameters of bearing

1.13 Bearing life: $L_h = 10000$ [h]

1.14 Static safety factor: $s_0 = 2,00$

1.15 Additional dynamic forces

1.16 None

1.17 From geared transmissions

1.18 Ordinary machined gears (deviations of shape and pitch 0.02-0)

1.19 Factor: $f_k = 1,1 - 1,3$ | 1,20

1.20 Electric rotary machines, turbines, turbo-compressors

1.21 Factor: $f_d = 1 - 1,2$ | 1,10

1.22 From belt drives

1.23 Plain belts

1.24 Factor: $f_b = 1,5 - 4,5$ | 3,00

2.0 Selection of bearing size

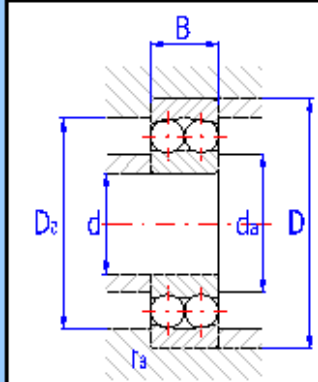
2.1 Bearing size: Find first | Find next

ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Bearing
15	40,0	80,0	23,0	19900	6950		5600	2208 E-2RSLTN9

2.2 Bearing parameters

2.3 Basic dynamic load rating	C	19900	[N]
2.4 Equivalent dynamic load	P	2045	[N]
2.5 Basic rating life	L_{10h}	219397	[h]
2.6 Basic static load rating	C0	6950	[N]
2.7 Equivalent static load	P0	2045	[N]
2.8 Static safety factor	s_0	3,4	
2.9 Permissible radial load	F_{rmax}	-	[N]
2.10 Permissible axial load	F_{amax}	-	[N]
2.11 Reference speed	nr	-	[1/min]
2.12 Limiting speed	nmax	5600	[1/min]
2.13 Power loss	NR	0,3	[W]
2.14 Bearing mass	g	0,5	[kg]

d	40
D	80
B	23
ramax	1
Damax	73
damin	47



Фиг.V.25. Резултати от радиалното натоварване в лагерите на водещия барабан – Част I

3.0 Operating parameters, adjusted bearing life

3.1 Kinematic viscosity of the lubricant

3.2 Rated viscosity: $\nu_1 = 153$ [mm²/s]

3.3 Operating viscosity: $\nu = 70,0$ [mm²/s]

3.4 Viscosity ratio: $\kappa = 0,46$

3.5 Requisite minimum load

3.6 Minimum equivalent load: $P_{0min} = 69,5$ [N]

3.7 Calculation of the adjusted rating life

3.8 Fatigue load limit: $P_u = 360$ [N]

3.9 Required reliability: 90 %

3.10 Contamination of the lubricant: Typical contamination

3.11 Factor for contamination level: $\eta = 0,3 - 0,1$ | 0,20

3.12 Life modification factor: $a_1/a_23 = 1$ | 0,32

3.13 Adjusted rating life: $L_{mh} = 70207$ [h]

Supplements section

4.0 Auxiliary calculations

4.1 Calculation of operating viscosity

4.2 Operating temperature: $T = 70,0$ [°C]

4.3 Mineral oils

4.4 ISO viscosity grade: ISO VG 460

4.5 Reference viscosity: $\nu_{40} = 460,0$ [mm²/s]

4.6 Operating viscosity: $\nu = 94$ [mm²/s]

4.7 Other lubricants

4.8 Temperature: $40,0$ | $100,0$ [°C]

4.9 Viscosity: $100,0$ | $11,3$ [mm²/s]

4.10 Operating viscosity: $\nu = 27,4$ [mm²/s]

4.11 Bearing lubrication

4.12 Method of lubrication: Oil lubrication

4.13 Desired oil volume flow: $\nu = 0,001$ [l/min]

4.14 Relubrication interval: $t_f = -$ [h]

4.15 Calculation of permissible speed

4.16 Reference speed: $nr = -$ [1/min]

4.17 Reference viscosity: $\nu_{40} = 68,0$ [mm²/s]

4.18 Permissible speed: $n_{perm} = -$ [1/min]

Фиг.V.26. Резултати от радиалното натоварване в лагерите на водещия барабан – Част II

Резултатите, посочени на фигури V.25 и V.26 са обобщени, както следва:

- ❖ **Избрани лагери** – двуредни, съчмени, самонагаждащи се, SKF 2208 – 2RS;
- ❖ **Максимални обороти на барабаните** – 70 min^{-1} ;
- ❖ **Изчислена дълготрайност** – 70207 часа/hours;
- ❖ **Вискозитет на смазката** - съгласно ISO VG460.

При така определените скорости на въртене и мощности за задвижване на лентата е избран червячен редуктор тип MOTOVARIO NMRV090, с предавателно число 7,5 и хидродвигател GFS40 с обем $40 \text{ cm}^3/\text{оборот}$, максимални обороти 525 min^{-1} и максимално налягане 155 бара/bar. Настройката на двигателя е 100 бара/bar при 21 l/min. Проектната мощност на задвижването на разтоварващата транспортна лента е 3,5 kW.

VII. 7. Шаси

Шасито на машината представлява заварена конструкция от правоъгълни и квадратни електро заварени тръби ISO 4019, 100x100x5, 100x50x5 и 100x50x4. То е анализирано за деформации при повдигането му от автомобила тип МУЛТИЛИФТ за куката в предната му част. В тази позиция шасито остава опряно на три точки – куката и задните две нивелиращи ролкови опори. Рамата на шасито е проверена, като върху нея са приложени теглата на всички елементи – камера, бункери, резервоари, двигател. Резултатите са както следва:

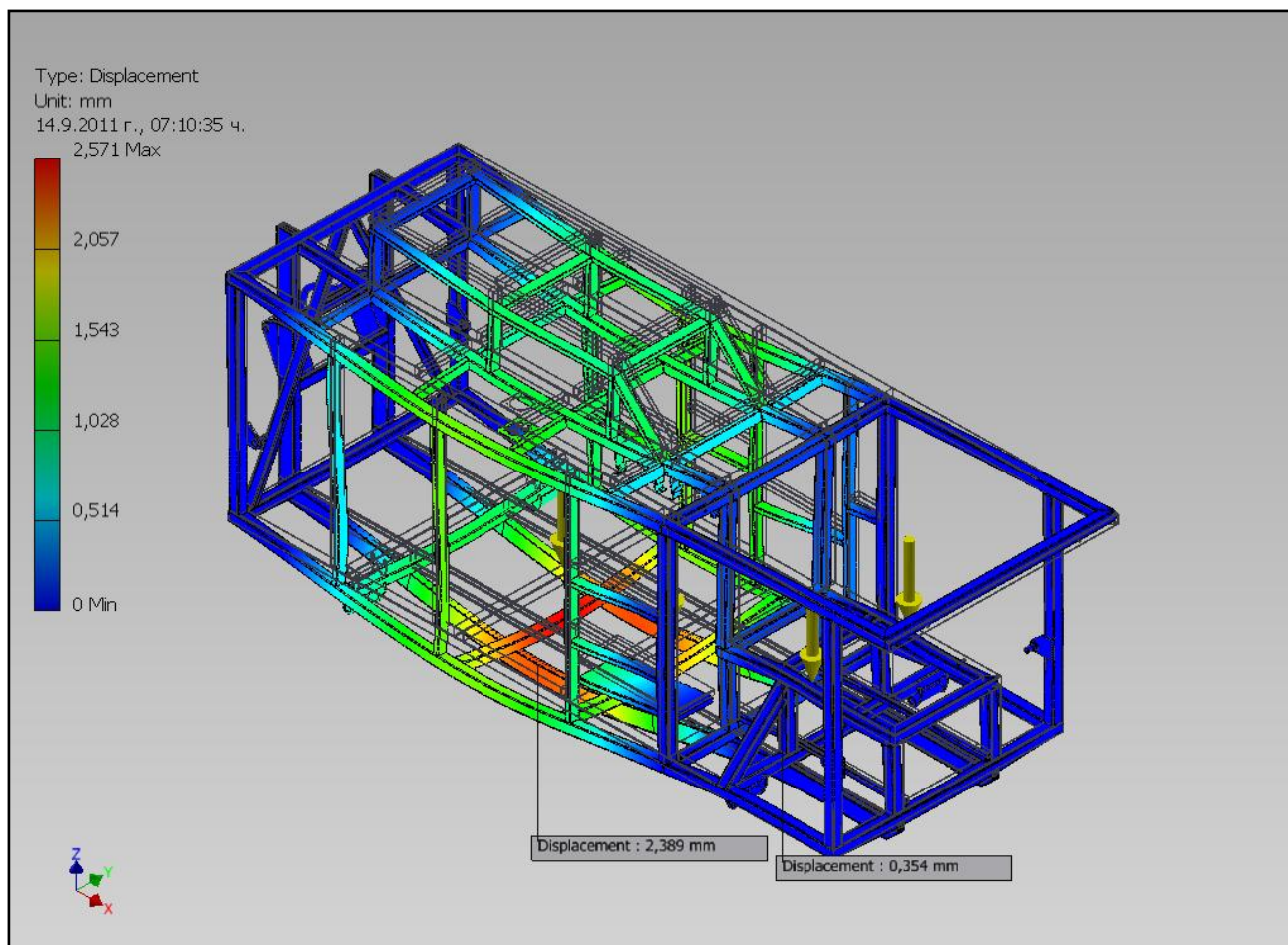
- ❖ Данни за приетия в проверката материал на гредите на рамата, представени на таблица V.6.
- ❖ Данни за максимални и минимални деформации в рамата, представени на таблица V.7 и фигура V.27.

Таблица V.6. Данни за приетия в проверката материал на гредите на рамата

Name	Steel	
General	Mass Density	7,85 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0,3 ul
	Shear Modulus	80,7692 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/(m K)
	Specific Heat	460 J/(kg c)

Таблица V.7. Максимални и минимални деформации в рамата

Name	Minimum	Maximum
Volume	303791000 mm ³	
Mass	2386,94 kg	
Von Mises Stress	0 MPa	614,396 MPa
Displacement	0 mm	2,57114 mm



Фиг.V.27. Данни за максимални и минимални деформации в рамата

VII. 8. Задвижване на раздробяващите валове

Усукващият момент, възникващ от натиска на два от върховете върху раздробяваната траверса, възлиза на 16500 N.m. Освен двата върха, в раздробяването частично участват и съседните ножове. Съществува и триене между ножовете, контра ножовете и раздробения материал. Поради това за целите на изчисленията е приет усукващ момент върху всеки вал M в размер на удвоения изчислен, или 33000 N.m.

Необходимата мощност W за задвижване на всеки от двата вала със скорост/с обороти n от 30 min^{-1} се определя:

$$W = \frac{M.n}{9554} = \frac{33000.30}{9554} = 103 \text{ kW} \quad (\text{V.6})$$

Приета е схема на отделно задвижване на всеки разрушаващ вал с отделна помпа, хидромотор и редуктор.

VII. 9. Редуктори на разрушаващите валове

За всеки разрушаващ вал е избран редуктор тип PG5002, с предавателно число $i=16,9$. Дълготрайността на лагерите на редуктора при натоварване от 33 kN.m е 100 000 часа/hours. Прието е, че маслото на редуктора не подлежи на охлаждане, поради ниските скорости на въртене. Оборотите на входа на редуктора са 507 min^{-1} , а въртящият момент – 1953 N.m.

Присъединяването на редукторите към разрушаващите валове е чрез шлицы N140x5x9 H DIN5480.

VII. 10. Хидравлични мотори

Избрани са хидравлични мотори тип BOSCH REXRON MR700 или аналога PARKER HANNEFIN MR700, радиално-бутални, с фиксиран дебит. За да реализира необходимите

обороти и момент на входа на редуктора, хидромоторът на всеки вал работи с максималните си параметри, т.е. скорост/честота на въртене 500 min^{-1} , дебит на маслото 353 l/min и налягане 170 бара/bar , гарантиращо въртящ момент от $\sim 1900 \text{ N.m}$.

VII. 11. Хидравлични помпи

Избрана е двойна хидравлична помпа тип MANNESMANN REXROTH AV8 - 200 LA0K, с отделно регулиране на мощността на всяка помпена група, гарантираща максимална мощност от 350 kW при дебит на маслото 407 l/min . Тъй като всяка помпа се използва единствено за задвижване на един двигател, то настройката на мощността ѝ следва да се извърши на база налягане 180 бара/bar и дебит 355 l/min . Завишеното налягане покрива хидравличните загуби от 5% по тръбопроводите до хидромоторите. Настроената мощност на всяка помпа е $106,5 \text{ kW}$.

За захранване на конвейерните хидромотори, стабилизаторите на шасито и цилиндриите на входящия бункер е предвидена допълнителна помпа BOSCH REXROTH A2F80, куплирана към корпуса на основните помпи, със зъбен превод с предавателно отношение 0,818. Допълнителната помпа се върти с обороти 1720 min^{-1} , като гарантира дебит от 138 l/min . Настройките на тази помпа са 120 бара/bar при дебит 138 l/min .

VII. 12. Двигател, осигуряващ необходимата мощност

Общата инсталирана хидравлична мощност възлиза на 238 kW . Избран е дизелов двигател DEUTZ BF12L413FW, с мощност 322 HP/240 kW , с въздушно охлаждане. Двигателят следва да работи с минимални 2100 оборота в минута.

VIII. Обобщени изводи

Въз основа на научно-приложните резултати, представени в дисертационния труд, могат да се бъдат синтезирани следните общозначими изводи и заключения:

1. Базирайки се на известните до този момент решения по дезинтегриране и преработка на различни по вид материали, видовете дезинтегриращи механизми и технологичните процеси, заложи в тях, изучени, анализирани и представени в настоящата работа, би могло да се обобщи, че повечето съвременните конструкции са предназначени за преработка само на определен вид изходен продукт.

2. Въз основа на изведените данни за технико-икономическата ефективност на съществуващите конструкции за раздробяване на различни материали, както и за общата полза от рециклирането, определено би могло да се твърди, че е доказана необходимостта от разработването на нови конструкции многоцелеви шредери, предназначени за раздробяване на широк диапазон суровини, с цел включването им в процеса на рециклиране.

3. Процесите на раздробяване имат сложен и комплексен характер. Тъй като твърдите тела се съпротивляват на раздробяване, постигането на необходимия размер поглъща огромно количество енергия. Поради тази причина, конструирането на технологични механизми за раздробяване, с възможно най-висока енергийна ефективност, е от изключително важно значение.

4. Прецизирането на четирите основани фактора за избор на раздробяваща машина, а именно: вид на материала за редуциране, размер на материала за шредирание, производителност и зърнометричен състав на крайния продукт, определя най-добрия начин за конструиране, изработване и приложение на шредер.

5. Двата основни процеса при рециклирането на отпадъци се свеждат до *дезинтегриране (раздробяване)*, изразяващо се в наситняване до определена степен и сепариране на предвидените за тази цел продукти и *последваща допълнителна преработка за някои от продуктите*. Процесите, свързани с допълнителната преработка на материалите, след тяхното дезинтегриране, се прилагат за тези материали, от които се получават определени изделия, заготовки и детайли в завършен вид. Например предварително наситнените метални стружки, кабели, електронни компоненти, вторични пластмаси и т.н., се насочват за

претопяване и формиране. Технологиите за тяхното преработване след получаването им в насипно хомогенно състояние в по-голяма степен са предварително известни - стопяване, отливане, екструдирание, изтегляне, пресоване, синтероване и т.н.

6. Дезинтегрирането е важен процес, свързан с целенасоченото разрушаване на преработваните суровини. При този процес се постига наситняване на компонентите до определена степен, което представлява окончателната преработка за много от отпадните продукти - биологични и строителни отпадъци, дървесина и т.н. Дезинтегрирането може да се осъществи на няколко етапа в зависимост от вида, едрината, състава и свойствата на входящия за смилане продукт и в зависимост от изискванията за крайна степен на наситненост на изходящия (получаван) продукт. Условно етапите могат да бъдат разделени на три:

Първият етап включва грубо смилане, натрошаване, разрушаване, разкъсване, срязване на късове с едрина до няколко десетки сантиметра. В това направление се използват редица, съществуващи от години смилачи съоръжения, работещи по известни технологии.

Вторият етап обхваща едрото смилане, получаване на наситнен материал с едрина на частиците до няколко десетки сантиметра. За осъществяването му се използват известни дезинтегриращи устройства и мелници.

При третия етап, а именно фино хомогенно смилане, едрината на сепарираните частици е от няколко милиметра до няколко микрона.

Нарастващата потребност от раздробени материали с различен състав и характеристики неотклонно довежда до необходимостта от създаването на нови конструкции шредери с универсално приложение, предназначени за преработка на различни по вид материали. Разработването на рециклиращи машини, *реализиращи първия (начален) и втория (среден) етап* от цикъла на дезинтеграционния процес се явява иновационен фактор за усвояването на големия икономически потенциал на редица отпадни материали, както и вторични суровини.

IX. Заключение

В резултат на извършените теоретични, моделни и научно-приложни изследвания е постигната основната цел и са решени задачите на дисертационния труд.

Базирайки се на извършените изчисления и проведени изследвания, за разработването на двувалов хидравличен шредер, за раздробяване на бетони, пластмасови, гумени и дървени отпадъци е оптимизирано теглото на отделните детайли на машината, като са направени якостни изчисления на основните детайли и възли.

Постигнато е минимизиране на теглото при запазване на якостните характеристики на машината. Разработени са различни видове раздробяващи ножове в зависимост от механичните качества на обработвания материал и необходимия капацитет на машината. Разработена е затворено-отворена хидравлична система на задвижване при минимално количество на хидравличната течност. Постигната е гъвкавост и висока енергийна ефективност на задвижването чрез автоматично увеличаване или намаляване скоростта на раздробяване, респ. капацитета на машината при запазване на входящата мощност.

X. Научно-приложни приноси

Научно-приложните приноси, реализирани в хода на настоящия дисертационен труд, могат да се синтезират, както следва:

- 1) Създадена е нова конструкция на двувалов многоцелеви шредер, предназначен за раздробяване на широка гама суровини с цел включването им в процеса на рециклиране.
- 2) Оптимизирано е теглото на отделните детайли на универсалната раздробяваща машина, като са направени якостни изчисления на основните детайли и възли.
- 3) Постигнато е минимално тегло, при запазване якостните характеристики на машината.
- 4) Разработени са различни видове раздробяващи ножове в зависимост от механичните качества на обработвания материал и необходимия капацитет на машината.
- 5) Разработена е затворено-отворена хидравлична система на задвижване при минимално количество на хидравличната течност.
- 6) Постигната е оптимална мощност, променяща се в зависимост от натоварването на раздробяващите валове, във връзка с вида на раздробявания материал, т.е. автоматично регулиране производителността на машината в зависимост от твърдостта на входния материал.
- 7) Постигната е гъвкавост и висока енергийна ефективност на задвижването чрез автоматично увеличаване или намаляване скоростта на раздробяване, респ. капацитета на машината при запазване на входящата мощност.

XI. Бъдещи насоки

Следвайки концепцията на дисертационния труд, базирайки се на резултатите от проведените изследвания, могат да бъдат планирани следните насоки за бъдеща работа:

- 1) Да се проектира хидравлична схема за подобряване на енергийната ефективност.
- 2) Да се направи сравнение между двигател с вътрешно горене и електродвигател.
- 3) Да се извърши сравнение между отворени и затворени хидравлични схемив конкретния случай.

XII. Публикации по дисертационния труд

- 1) **Вацкичева, М.**, М. Вълков, *Съществуващи конструкции многоцелеви шредери и насоки за усъвършенстването им*, Годишник на МГУ, том 56, свитък III, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, октомври, 2013, София, България, стр.55-58.
- 2) **Вацкичева, М.**, И. Григорова, *Критерии за избор на раздробяваща машина*, Годишник на МГУ, том 58, свитък III, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, октомври, 2015, София, България, стр.51-55.
- 3) **Вацкичева, М.**, *Напрежения в разномодулна греда с променливо кръгло сечение*, Сборник на XV Международна Научна конференция на Висше Строително Училище „Любен Каравелов” Том II, Свитък II, юни, 2015, София, България, стр. 43-48.
- 4) **Vatskicheva, M.**, *Calculations and verifications of shredding chamber of two-shaft shredder for crushing of concrete, rubber, plastic and wood*, In Proc. of International Scientific Conference “High Technologies, Business, Society, ISSN 1310-3946, 4 (190), 2016, pp. 49-52.

- 5) **Vatskicheva, M., I. Grigorova, Study of dual shaft shredder for crushing of concrete, rubber, plastic and wood**, Journal of International Scientific Publications: Materials, Methods & Technologies, Vol. 11, 2017, Приета за печат.
- 6) **Вацкичева, М., И. Григорова, Напрежения и деформации на валове за шредери, раздробяващи бетон, гума, пластмаса и дърво**, Годишник на МГУ, том 60, свитък III, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, октомври, 2017, София, България. Препоръчана за печат от катедра „Обогатяване и рециклиране на суровини”, МФТ, Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски”.

Благодарности: Авторът изказва благодарност на Химокотехнологичен и Металургичен Университет - София, за предоставената възможност за използване на хардуерни системи и лицензиран софтуер за провеждане на изчислителните процедури.

XIII. Литература, посочена в автореферата

- Абаджиев, В., Г. Тонков, *Относно синтеза на технологични зъбни механизми за дезинтеграционни процеси*, Индустриален иновационен форум „Машины, технологии, материали”, 2007, София.
- Бобович, Б. Б., *Утилизация автомобилей и автокомпонентов*, 2010, МГИУ, Москва.
- Бобович, Б.Б., В.В.Девяткин, *Переработка отходов производства*, 2000, Недра, Москва.
- Бонд, Ф.К., Д.Т. Вант, *Новая третья теория измельчения*, №23, (38), 2008, Механообработка, Ленинград.
- Борщёв, В.Я. *Оборудование для измельчение материалов*, Тамбовского государственного технического университета, 2004.
- Борщёв, В. Я., В. Н. Долгунин, Г. С. Кормильцин, А. Н. Плотников, *Техника переработки хрупкий материалов*, Тамбовского государственного технического университета, 2000.
- Вацкичева, М., М. Вълков, *Съществуващи конструкции на многоцелеви шредери и насоки за усъвършенстването им*, Годишник на МГУ, том 56, свитък III, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, октомври, 2013, София, България, стр. 55-58.
- Вацкичева, М., И. Григорова, *Критерии за избор на раздробяваща машина*, Годишник на МГУ, том 58, свитък III, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, октомври, 2015, София, България, стр.51-55.
- Гонопольский, А.М., *Промышленность рециклинга отходов: проблемы и перспективы*, Рециклинг отходов, №1, 2006.
- Дуденков, С.В., Л.Я. Шубов, А.С. Сецкий, *Ценный источник вторичного сырья*, Городское хозяйство Москвы, №5, 1980.
- Лобачев, Г.К., В.Ф. Желтобрюхов, *Вторичные ресурсы: проблемы, перспективы, технология, экономика*, 1999, Волгоград.
- Мочев, Д., *Методи за определяне на технологичните характеристики на минерални суровини*, Изд. къща „Захлас”, 2011, ISBN 13104276.
- Одесс, В. И., *Вторичные ресурсы: хозяйственный механизм использования*, 1988, Москва.
- Штарке, Л., *Использование промышленных и бытовых отходов пластмасс*, 1987, Ленинград.
- Austin, L.G, R.R. Klimpel, P.T. Luckie, *Process engineering of size reduction: Ball milling*, AIME, 1984, New York.
- Bond, C. Fred., *The Third Theory of Comminution*, Transactions of AIME, 1952, Mining Engineering.
- Commoner, B., *Waste Management and Research*, №5, 1987.
- FAG Spherical roller bearing E1, 2011, Schaeffer Technologies GmbH&Co.KG.
- Lowrison, G. Ch., *Crushing and Grinding. The Size Reduction of Solid Materials*, 1974, Lutterworths & Co.
- Prasher, C.L., *Crushing and Grinding Process Handbook*, Wiley, 1987, Chichester.

- Skinner, B.J., *Exploring the Resource Base*, Unpublished notes for a presentation to the Conference on Depletion and the Long-Run Availability of Mineral Commodities held in Washington, DC, April 22. New Haven, Department of Geology and Geophysics, Yale University, 2001.
- Tavakoli, H., S.S.Mohtasebi, A.Jafari, *A Comparison of Mechanical Properties of Wheat and Barley Straw*, Engineering International: The CIGR Journal, Manuscript number CE12 002, Vol.10, 2008, pp.1-9.
- Tilton, J. E., *Exhaustible resources and sustainable development - two different paradigms*, Resources Policy, 22 (1), 1996, pp. 91-97.
- Tiruta-Barna L., E. Benetto, Y. Perrodin, *Environmental impact and risk assessment of mineral wastes reuse strategies: review and critical analysis of approaches and applications*, Resources Conservation and Recycling, 50, 2007, pp. 351–379.