

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

институт

Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Э.А. Петровский

подпись инициалы, фамилия

« ___ » _____ 20 ___ г

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

21.03.01 «Нефтегазовое дело»

код и наименование специальности

Разработка группового технологического процесса механической обработки
опорных деталей вибродемфирующего устройства

тема

Руководитель

подпись, дата

должность, ученая степень

В.Б. Ясинский

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

А.А. Гридин

инициалы, фамилия

Красноярск 2016

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

институт

Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Петровский Э.А.

подпись инициалы, фамилия

« ____ » _____ 20 __ г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ БАКАЛАВРА

Студенту Гридину Андрею Андреевичу

Группа ЗНБ 11-02 Направление 21.03.01 Нефтегазовое дело

Тема выпускной квалификационной работы: Разработка группового технологического процесса механической обработки опорных деталей вибродемпфирующего устройства

Утверждена приказом по университету № _____ от _____

Руководитель ВКР к.т.н., доцент кафедры ТМО НГК Ясинский В.Б.

Исходные данные для ВКР: Сборочные чертежи компрессоров. Чертеж центробежного компрессора. Рабочие чертежи. ГОСТы на ЕСКД, ЕСТД, ЕСТПП. Методические указания, литература и нормативные документы, рекомендованные для разработки выпускной квалификационной работы.

Перечень рассматриваемых разделов ВКР: Введение. 1. Анализ вибрация компрессорных установок нефтегазового промысла. 1.1 Обзор используемых компрессоров нефтегазового промысла. 1.2 Причины колебаний компрессорных установок 2. Патентно-информационный обзор. 2.1 Анализ методов гашения вибраций компрессорных установок. 2.2 Виды виброизоляторов компрессорных установок. 3. Разработка вибродемпфирующих устройств для компрессорных установок 3.1 Проектирование конструкции вибродемпфирующего устройства для компрессорных установок. 3.2 Анализ эффективности разработанного устройства для гашения колебаний . 4. Технологическая часть 4.1;

Перечень графического или иллюстративного материала с указанием основных чертежей, плакатов: Сборочный чертеж вибродемпфирующего устройства. Презентационный материал в количестве 16 слайдов, связанный с перечнем разделов ВКР.

Руководитель ВКР

подпись

В.Б. Ясинский

инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению

А.А. Гридин

Подпись инициалы и фамилия студента

« ____ » _____ 20__ г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «: Разработка группового технологического процесса механической обработки опорных деталей вибродемпфирующего устройства» содержит 112 страниц текстового документа, 2 использованных источников, 5 листов графического материала.

МОДЕРНИЗАЦИЯ, ПОДГОТОВКА, СБОР, РЕМОНТ, МОНТАЖ, ,
ПРОЦЕСС, ВРЕМЯ, РАБОТА, СИСТЕМА.

Объект – Вибродемпфирующее устройство.

Цели модернизация и разработка технологических процессов механической обработки деталей вибродемпфирующего устройства.

- систематизировать сбор данных по технологической подготовке деталей
- уменьшить время ремонта путем;
- ускорить процесс сбора данных по ремонту и монтажу.

В данной выпускной квалификационной работе была разработана Технологическая подготовка ремонтного производства деталей вибродемпфирующего устройства.

В соответствии с целью работы решены следующие задачи:

- рассмотрены общие сведения о деталях вибродемпфирующего устройства;
- освоена работа вибродемпфирующего устройства;
- изучена инструкция по эксплуатации вибродемпфирующего устройства;
- анализ вибрации компрессорных установок нефтегазового комплекса;
- причины колебаний компрессорных установок;
- проектирование конструкции вибродемпфирующего устройства для компрессорных установок;
- анализ эффективности разработанного устройства для гашения колебаний.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	7
1 Анализ вибрации компрессорных установок нефтегазового комплекса.....	9
1.1 Обзор используемых компрессоров нефтегазового промысла.....	9
1.1.1 Поршневые компрессоры нефтегазового комплекса.....	9
1.1.2 Центробежные компрессоры нефтегазового комплекса.....	13
1.1.3 Газовые винтовые компрессоры нефтегазового комплекса.....	16
1.1.4 Передвижные компрессорные установки нефтегазового комплекса.....	19
1.2 Причины колебаний компрессорных установок.....	21
1.2.1 Вибрация ротора компрессоров.....	21
1.2.2 Аэродинамический дебаланс узлов компрессоры.....	24
1.2.3 Заклинивание и износ механизмов компрессора.....	25
1.2.4 Пульсация газа и помпаж в компрессорных установках.....	26
1.2.5 Отличительные особенности вибрации некоторых видов компрессоров.....	27
1.2.6 Определение уровня колебаний в центробежном компрессоре.....	30
2 Патентно-информационный обзор.....	35
2.1 Анализ методов гашения вибраций компрессорных установок.....	35
2.2 Виды виброизоляторов компрессорных установок.....	42
2.2.1 Основные виды используемых виброизоляторов.....	42
2.2.2 Авторское свидетельство № 1670239. Амортизатор.....	45
2.2.3 Авторское свидетельство № 2305807. Резинометаллический виброизолятор с подвижными элементами.....	46
3 Разработка вибродемпфирующего устройства для компрессорных установок.....	48
3.1 Проектирование конструкции вибродемпфирующего устройства для компрессорных установок.....	48

3.2 Анализ эффективности разработанного устройства для гашения колебаний.....	55
---	----

ВВЕДЕНИЕ

Статистические данные показывают, что большое количество поломок и аварий при эксплуатации оборудования вызвано повышенной вибрацией механизмов. Среди источников технологических вибраций одно из основных мест занимают мощные энергетические установки, такие как компрессоры.

Вибрации компрессоров вызывают нарушение целостности коммуникаций, обрывы фундаментных болтов, ускоренный износ компрессора (разрушение подшипников, валов, вывод из строя электродвигателя) и могут стать причиной разрушения стен компрессорной станции или соседних сооружений. Все эти факторы влияют на технико-экономические показатели технологического процесса.

Самым эффективным способом снижения уровня вибраций является крепкое присоединение к виброактивному оборудованию большой дополнительной массы (массивных фундаментов). Но это не всегда возможно и целесообразно в виду тяжелых условий эксплуатации или потребности в мобильности оборудования. С целью снижения амплитуды вибрации до уровня, признанного допустимым для данной установки, применяют устройства гашения. Широко распространённые резиновые покрытия и пружинные виброизоляторы из-за возросших требований к вибрации перестают удовлетворять требованиям, а конструкции виброзащитных устройств, комбинирующих различные виды гасителей, нетехнологичны и дороги.

Актуальным становится вопрос создания виброгасителей простой и технологичной конструкции, подходящей для эффективного гашения широкого диапазона колебаний.

Целью работы является анализ вибрационных характеристик компрессорных установок и разработка вибродемпфирующего устройства для увеличения показателей надежности компрессорного оборудования.

Для достижения поставленной цели исследования необходимо решить следующие задачи:

1 осуществить обзор используемых компрессорных установок в нефтегазовой отрасли;

2 рассмотреть причины снижения надежности компрессоров;

3 проанализировать колебания, действующие на компрессорное оборудование;

4 изучить существующие методы виброзащиты;

5 выполнить обзор применяющихся демпфирующих устройств;

6 разработать вариант конструкции виброгасителя и оценить его эффективность.

1 Анализ вибрации компрессорных установок нефтегазового промысла

1.1 Обзор используемых компрессоров нефтегазового промысла

1.1.1 Поршневые компрессоры

Поршневой компрессор — машина, предназначенная для преобразования энергии газа с помощью поршня и обеспечивающая высокие давления нагнетания (до 40 МПа и выше).

Преимущества таких компрессоров — высокие значения к. п. д. и степени повышения давления цилиндров в одной ступени, максимальное давление сжатия газа, возможность эксплуатации в широком диапазоне изменения давлений компримируемого газа, возможность построения на базе одной модели различных компрессорных схем и сохранения мощности при изменении условий эксплуатации.

Важное достоинство поршневых компрессоров — незначительная чувствительность к изменению плотности компримируемого газа. В то же время динамическая неуравновешенность от возвратно-поступательного компрессора оказывается причиной повышенной металлоемкости [30].

Поршневые угловые компрессоры используются для компримирования попутного нефтяного газа и для сжатия атмосферного воздуха, используемого для привода в движение грузоподъемных средств, а также для работы приборов и автоматизации производственных процессов.

Стационарные угловые компрессоры, угловой компрессор 302ВП-5/70 изображен на рисунке 1, представляют собой многоступенчатые крейцкопфные машины со встроенным электродвигателем, обеспечивающим компактность установки и сокращение затрат на монтаж, или с приводом от электродвигателя через клиноременную передачу.

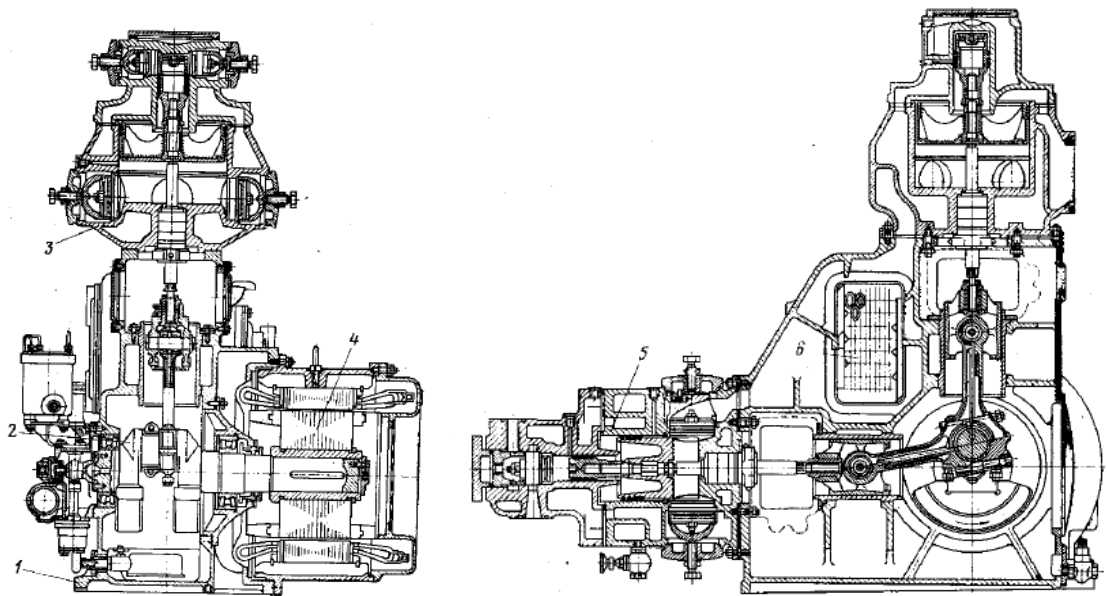


Рисунок 1 – Угловой компрессор 302ВП-5/70

1 – рама; 2 – коленчатый вал; 3 – цилиндр 1 ступени; 4 – электродвигатель; 5 – цилиндр 2 ступени; 6 – холодильник.

Крейцкопфные угловые компрессоры образуют ряд машин, значительное число узлов и деталей которых взаимозаменяемы. Основу ряда составляет угловая база П, состоящая из рамы (станины), кривошипно-шатунного механизма (коленчатого вала, шатуна, крейцкопфа) и системы смазки.

Поршневые оппозитные компрессоры используются как дожимающие и применяются в таких процессах, как разделение нефти, при транспортировке попутного нефтяного газа, в энергетических установках.

Оппозитные компрессоры со встречно противоположным направлением поршня обладают более высокой уравновешенностью по сравнению с угловыми компрессорами. Вследствие равенства противоположно направленных сил инерции поступательно движущихся деталей допускается повышенная частота вращения вала этого компрессора по сравнению с угловым. Достижимое увеличение числа двойных ходов поршней компрессорных цилиндров позволяет снизить массу компрессорной части и электродвигателя, тем самым уменьшаются габаритные размеры и масса фундамента.

Многорядные оппозитные компрессоры отличаются удобством в обслуживании из-за отсутствия сложных дифференциальных поршней, так как в каждом ряду обычно устанавливают один цилиндр.

Оппозитная база состоит из фундаментной рамы, направляющих крейцкопфа, коленчатого вала, шатунов, крейцкопфов, узлов системы смазки механизма движения, валоповоротного механизма. Привод компрессоров осуществляется непосредственно от синхронного электродвигателя. В зависимости от конструкции оппозитной базы и мощности электродвигателя ротор устанавливают на консольный конец вала компрессора или электродвигатель имеет отдельный вал, жестко соединенный с валом компрессора и опирающийся на выносной подшипник.

Поршневые газомотокомпрессоры используются для закачки газа в подземные хранилища газа, сжатия и перекачивания природных газов на магистральных газопроводах, компримирования газа перед подачей его в газопровод наземного оборудования для газлифтной добычи нефти, добычи газового конденсата.

Газомотокомпрессоры — агрегаты, в которых компрессор и газовый двигатель размещены на одной станине, а передача мощности от газового двигателя к компрессору осуществляется посредством общего коленчатого вала.

Двигатель состоит из следующих основных узлов и систем: остова, кривошипно-шатунного механизма, механизма газораспределения, систем подачи топлива, регулирования скорости, зажигания, охлаждения, наддува, смазки и пресс-смазки, пуска.

Остов — совокупность неподвижных деталей, предназначенный для монтажа движущихся частей и создания полостей для осуществления рабочего цикла двигателя. Представляет собой жесткую конструкцию, образованную фундаментной рамой, блоком силовых цилиндров с втулками и крышками цилиндров, коренными подшипниками, крейцкопфами и продувочными цилиндрами.

Кривошипно-шатунный механизм – общий для двигателя и компрессора, состоит из коленчатого вала с противовесами, шатунов и поршней двигателя, шатунов и крейцкопфов компрессоров.

На рисунке 2 показан разрез газомотокомпрессора МК-8, который относится к агрегатам с вертикальным однорядным расположением силовых цилиндров и горизонтальным односторонним расположением компрессорных цилиндров.

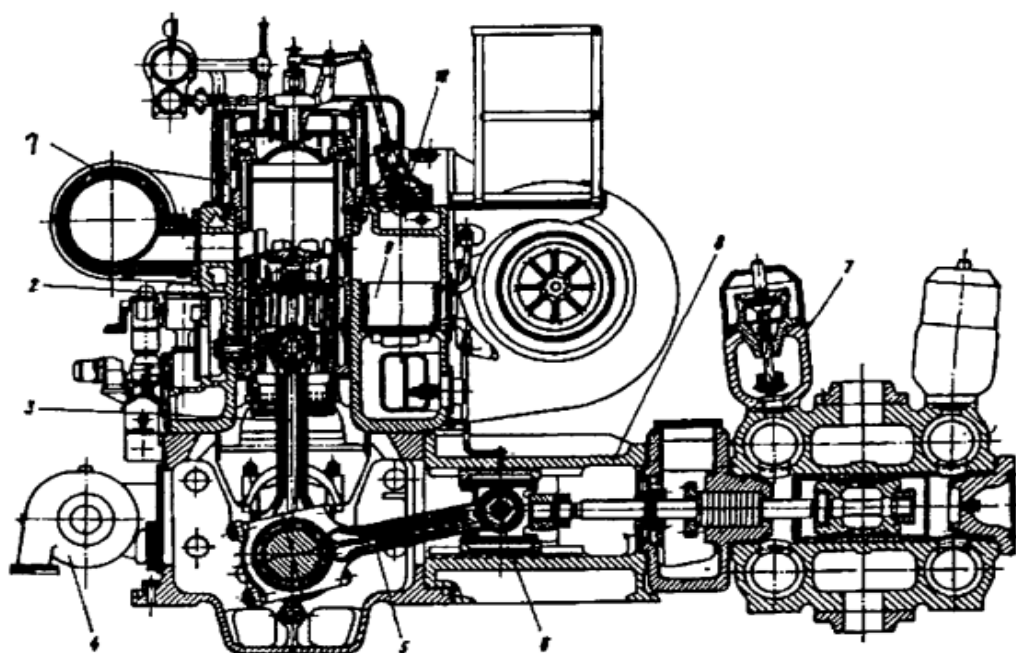


Рисунок 2 – Газомотокомпрессор МК-8

1 – выхлопной коллектор; 2 – поршень; 3 – шатун; 4 – водяной насос; 5 – шатун; 6 – крейцкопф; 7 – регулятор производительности; 8 – направляющая крейцкопфа; 9 – охладитель надувочного воздуха; 10 – распределительный вал.

Технические показатели некоторых поршневых компрессоров приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Технические показатели поршневых компрессоров

Показатели	Наименование					
	405ГП- 15/70	402ВП- 4/400	4ВМ10- 100/8	6М25- 120/14-38	МК8	ДР-12
Подача, м ³ /с	0,25	0,067	1,66	2,104	17,36	92
Давление всасывания, МПа	0,1-0,102	0,098	0,098	1,4-1,8	4,3	4,3
Номинальное давление нагнетания, МПа	7	39,94	0,88	3,6-3,8	5,6	5,6
Потребляемая мощность, кВт	175	73	540	3910	2060	5515
Частота вращения вала компрессора, с ⁻¹	8	12,25	8,33	6,25	5	5
Масса компрессора, кг	6055	3105	3815	23000		

1.1.2 Центробежные компрессоры

Центробежные компрессоры – это динамические компрессоры радиальной конструкции. В компрессорах такого принципа действия воздух подводится в центр вращающегося рабочего колеса и центробежными силами выбрасывается к периферии, компрессоры работают с постоянным давлением.

Компрессор типа 43ГЦ2-100/5-100, представленный на рисунке 3, предназначен для компримирования нефтяного газа и подачи его в высоконапорную систему распределения при газлифтной эксплуатации скважин. Состоит из электродвигателя, соединенного через мультипликатор с двумя корпусами сжатия: низкого (КНД) и высокого (КВД) давлений [18].

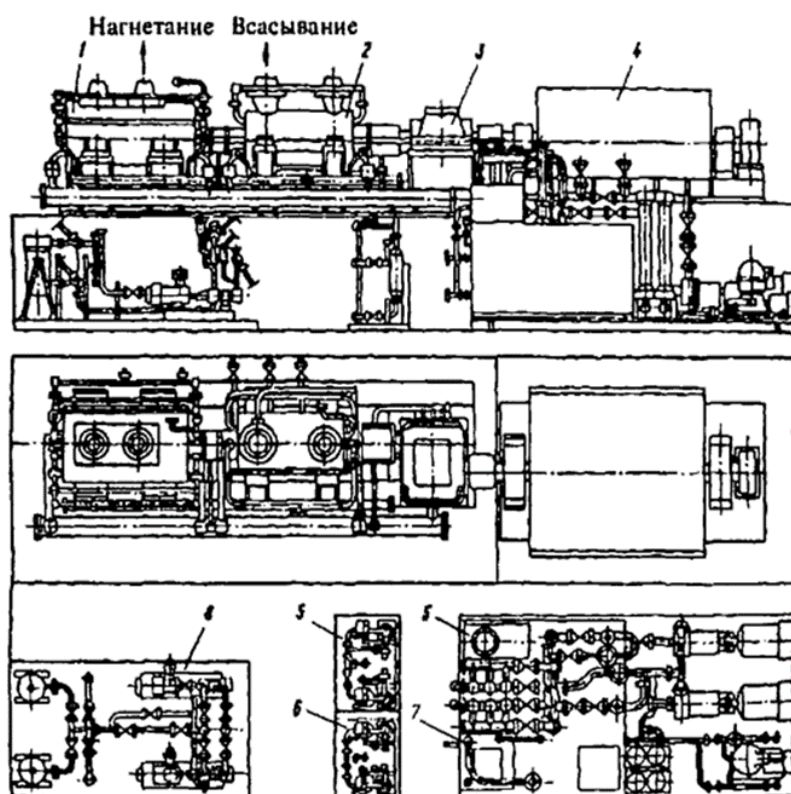


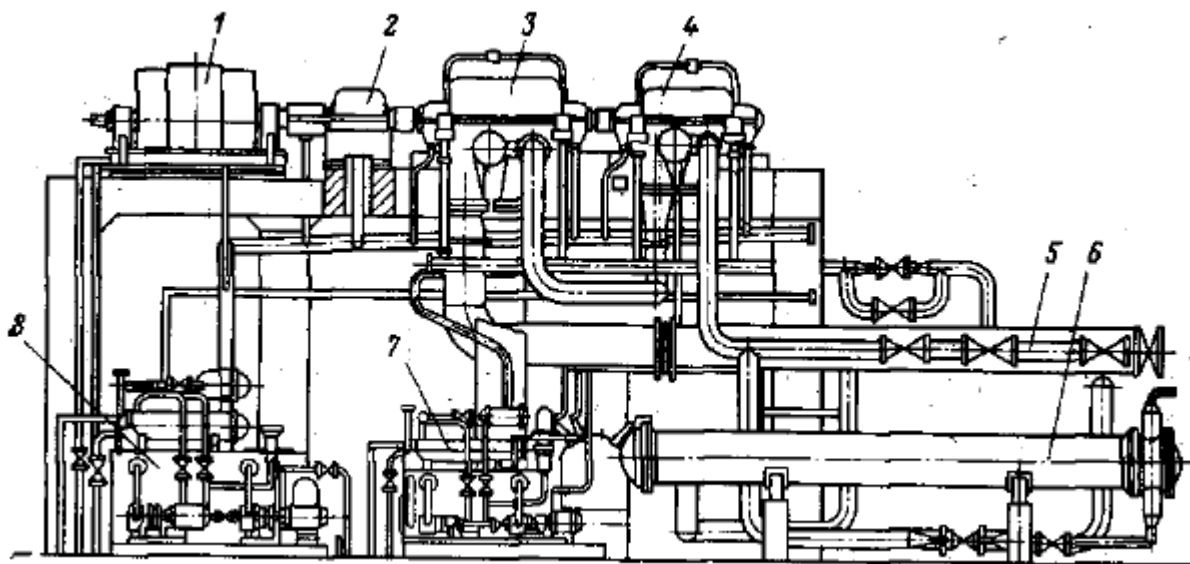
Рисунок 3 - Компрессор 43ГЦ2-100/5-100

1 – корпус высокого давления; 2 – корпус низкого давления; 3 – мультипликатор; 4 – электродвигатель; 5 – агрегат смазки; 6 – блок маслоотводчиков низкого давления; 7 – блок маслоотводчиков высокого давления; 8 – агрегат уплотнений.

Корпус компрессора – стальной кованый цилиндр с вертикальным разъемом, закрываемый толстостенными крышками. Внутри него расположен аэродинамический узел с ротором неразборного типа, рабочие колеса которого крепятся на валу на горячей посадке. Опоры валов компрессора и мультипликатора – подшипники скольжения. Мультипликатор одноступенчатый горизонтального типа с эвольвентным зацеплением.

В комплект поставки компрессора 43ГЦ2-100/5-100 входят блоки промежуточного и концевого сепараторов, блоки промежуточного и концевого аппаратов воздушного охлаждения масла, арматура, система автоматики и защиты.

Компрессор типа 43ЦКО-160/15 – центробежная двухкорпусная восьмиступенчатая машина, предназначенная для компримирования углеводородных газов в газодаркционных установках, изображена на рисунке 4.



1 – электродвигатель; 2 – мультипликатор; 3 – корпус низкого давления; 4 – корпус высокого давления; 5 – газовая коммуникация; 6 – охладитель газа; 7 – агрегат системы уплотнений; 8 – агрегат смазки.

Рисунок 4 – центробежный компрессор 43ЦКО-160/15

Компрессор состоит из мультипликатора, электродвигателя, агрегатов систем смазки, КИП и автоматики, регулирующей и запорной арматуры. Роторы – неразборного типа. Рабочие колеса, изготовленные из высокопрочных и легированных сталей, закреплены на валу. Монтаж компрессора осуществляется на двух уровнях: вспомогательное оборудование, система смазки и обводной охладитель размещены на нулевой отметке и на площадках обслуживания, корпуса компрессора, мультипликатор и электродвигатель – на втором этаже фундамента.

Корпуса с горизонтальным разъемом, состоят из цилиндра, ротора, пакета закладных деталей, подшипниковых камер, подшипников и фундаментных плит.

На газоперерабатывающих заводах нефтяной газ компримируется с помощью электроприводных компрессоров типа К-380-103-1, рассчитанных для работы на нефтяном газе.

Компрессор К-380-103-1 – двухкорпусный, десятиступенчатый. В корпусе низкого давления и в корпусе высокого давления расположено по пять ступеней сжатия. Привод осуществляется от синхронного электродвигателя с помощью редуктора, повышающего частоту вращения до 135 с-1 с корпусом низкого давления.

Ниже в таблице 2 приведены технические характеристики центробежных компрессоров.

Таблица 2 - Техническая характеристика центробежных компрессоров

Показатели	Наименование компрессора		
	43ГЦ2-100/5-100	43ЦКО-160/15	К-380-103-1
Подача, м ³ /с	1,83	2,67	5,75
Давление газа на входе в корпус низкого давления, МПа	0,4-0,45	0,1	0,186
Давление газа на выходе из корпуса высокого давления, МПа	11,28	1,47	3,82
Мощность электродвигателя, кВт	6300	1600	5300
Частота вращения ротора, с-1	50	166,7	135/290
Масса компрессорной установки, кг	88000	45000	37000

1.1.3 Газовые винтовые компрессоры

Винтовой компрессор имеет два винтовых ротора. Ведущий ротор с выпуклой нарезкой соединён непосредственно или через зубчатую передачу с двигателем. На ведомом роторе нарезка с вогнутыми впадинами. Роторы

расположены в разъемном корпусе, имеющем один или несколько разъемов. В корпусе выполнены расточки под винты, подшипники и уплотнения, а также камеры всасывания и нагнетания.

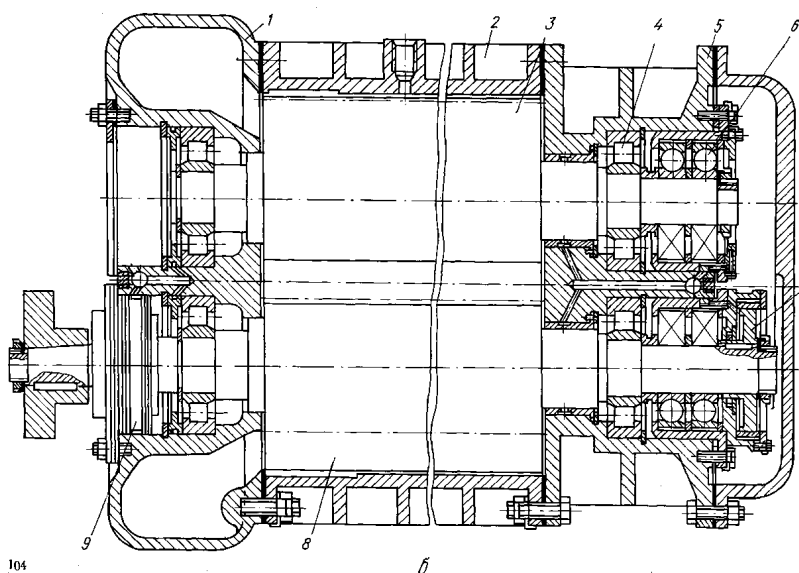
Компрессорные установки, изготавливаемые на базе винтовых газовых компрессоров с подачей 10-50 м³/мин, по условиям всасывания применяются в нефтяной промышленности для сбора и внутрипромыслового транспорта нефтяного газа после конечных ступеней сепарации, включая «горячую» вакуумную сепарацию газа и затрубного газа из насосных скважин [29].

По назначению эти компрессоры подразделяются на две группы:

1 компрессоры 5ВКГ-10/6, 7ВКГ-30/7 и 7ВКГ-50/7, предназначенные для сбора нефтяного газа с давлением на приеме, близким к атмосферному, и давлением нагнетания 0,6-0,7 МПа;

2 компрессоры 6ГВ-18/6-17, дожимающий газ с начального давления 0,6 до 1,7 МПа.

Общий вид винтового компрессора изображен на рисунке 5.



1 – камера всасывания; 2 – блок цилиндров; 3, 8 – ведомый и ведущий роторы; 4 – роликовые подшипник; 5 – корпус камеры нагнетания; 6 – двухрядные шарикоподшипники; 7 – разгрузочный поршень; 9 – торцевое уплотнение.

Рисунок 5 – Винтовой компрессор установки 7ВКГ-50/7

Винтовая компрессорная установка включает в себя следующие блоки:

- компрессорный агрегат, в который входят компрессор, электродвигатель, фильтры масла, маслоотделитель, трубопроводы, запорная и регулирующая арматура, вспомогательное оборудование;
- блок маслоохладителя, состоящий из охладителя, вентилятора с электродвигателем и диффузора;
- местный и дистанционный блок автоматики.

Компрессорный агрегат и местный блок автоматики могут работать на открытой площадке, а дистанционный блок автоматики — только под навесом.

Корпус компрессора — из серого чугуна, составной, с вертикальными разъемami; состоит из камер всасывания и нагнетания и блока цилиндров. В корпусе размещены роторы, подшипники и другие узлы.

Роторы (ведущий и ведомый) — стальные, на средней утолщенной части их нарезаны многозаходные винты (зубья) специального профиля. Каждый ротор опирается на два опорных роликоподшипника.

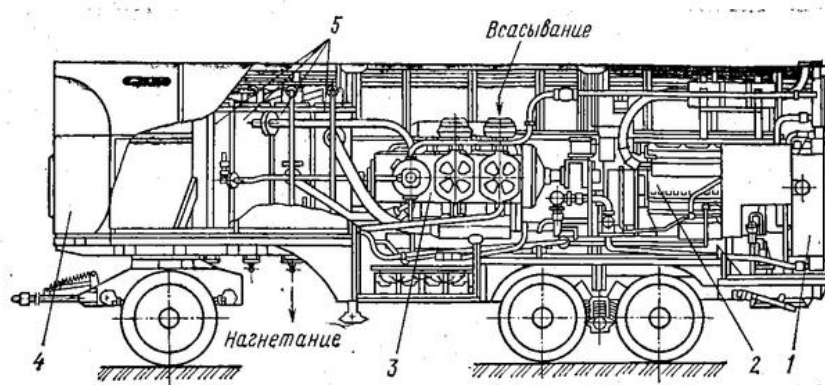
Техническая характеристика винтовых компрессорных установок типов 5ВКГ, 6ВКГ и 7ВКГ приведена в таблице 3.

Таблица 3 – Технические характеристики компрессорных установок типов 5ВКГ, 6ВКГ и 7ВКГ

Показатели	Компрессорная установка			
	5ВКГ-10/6	6ВКГ-18/6-17	7ВКГ-30/7	7ВКГ-50/7
Подача по условиям всасывания, м ³ /мин	10	18	30	50
Давления газа на всасывание, МПа	0,08-0,1	0,6	0,08-0,12	0,08-0,12
Давления нагнетания, МПа	0,6	1,7	0,7	0,7
Мощность, потребляемая компрессором, кВт	64,5	308	179	270
Частота вращения ротора, с-1	25	50	50	50
Масса, кг	514	965	989	1100

1.1.4 Передвижные компрессорные установки

В процессе освоения скважин компрессорным способом наиболее часто применяют передвижные компрессорные установки поршневого типа с дизельным приводом КПУ-16/100, представленным на рисунке 6, и КПУ-16/250 [30].



1 – установка вентилятора и радиаторов; 2 – двигатель; 3 – компрессор; 4 – фургон; 5 – холодильник воздуха.

Рисунок 6 – Общий вид компрессорной установки КПУ КПУ-16/100

При компрессорном способе освоения скважин используется также станция АК-7/200 — передвижной компрессорный агрегат автономного действия, который состоит из двух дизель-компрессоров ДК-10.

Станция ДКС-7/200А — передвижная, автономного действия установка на базе двух дизель-компрессоров ДК-10. Дизелькомпрессоры и системы станции (охлаждения, всасывания, предпускового подогрева, выхлопа, воздухопровода высокого давления, дистанционного контроля и электрооборудования) смонтированы на платформе автомобиля повышенной проходимости и укрыты съемным металлическим кузовом с дверью и окнами.

Станция ДКС-3,5/200Тп - самоходная компрессорная станция, предназначенная для работы в районах с тяжелыми дорожными и суровыми климатическими условиями. Смонтирована она на плавающем гусеничном

транспортере ГТ-Т. Вдоль продольной оси установлен один дизель-компрессор ДК-10.

Станция ДКС-3,5/400Б - передвижная компрессорная станция в блочном исполнении, предназначена для освоения глубоких разведочных скважин в различных природно-климатических зонах. Оборудование ее смонтировано на транспортировочной раме и укрыто цельнометаллическим кузовом. Блоки могут работать параллельно. Число блоков определяется объемами потребляемого газа при технологических процессах. Станция может перевозиться различными транспортными средствами, имеющими грузоподъемность не ниже 3,5 т.

Ниже в таблице 4 приведены параметры некоторых передвижных компрессорных установок.

Таблица 4 - Параметры передвижных компрессорных установок

Установка	Подача, м3/мин	Давление нагнетания, МПа	Мощность привода, кВт	Транспортная база
УКП-80	8	8	173	Тележка ТГТ-200
КПУ-16/100	16	10	309	Автоприцеп 4МЗАП-5524
КПУ-16/250	16	25	368	То же
АК7/200	4	20	191	Сани
ДКС-7/200А	7	20	191	Автомобиль КрАЗ-2555
ДКС-3,5/200Тп	3,5	20	95,5	Транспортер ГТ-Т
ДКС-3,5/400Б	3,5	40	95,5	Рама-сани
КС-550/4-64	51	6,4	400	Сани

1.2 Причины колебаний компрессорных установок

1.2.1 Вибрации ротора компрессоров

Роторы, или валы, являются главными элементами большинства энергетических машин, таких как компрессоры, и служат для передачи крутящего момента или кругового движения. Ротор центробежного компрессора представлен на рисунке 7.



Рисунок 7 – Ротор центробежного компрессора

Выполняя в машинах важнейшие функции, роторы представляют собой основной источник вредных вибраций, интенсивность которых зависит от целого ряда факторов таких как конструктивные особенности компрессора, тип подшипников, характер соединений, близость рабочих скоростей к так называемым критическим скоростям и прочее. При этом основными причинами роторных вибраций являются с одной стороны несовершенства, конструктивные или возникшие при изготовлении, сборке и эксплуатации компрессора, а с другой стороны, специфические для роторных систем неконсервативные силы, приводящие при определенных условиях к автоколебаниям.

Отличительная способность роторных вибраций [10] состоит в том, что в подавляющем большинстве случаев они связаны с поперечными колебаниями роторов, в то время как крутильные или продольные колебания играют несравнимо меньшую роль. Характерным является отсутствие, как правило, прямой связи уровня вибраций с величиной, передаваемой или вырабатываемой мощности.

Дебаланс вращающихся масс ротора является одним из самых наиболее распространенных дефектов вращающегося оборудования, обычно приводящим к резкому увеличению вибраций агрегатов.

Факт наличия дебаланса масс ротора, когда он стремится вращаться не относительно своей геометрической оси, а относительно оси центра масс, которые в этом случае не совпадают, называют разбалансом [19].

Природа его возникновения в оборудовании может быть дефектом изготовления вращающегося ротора или его элементов; неправильной сборкой оборудования при первичном монтаже или после выполненного ремонта, некачественное крепление элементов; результатом процессов неравномерного износа и разрушения конструкции вращающегося ротора в следствие периодических воздействий реальных технологических процессов.

Вне зависимости от причин возникновения, по своим внешним признакам, специфике проявления в общей картине вибрации, дебалансы можно условно подразделить на два типа - статический дебаланс, и динамический дебаланс.

Амплитуда вибрации, обусловленная статическим дебалансом, будет изменяться с изменением скорости, и будет расти примерно пропорционально квадрату частоты вращения ротора [14].

Вибрация от дебаланса, во многих случаях, является опасной не только из-за своей амплитуды, она является возбуждающим фактором, который приводит к «проявлению» в состоянии оборудования признаков других дефектов. Если нет возбуждающей силы, которой чаще всего являются

воздействия от дебаланса масс ротора, то не проявляются и другие дефекты, в основном опорной системы агрегата.

Динамический дебаланс проявляется только при вращении ротора, в динамических режимах.

На рисунке 8 показан ротор, собранный из 4 дисков с дебалансами так, что суммарный дебаланс всего ротора равен нулю, т. к. два диска, с одной стороны, смонтированы дебалансами в одну сторону. У двух других дисков, с другой стороны ротора, разбаланс направлен в противоположную сторону, т. е. повернут на 180 градусов.

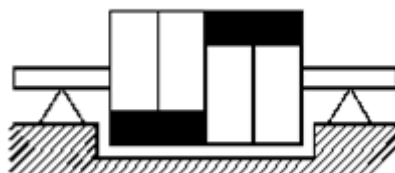


Рисунок 8 – Положение избыточных масс на роторе при динамическом разбалансе

В статическом режиме разбаланс такого составного ротора будет равен нулю, т. к. имеющиеся дебалансы рабочих колес насоса взаимно компенсировались. Совершенно другая картина центробежных сил, возникающих на роторе и передающихся на опорные подшипники, будет иметь место при приведении ротора во вращении. Две силы, показанные на нижнем рисунке, будут создавать динамический момент, создающий две силы, действующие на два опорных подшипника в противофазе. Чем быстрее будет вращаться ротор, тем сильнее будет динамический момент, действующий на подшипники.

При динамическом разбалансе амплитуда вибрации изменяется пропорционально больше, чем в квадрат раз от степени изменения частоты вращения ротора. Это объясняется тем, что каждая сила от локального дебаланса пропорциональна квадрату скорости (частоты вращения). При динамическом дебалансе на это накладываются два фактора.

Во-первых, динамический дебаланс возбуждает вибрации, пропорциональные разнице сил. Если возвести в квадрат разницу сил, как одну единую силу, получится один результат, но если возвести в квадрат каждую силу отдельно, а затем вычесть уже квадраты, то в итоге будет получена совсем иная цифра, чем в первом случае, много большая.

Во-вторых, силы от динамического дебаланса воздействуют на ротор и начинают его изгибать. По мере разгона ротор изменяет свою форму так, что центр масс данной части ротора смещается в сторону уже имеющегося дебаланса. В итоге реальная величина начинает возрастать в еще большей степени, еще больше увеличивая изгиб ротора, и вибрации опорных подшипников.

1.2.2 Аэродинамический дебаланс узлов компрессора

Этот вид нестационарного дебаланса связан с технологическими режимами работы вращающегося оборудования.

Если диагностировать осевой компрессор, то практически всегда будет несколько активных лопаток на рабочем колесе (роторе), которые выбрасывают рабочее тело, газ, под некоторым углом от центра к периферии ротора. Это приводит к тому, что на каждую лопатку будет воздействовать своя сила [25].

Эти радиальные реактивные силы, воздействующие на рабочие лопатки, всегда взаимно компенсируются, т. к. лопатки располагаются по окружности через равные углы. Но так происходит только в том случае, когда все рабочие колеса и направляющий аппарат, не имеют механических дефектов.

Иначе будет происходить при наличии дефектов на рабочих лопатках - сколов, трещин, изменений угла наклона. В этом случае не будет происходить полная компенсация радиальных усилий по окружности рабочего колеса, будет иметь усилие в зоне дефектной лопатки.

С точки зрения анализа вибрационных процессов имеется радиальная некомпенсированная сила, имеющую частоту, равную частоте вращения ротора.

Основное отличие от обычного дебаланса в этом случае будет заключаться в том, что величина некомпенсированной радиальной силы, будет зависеть от нагрузки компрессора, т. е. она зависит от технологических параметров работы оборудования.

1.2.3 Заклинивание и износ механизмов компрессора

Задевания и затираания элементов оборудования друг о друга, возникающие по различным причинам, имеют место в процессе работы оборудования достаточно часто [23]. По своему происхождению могут быть разделены на две группы:

1 нормальные, конструктивно предусмотренные задевания и затираания в герметизирующих уплотнениях. Такие уплотнения практически всегда используются в компрессорах, и «тяго-дутьевом» оборудовании, где служат для поддержания необходимого давления в рабочей части механизма.

2 аварийные задевания и затираания, возникающие как итог, или даже финальная стадия проявления в контролируемом оборудовании дефектов другого типа. К таким дефектам можно отнести уменьшение или увеличение различных технологических зазоров и уплотнений, искривление конструкций, попадание в рабочую зону посторонних предметов, заклинивание и износ элементов оборудования.

Задеванием в практике называют обычно процесс прямого механического контакта вращающихся частей ротора с неподвижными элементами конструкции агрегата или фундамента. На практике используют специальный термин «задевание железом по железу».

Задевание ротора о конструкцию обычно возбуждает много гармоник различной частоты, причем достаточно большая часть мощности сосредоточена в области высоких частот.

Каждому типу задевания соответствует специфический характер шума от задевания. При прослушивании можно наблюдать достаточно широкий диапазон звуков - от резкого звука короткой продолжительности, напоминающего удар, до характерного «воя и визга».

Особенно остро проблема вибрации, вызванная износом и заклиниванием, встречаются в элементах, которые по своей природе функционирования несут контактирующий характер – например при движении роторных винтов у винтовых компрессоров.

1.2.4 Пульсация газа и помпаж в компрессорных установках

Пульсация газа в ряде случаев приводит к возникновению недопустимых вибраций надземных трубопроводов. Вибрации трубопроводов достигают значительных величин, являются серьезной помехой в работе компрессорных станций и служат причиной разрушения коммуникаций. Частота вибрации трубопроводов зависит от величины давления газа и частоты пульсирующего потока, типа опор и расстояния между ними, веса.

Вибрации компрессоров, присоединяемых к ним трубопроводов и оборудования, возникают почти во всех случаях, когда газ или воздух подвергается компрессии и транспортируется по трубам.

Вследствие увеличения внутренних напряжений под действием дополнительной вибрационной нагрузки продолжительность эксплуатации компрессоров и присоединенных к ним конструкций и оборудования значительно сокращается. Вибрации трубопроводов наблюдается в большей или меньшей степени почти у всех поршневых компрессоров даже в тех случаях, когда колебания самих компрессоров снижены до безопасных пределов [21].

Помпаж может возникнуть из-за неправильного открытия задвижек на трубопроводе нагнетания при переключении подачи воздуха, при резком сбросе потребления воздуха, а также из-за сокращения поступления воздуха во всасывание в связи с засорением фильтров или случайного перекрытия дроссельной заслонки. При помпаже возникают резкие толчки ротора и повреждение его лабиринтовых уплотнений в результате осевого смещения.

1.2.5 Отличительные особенности вибрации некоторых видов компрессоров

Специфическими проблемами повышения уровня вибрации винтовых компрессоров, являются следующие дефекты оборудования [29]:

- некачественный осевой монтаж и фиксация положения рабочих винтов;
- увеличение рабочих зазоров между рабочими винтами, обычно возникающее по причине общего износа винтов или опорных подшипников;
- увеличение зазоров в радиальных и упорных подшипниках скольжения, в которых вращаются рабочие винты;
- износ шестерен зубчатой пары, соединяющей между собой рабочие винты.

Расположение винтов в компрессоре изображено на рисунке 9.



Рисунок 9 – Рабочие винты компрессора

Для центробежного компрессора дополнительными источниками вибрации являются:

- неоднородность потока (неравномерность потока на входе в рабочее колесо, взаимодействия потенциальных полей рабочего колеса и диффузора, взаимодействие вихревого следа с препятствиями в проточной части);

- вихреобразования (отрыв пограничного слоя с лопаток, сход пограничного слоя лопаток, отрыв пограничного слоя с лопаток, вихревые зоны) [25].

Конструктивная схема рабочей лопатки осевого компрессора показана на рисунке 10.

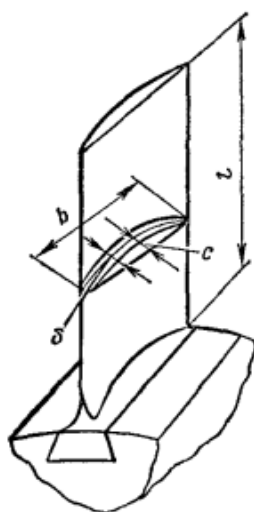


Рисунок 10 – Схема рабочей лопатки осевого компрессора

Наиболее распространённым креплением лопаток является замок типа ласточкин хвост [28]. Для первых ступеней компрессора используются широкие лопатки или лопатки с промежуточными бандажными полками на рисунке 11.

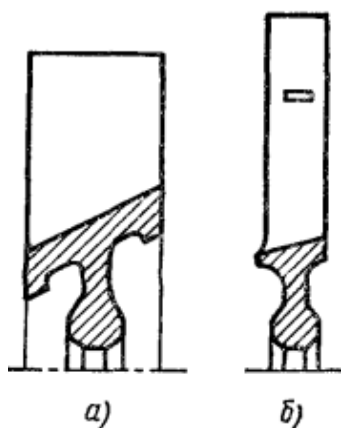


Рисунок 11 – Схема широких лопаток и лопаток с бандажными полками

К основным видам колебаний лопаток относятся резонансные колебания, колебания от вращающегося срыва и автоколебания. Возмущающие силы возникают в результате неравномерности газодинамического поля по окружности проточной части, пульсаций потока, нестационарных режимов, например, вращающийся срыв в ступени осевого или центробежного компрессора на режиме малого расхода воздуха.

Резонансные колебания лопатки возникают при совпадении одной из частот ее собственных колебаний с частотой, действующей на нее возмущающей силы. Неравномерность потока по окружности проточной части компрессора вызывается особенностями входного устройства и наличием в проточной части конструктивных элементов – направляющих лопаток, опорных стоек подшипников, трубок подвода топлива и масла, окон перепуска воздуха и так далее.

Высокий уровень вибрации в поршневом компрессоре может быть напрямую связан с силами поступательного движения, что вызвано разбалансировкой.

Сила разбалансировки пытается тянуть компрессор и основание взад-вперед по одной плоскости движения. Данная сила является результатом воздействия неодинаковых возвратно-поступательно движущихся масс и аэродинамических сил между ними.

Возвратно-поступательно движущаяся масса определяется как суммарная масса поршня, балансировочной гайки, крейцкопфа, поршневого штока и «малой головки» шатуна, изображённых на рисунке 12.

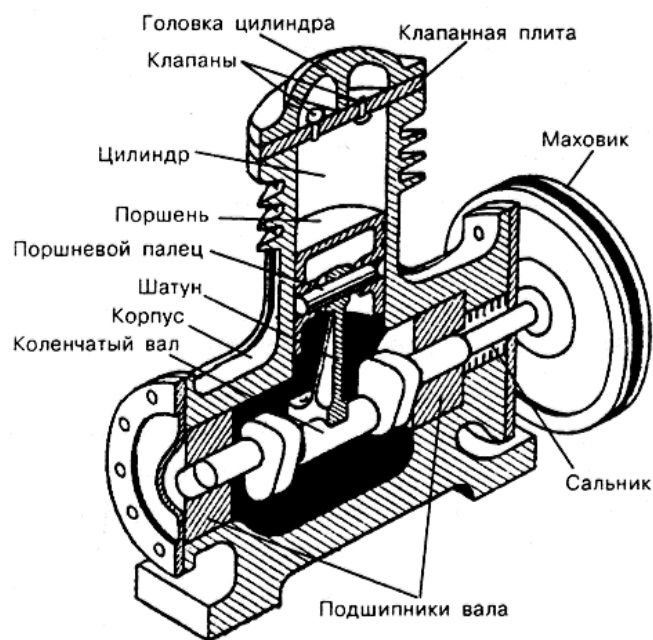


Рисунок 12 – Поршень компрессора со взаимодействующими механизмами

Данные части компрессора двигаются взад-вперед в каждом ряду компрессора. При большой разнице между возвратно-поступательно движущимися массами поршневой пары возникает достаточная сила разбалансировки, которая может вызвать проблемы.

Масса вращения определяется как масса коленчатого вала и прикрепленных узлов (маслоотражатель, дополнительный концевой привод и пр.) и «большой головки» шатуна. При колебаниях в любом из данных соединений генерируется сила, которая пытается крутить весь компрессор вокруг оси вращения коленчатого вала.

Вибрацию компрессоров усиливают следующие факторы:

- большой размер компрессора (более мощные компрессора характеризуются более мощной вибрацией);
- скорость работы (увеличение скорости компрессора влечет за собой усиление вибрации);
- высота компрессора (компрессоры с тройным уплотнением выше и сильнее подвержены вибрации).

1.2.6 Определение уровня колебаний в центробежном компрессоре

Центробежные компрессоры составляют значительную часть (до 70%) компрессорных машин, занятых на предприятиях нефтехимической и газовой промышленности. Вибрации центробежного компрессора могут быть обусловлены повышенной динамической неуравновешенностью в следствие неравномерного износа колес и лопаток, обрыв лопаток, некачественная балансировка, ослабление посадки колес и дисков роторов, тепловые и динамические прогибы роторов, задевание рабочих лопаток роторов о корпус [10].

Определим уровень вибраций, вызванных вращением ротора в корпусе высокого давления компрессорной установки 43ГЦ2-100/5-100, изображенного на рисунке 13.

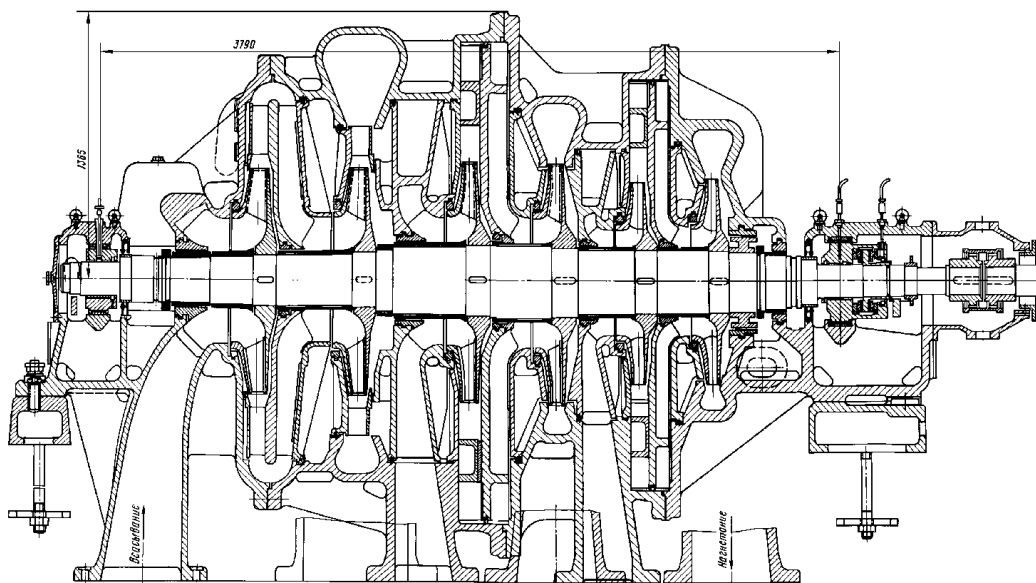


Рисунок 13 – Корпус высокого давления центробежного компрессора

Несмотря на достигнутые успехи в точности балансировки и применение упруго-демпферных опор (УДО), главной проблемой быстровращающихся роторов, у которых центробежные нагрузки могут превышать весовые, остается сильная вибрация вследствие остаточной неуравновешенности.

Другой большой проблемой быстровращающихся роторов является потеря динамической устойчивости и аварии, в частности: из-за газодинамических возмущений от высокоскоростных течений в дросселирующих зазорах бесконтактных уплотнений; а также вследствие виброударных режимов движения роторов внутри них.

Данные для расчета:

- частота вращения ротора машины при установившемся движении $n = 9480$ об/мин;
- масса ротора машины $m_p = 150$ кг;
- расстояние между опорами $l_B = 1,5$ м;
- масса машинного агрегата $m_M = 3350$ кг;

Расчетные габаритные размеры опорной рамы корпуса высокого давления на рисунке 14:

$$a = 3,5 \text{ м}; b = 2,8 \text{ м}; h_F = 1,1; h_\phi = 0,2; h_c = 0,7.$$

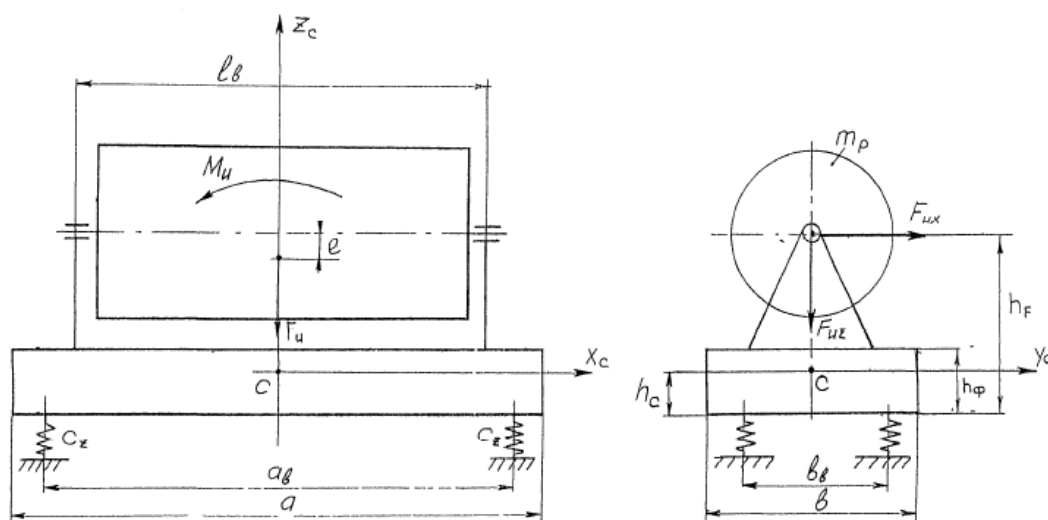


Рисунок 14 – Схема однороторного агрегата

По частоте вращения ротора n , об/мин. по таблице 5 принимаются допустимая амплитуда виброперемещений машинного агрегата на подшипниковых опорах $[S_a]$, мкм, и степень точности балансировки.

Таблица 5 – Допустимая амплитуда виброперемещений и степень точности балансировки ротора

n, об/мин	≤ 500	600... <750	750...<1000	1000...2000	≥ 2000
[S_a], мкм	250	160	100	63	40
Степень точности балансировки	8...9	7	6	5	3...4

По степеню точности балансировки ротора по таблице 6 находится произведение [$e\omega$] удельного дисбаланса ротора e , мм, на максимальную угловую частоту вращения ротора ω , рад/с.

Таблица 6 – Степень точности балансировки и значения [$e\omega$]

Степень точности балансировки	1	2	3	4	5	6	7	8	9
[$e\omega$], мм· рад/с	0,4	1,0	2,5	6,25	16	40	100	250	625

1. Определение сил, возбуждающих колебания машины

1.1 Угловая скорость вращения ротора ω , рад/с,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 9480}{30} = 992 \text{ рад/с} = 158 \text{ Гц.} \quad (1.1)$$

1.2 Удельный дисбаланс ротора, мм,

$$e = \frac{[e \cdot \omega]}{\omega} = 2,5 \text{ мм} = 2,52 \cdot 10^{-6} \text{ м.} \quad (1.2)$$

1.3 Расчетная динамическая нагрузка на корпус машины от центробежных сил инерции неуравновешенных масс ротора F_{II} , Н,

$$F_{II} = k_3 m_p e \omega^2 = 2,5 \cdot 150 \cdot 3,5 \cdot 10^{-6} \cdot 992^2 = 1302 \text{ Н}, \quad (1.3)$$

где $k_3 = 2,5 \dots 4,0$ – коэффициент запаса, учитывающий возможности увеличения неуравновешенности.

1.4 Расчетный динамический момент от центробежных сил инерции неуравновешенных масс, действующих на корпус машины M_{II} , Н·м,

$$M_{II} = 0,25 k_3 m_p e \omega^2 l_B = 0,25 \cdot 2,5 \cdot 150 \cdot 3,5 \cdot 10^{-6} \cdot 992^2 \cdot 1,5 = 488 \text{ Н·м}. \quad (1.4)$$

Частота вибраций, вызванная динамическим дебалансом ротора, составляет около 158 Гц. Динамические силы, создаваемые вращением ротора, составляют чуть менее его веса ротора, что характерно для быстровращающихся роторов, у которых центробежные нагрузки могут превышать весовые вследствие остаточной неуравновешенности.

Таким образом, в 1 главе:

1 проведен обзор конструкций и характеристик, используемых в нефтегазовой отрасли компрессоров;

2 рассмотрены основные и специфичные причины вибрации компрессорных установок;

3 проанализированы вибрации в центробежном компрессоре.

2 Патентно-информационный обзор

2.1 Анализ методов гашения вибраций компрессорных установок

Колебания, вызванные работой узлов компрессора и являющиеся следствием процесса компинирования, действуют негативно на агрегат в целом. Так постоянная вибрация компрессора приводит к ускоренному износу его деталей, неисправности механизмов, перекоосу осей валов, что вызывает еще большую вибрацию [1].

Вибрация компрессора передается через корпус и строительные конструкции, имея более низкий порядок частот, она способна распространяться дальше и сохраниться дольше. С целью снижения амплитуды вибрации до приемлемого уровня применяют виброзащитные средства.

Классификация методов и средств защиты от вибраций приведена на рисунке 15.

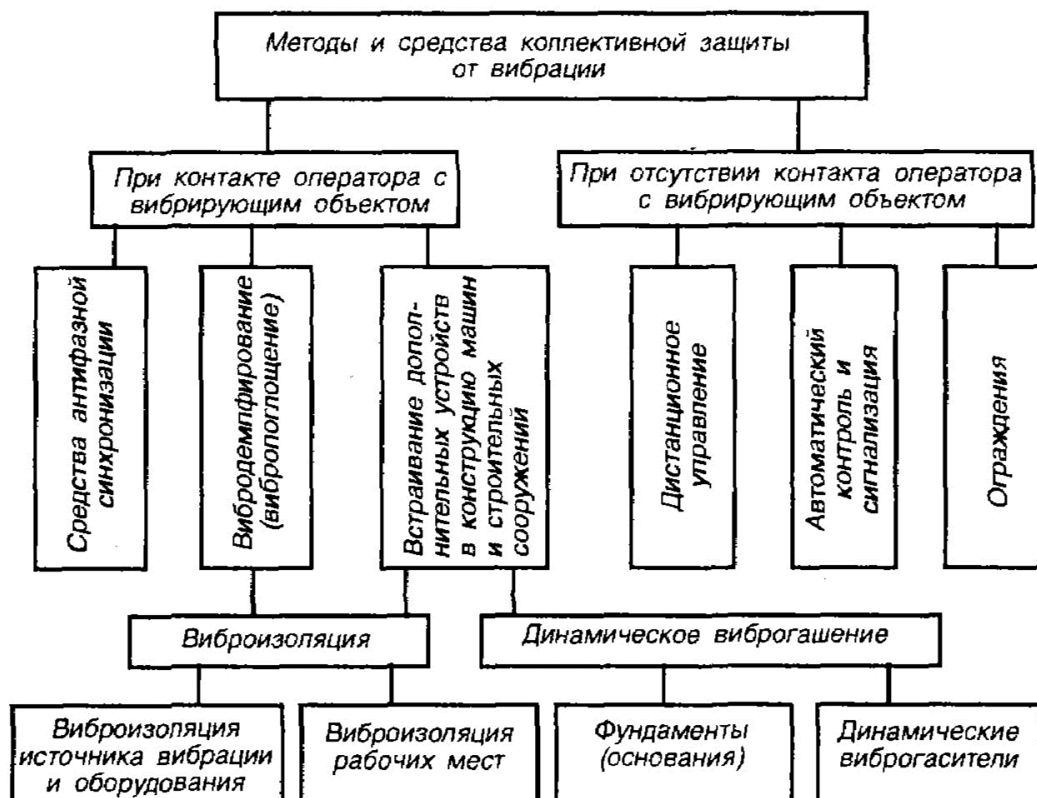


Рисунок 15 – Классификация технических методов и средств защиты от вибраций

Методы и средства коллективной защиты от вибраций разделяют на две группы. Первая группа – защита работающего от непосредственного контакта с вибрирующим объектом, что включает средства антифазной синхронизации, вибродемпфирование (вибропоглощение) и встраивание дополнительных устройств в конструкцию машин и строительных сооружений: виброизоляция и динамическое вибропоглощение. Вторая группа – защита работающего от вибрации при отсутствии контакта оператора с вибрирующим объектом [2].

Под средством антифазной синхронизации понимается исключение резонансных режимов работы, т.е. отстройки собственных частот агрегата и его отдельных узлов и деталей от частоты вынужденной силы. Резонансные режимы при работе технологического оборудования устраняют двумя путями: либо изменением характеристик системы (массы или жесткости), либо установлением нового рабочего режима (отстройка отрезонансного значения угловой частоты вынужденной силы).

Вибродемпфирование (вибропоглощение) — это процесс уменьшения уровня вибрации защищаемого объекта путем превращения энергии механических колебаний в другие виды энергии, например, в тепловую, электрическую, электромагнитную.

Вибропоглощение может быть реализовано в случаях, когда конструкция выполнена из материалов с большими внутренними потерями; на ее поверхность нанесены вибропоглощающие материалы; используется контактное трение двух материалов.

Для вибродемпфирования используются различные материалы: сплавы металлов, композиционные материалы, полимерные металлы, мастики, смазочные материалы. Большим затуханием колебаний обладают после закалки сплавы марганца с содержанием меди и магниевые сплавы. Значительное снижение вибраций происходит при использовании в качестве конструкционных материалов пластмасс, дерева, резины. В тихоходных редукторах применяют шестерни из капрона, текстолита и дельты древесины. В некоторых случаях используют шестерни из твердой резины. Применение этих

материалов приводит к снижению вибраций оснований фундаментов машин, т. е. к снижению вибраций рабочих мест, а также позволяет снизить уровень вибрации по виброскорости в широкой полосе средних и высоких частот на 10 дБ.

Для снижения вибраций используются вибродемпфирующие покрытия из полимерных материалов, которые невозможно использовать в качестве конструкционных материалов. Действие покрытий основано на колебании вибраций путем перевода колебательной энергии в тепловую при деформациях покрытий. Эффективное действие покрытий происходит на резонансных частотах элементов конструкций агрегатов и машин.

Особый интерес представляют многослойные покрытия, состоящие из слоя вязкоупругого материала (твердой пластмассы, рубероида, изола, битумизированного войлока) и слоя фольги, увеличивающей жесткость покрытия.

Уменьшение уровня виброускорения резонансных колебаний металлической конструкции можно оценить по формуле:

$$L_{\text{вибр}} = 20 \lg \left(\frac{\eta_1 + \eta_3}{\eta_2} \right), \quad (1.1)$$

где η_1 - коэффициент потерь вибропоглощающей поверхности до нанесения вибропоглощающего слоя; η_3 - коэффициент потерь в металлической конструкции, облицованной вибропоглотителем:

$$\eta_3 = \eta_2 \frac{E_{\text{II}}}{E_m} \left(\frac{h_{\text{II}}}{h_m} \right)^2, \quad (1.2)$$

где η_2 - коэффициент потерь в вибропоглощающем слое; E_{II} - модуль упругости вибропоглощающего покрытия; h_{II} - толщина слоя

вибропоглощающего покрытия; E_m - модуль упругости покрываемого материала; h_m - толщина покрываемого материала.

Динамическое виброгашение является одним из способов увеличения реактивного сопротивления колебательных систем. Наибольшее распространение в промышленности получили динамические виброгасители, уменьшающие уровень вибраций защищаемого объекта за счет воздействия на него реакций виброгасителя. Динамические виброгасители, схема которого представлена на рисунке 15, представляют собой дополнительную колебательную систему с массой m и жесткостью q , собственная частота которой f_0 настроена на основную частоту f колебаний данного агрегата, имеющего массу M и жесткость Q .

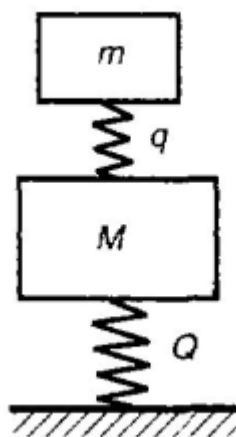


Рисунок 15 – Схема динамического виброгасителя

В этом случае подбором массы и жесткости виброгасителя обеспечивается выполнение условия

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{q}{m}} = f \quad (1.3)$$

Виброгаситель жестко крепится на вибрирующем агрегате, поэтому в нем в каждый момент времени возбуждаются колебания, находящиеся в противофазе с колебаниями агрегата. Недостатком динамического

виброгасителя является то, что он действует только при определенной частоте, соответствующей его резонансному режиму колебания.

Для снижения вибраций используют ударные виброгасители, в которых осуществляется переход кинетической энергии относительно движения контактирующих элементов в энергию деформации с распространением колебаний из зоны контакта по взаимодействующим элементам. В результате энергия распределяется по объему соударяющихся элементов виброгасителя, вызывая их колебания и вместе с тем рассеяние энергии вследствие действия сил внешнего и внутреннего трения.

Виброизоляция — это метод защиты, позволяющий уменьшить передачу колебаний от источника возбуждения запрещенному объекту при помощи устройств, помещенных между ними. Она осуществляется введением в колебательную систему дополнительной упругой связи, препятствующей передаче вибрации от машины — источника колебаний — к основанию или смежным элементам конструкции [3].

Эффективность виброизоляции определяется коэффициентом передачи K_{II} (коэффициентом амортизации K_A), т. е. отношение амплитуды виброперемещения, виброскорости, виброускорения защищаемого объекта или действующей на него силы к амплитуде той же величины источника возбуждения при гармонической вибрации. Чем меньше это соотношение, тем выше виброизоляция.

Если f - частота вынуждающей силы, f_0 - собственная частота установки (агрегата), то

$$K_{II} = \frac{1}{\frac{f^2}{f_0^2} - 1} \quad (1.4)$$

Чем ниже собственная частота по сравнению с частотой вынуждающей силы, тем выше эффективность виброизоляции. При $f < f_0$ вынуждающая сила

действует как статическая и целиком передается основанию. При $f = f_0$ наступает резонанс, сопровождающийся резким возрастанием уровня вибраций. При $f > 2f_0$ режим резонанса не осуществляется, значение равно единице, а при дальнейшем увеличении оно становится меньше единицы, так как система оказывает вынуждающей силе все большее инерциальное сопротивление. Вследствие этого передача вибраций через виброизоляцию уменьшается.

Обычно эффективность виброизоляции определяют в децибелах:

$$\Delta L = 20 \lg \left(\frac{f^2}{f_0^2} - 1 \right) = 20 \lg \frac{1}{K_{II}} \quad (1.5)$$

Выражение для собственной частоты в герцах с учетом, что $mg / q = x_{CT}$, можно представить в виде

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{q}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{qg}{mg}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{g \cdot x_{CT}}, \quad (1.6)$$

где x_{CT} — статическая осадка системы на виброизоляторах под действием собственной массы. Чем больше статическая осадка, тем ниже собственная частота и тем эффективнее виброизоляция [9].

Из приведенных формул следует, что эффективность виброзащиты увеличивается с увеличением массы виброизолятора и частотой вибрации. Это на практике может привести как к удорожанию установки (агрегата), так и к его большой подвижности по отдельным степеням свободы. С целью выработки компромисса между экономическими и техническими требованиями к виброизоляции приняли оптимальным соотношение между частотой возбуждения и собственной частотой колебаний системы, равное $f / f_0 = 3 \div 4$, что соответствует $K_{II} = 1 / 8 \div 1 / 5$.

При использовании в виброизоляторе упругодемпфирующих элементов показатели виброзащиты изменяются. На рисунке 16 показано изменение эффективности виброизоляции от безразмерной частоты $\bar{\omega}$ и коэффициента демпфирования γ_m . Сплошной линией показано кривая подсчитанная для $\gamma_m = 0,0001$, а пунктиром – для $\gamma_m = 0,6$ (такая величина является практически максимально возможной для упругодемпфирующих элементов из материала металлорезины) [24].

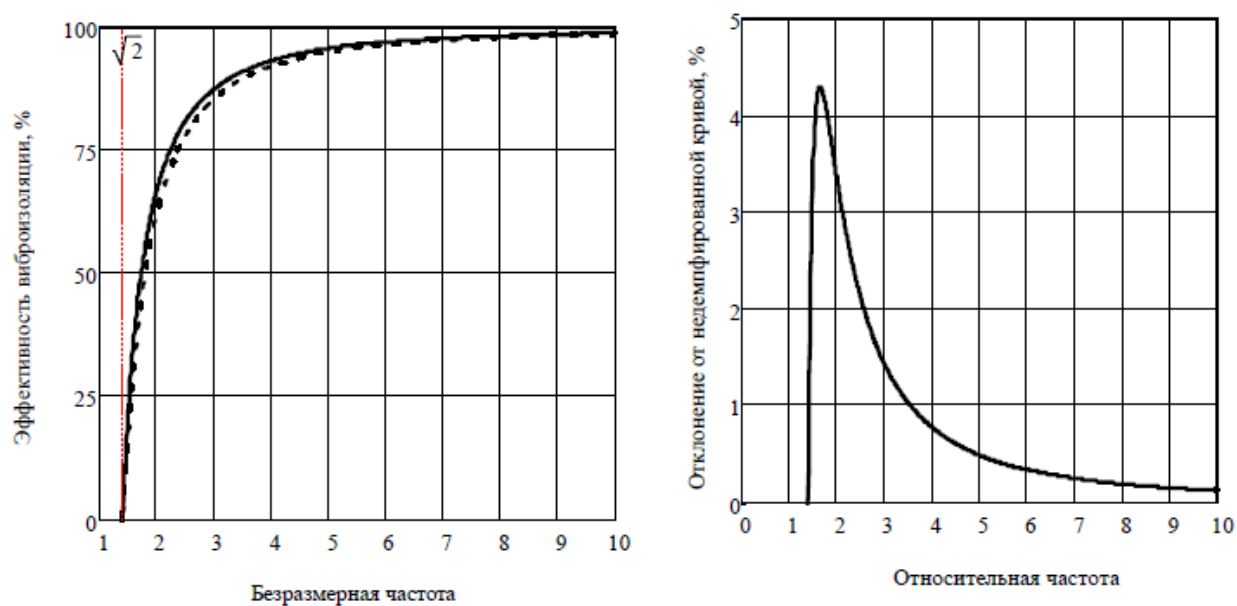


Рисунок 16 – График изменения виброизоляции для демпфированной и недемпфированной виброзащитных систем

Из графика видно, что максимальное расхождение эффективности виброизоляции находится при $\bar{\omega} = 2 \dots 2,5$ и составляет не более 5%. При $\bar{\omega} = 5$ расхождение эффективности виброизоляции демпфированной и недемпфированной систем составляет около 0,721 %, где амплитуды колебаний и передаваемые на основание силы очень малы.

Таким образом, за резонансом демпфирование, хотя и не ухудшает эффективность виброизоляции, настолько слабо по сравнению с чисто упругой недемпфированной системой, что этим ухудшением можно смело пренебречь. Зато демпфированные системы при переходе через резонанс

существенно выигрывают, значительно снижая нагрузки на основание и амплитуды колебаний.

2.2. Виды виброизоляторов компрессорных установок

2.2.1 Основные виды используемых виброизоляторов

Цельнометаллические виброопоры классифицируют по форме упругого элемента на группы: опоры со спиральными пружинами и с листовыми пружинами (рессоры) [7].

Для виброизоляции стационарных машин с вертикальной вынуждающей силой в промышленности чаще всего используются виброизолирующие опоры типа упругих прокладок с пружинами, изображенных на рисунке 17.



Рисунок 17 – Виброизолирующие пружинные опоры

Пружинные виброизоляторы применяются для изоляции колебаний как низких, так и высоких частот (обеспечивают любую деформацию), дольше сохраняют постоянство упругих свойств во времени, хорошо противостоят действию массы и температуры, относительно малогабаритны.

Пружинные опоры имеют достаточно низкие собственные частоты системы, но, не обладая внутренним поглощением, требуют установки дополнительных демпферов различных типов, что в совокупности лишает пружину отмеченного преимущества. Помимо этого, еще одним недостатком стальных пружин является также хорошая передача звуковой энергии на высоких частотах, которая проходит по прутку спирали и передается далее конструкциям.

Рессоры позволяют получить значительные деформации при весьма больших допускаемых нагрузках. Демпфирование в них происходит из-за трения между листами и сравнительно велико. Рессоры имеют большую податливость только в одном направлении. Поэтому их применяют только для виброизоляции в вертикальном направлении.

Гидравлические и пневматические виброизоляторы и демпферы, схемы действия которых изображены на рисунке 18, обладают высокой нагрузочной способностью (десятки и сотни тонн), рассеивание энергии колебаний достаточно велико.

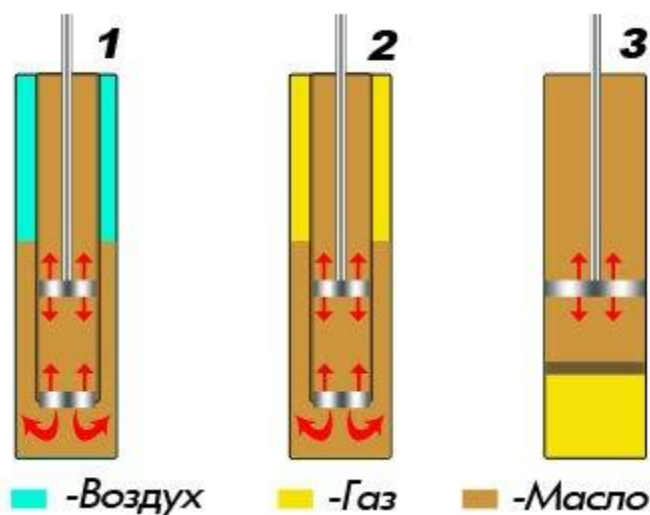


Рисунок 18 – Схема действия гидравлических и пневматических демпферов

Однако такие виброизоляторы нуждаются для своей работы в сложных системах, обеспечивающих давление жидкости или газа (насосы, фильтры и

т.д.), чувствительны к засорению рабочих органов. Характеристики зависят от частоты колебаний (для гидравлических виброизоляторов) или от квадрата частоты колебаний (для пневматических виброизоляторов), что затрудняет расчет виброзащитной системы.

Гидравлические и пневматические демпферы работают в большинстве случаев в пассивном режиме и не обеспечивают требуемого качества виброизоляции (точности и быстродействия стабилизации изолируемого объекта, степени подавления вибраций). Это обусловлено наличием сил трения в цилиндрах и управляющих элементах (золотниковых и мембранных регуляторах), сжимаемостью рабочей среды. Кроме того, вязко-упругие системы пассивной виброизоляции эффективно подавляют вибрации, как правило, при частотах более 200 Гц. В низкочастотной области такие системы малоэффективны, т.к. при наличии возбуждающих воздействий возникают интенсивные резонансные колебания, что является трудно устранимым недостатком пассивной вязкоупругой подвески [15].

Виброизоляторы сухого трения (пластинчатые, тросовые, из прессованной проволоочной сетки, из материала МР) обладают очень высоким рассеиванием энергии (коэффициент передачи на резонансе до 1.5), высокой прочностью и стойкостью к вредному воздействию окружающей среды (например, материал МР сохраняет работоспособность в диапазоне температур - 250... + 700 С). Но технология изготовления этих виброизоляторов сложнее, характеристики их нелинейны, что затрудняет расчет виброзащитной системы [13].

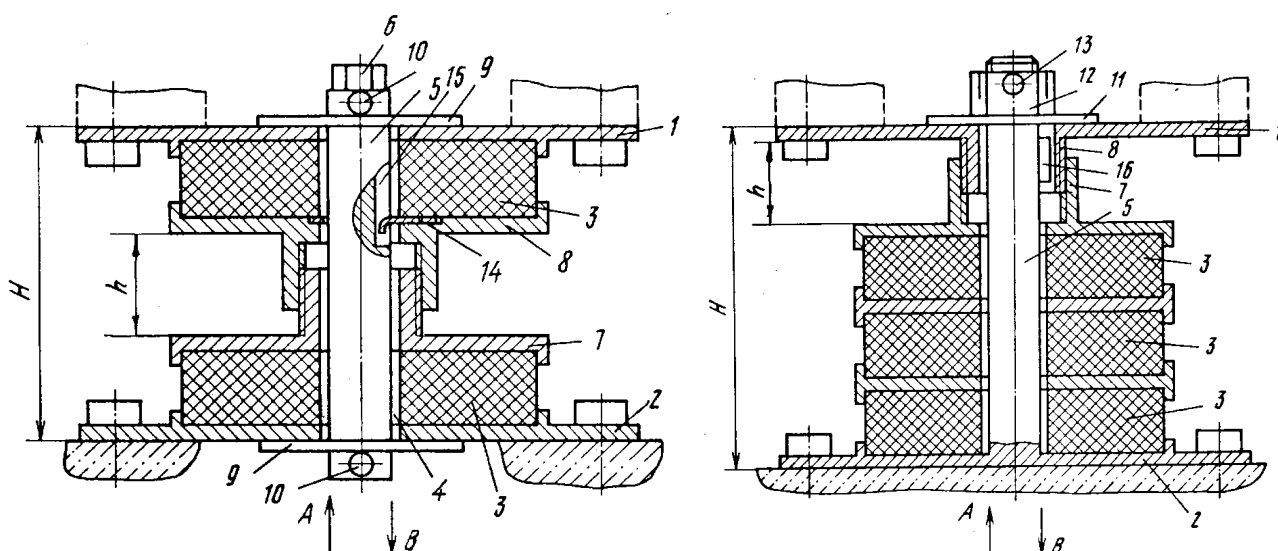
Достоинства резиновых и резинометаллических виброизоляторов заключаются в простоте их конструкции, в широком диапазоне изменения их упругих характеристик, определяющихся как маркой применяемой резины, так и конфигурацией упругого элемента, в возможности произвольной ориентировки виброизоляторов относительно основания. Стоимость их невысока, рассеивание энергии колебаний существенно больше, чем в пружинах (коэффициент передачи на резонансе около 10 или даже менее), вес

существенно меньше, чем у стальных виброизоляторов. Конструкции таких виброизоляторов рассмотрены в следующем пункте.

2.2.2 Авторское свидетельство № 1670239. Амортизатор

Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано для амортизации приборов, требующих сохранения постоянного положения в пространстве после настройки амортизатора [34].

На рисунке 19 изображен амортизатор, продольный разрез в двух исполнениях.



1 – верхнее основание; 2 – нижнее основание; 3 – набор упругих элементов; 4 - отверстие; 5 - стержень; 6 – головка под ключ; 7 – резьбовая втулка; 8 – дополнительная втулка; 9 - шайба; 10 - шплинт; 11 - шайба; 12 - гайка; 13 - шплинт; 14 – стопорная шайба; 15 – паз; 16 – шпонка.

Рисунок 19 – Амортизатор

Амортизатор содержит два основания, размещенный между ними набор упругих элементов. Проходящий через выполненные по центру оснований и упругих элементов отверстия стержень, снабженный элементом для его

фиксирования от поворота, который может быть выполнен, например, в виде головки под ключ или в виде неподвижного соединения стержня с основанием.

Амортизатор снабжен регулятором жесткости, образованным основной контактирующей с одним из упругих элементов резьбовой втулкой и связанной с основанием дополнительной резьбовой втулкой, образующей с основной втулкой резьбовую пару.

Амортизатор снабжен также ограничителем перемещения оснований, который может быть выполнен в виде установленных на стержне шайб и шплинтов, а также может быть образован шайбой гайкой и шплинтом.

Амортизатор имеет фиксатор, предотвращающий поворот дополнительной втулки, который может быть выполнен в виде стопорной шайбы, снабженной выступом, размещенным в пазу в стержне или в виде шпонки, установленной на стержне и взаимодействующей с пазом в резьбовой втулке.

К недостаткам известного устройства относятся: большая вероятность нарушения конструкции и характеристик её работы вследствие действия поперечных нагрузок, непредусмотренная конструкцией возможность виброизоляции последних; действие на регулятор жесткости в виде резьбовой пары из двух втулок высоких напряжений, в том числе изгибаемых, одновременно от вибрационных и осевых нагрузок.

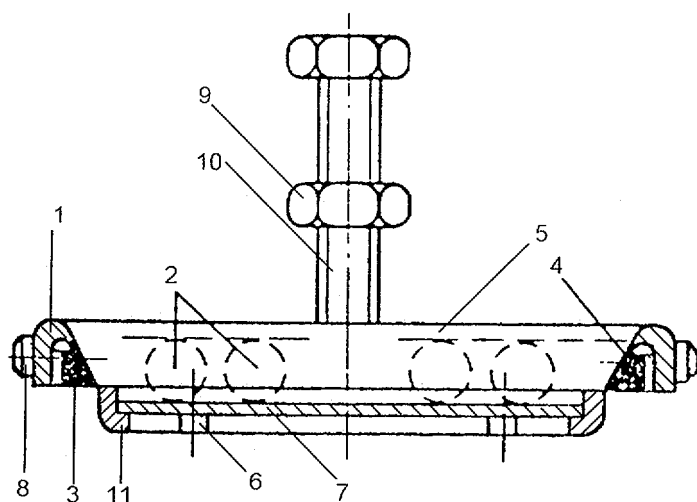
2.2.3 Авторское свидетельство № 2305807. Резинометаллический виброизолятор с подвижными элементами

Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано для виброизоляции технологического оборудования, в том числе приборов и аппаратуры [35].

Резинометаллический виброизолятор содержит корпус и упругий элемент. Корпус выполнен в виде основания корытообразной формы с отверстием в нижней части, с установленной в нем платформой с буферными

установочными элементами, на которой размещены упругие элементы шарообразной формы большой жесткости, сверху которых расположена крышка с цилиндрической стенкой, к которой прикреплены не менее трех упругих секторов, расположенных на внутренней поверхности цилиндрической стенки крышки. С внешней стороны крышки закреплены ограничительные упругие упоры.

Виброизолятор изображен на рисунке 20.



1 - корпус; 2 – сферические элементы; 3 – упругий сектор; 4 – упругий сектор; 5 - крышка; 6 – буферные элементы; 7 - платформа; 8 – упругие упоры; 9 - гайка; 10 - шпилька.

Рисунок 20 – Резинометаллический виброизолятор

Недостатком известного резинометаллического виброизолятора с подвижными элементами является недостаточная демпфирующая способность, ввиду расположения одного ряда упругих элементов шарообразной формы большой жесткости, отсутствие регулировки амплитудно-частотной характеристики и, как следствие, узкий диапазон гашения колебаний.

Таким образом во 2 главе:

1 рассмотрены методы и технические средства виброзащиты технологического оборудования;

2 проанализированы достоинства и недостатки конструкций
резинометаллических виброизоляторов.

3 Разработка вибродемпфирующего устройства для компрессорных установок

3.1 Проектирование конструкции вибродемпфирующего устройства для компрессорных установок

Конструкция виброизоляторов в виде упругодемпфирующих опор нашла свое применение для относительно небольших агрегатов с подвижными частями небольших масс, что соответствует таким энергетическим машинам как компрессорные установки. Простота конструкции и изготовления виброопор отличает ее от других виброзащитных систем.

Втулочный виброизолятор обладает высокой статической и динамической прочностью, простотой и технологичностью. Наиболее простую конструкцию представляют собой виброзащитные системы на базе втулок из материала МР без корпусов, представленных на рисунке 21 [11].

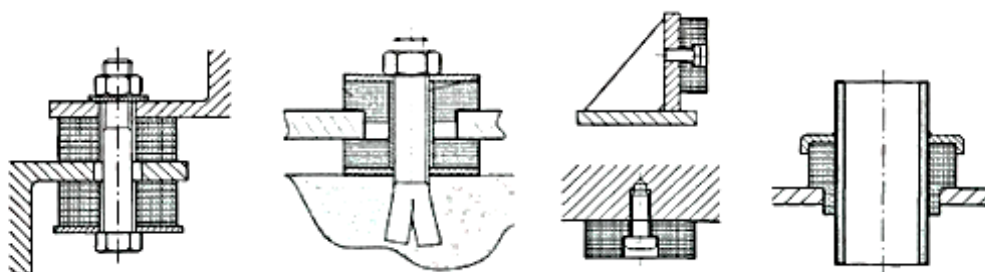


Рисунок 21 – Конструкции втулочных виброизоляторов

Настройка таких виброизоляторов на заданную жесткость производится посредством предварительного сжатия упругодемпфирующих элементов.

Металлическая резина (МР), созданная более сорока лет назад, успешно используется в технике в качестве основы создания виброизоляторов и демпферов для различных приборов, агрегатов и установок.

В настоящее время создано большое количество конструкций виброизоляторов с упругими элементами из материала МР различной формы. К положительным качествам виброизоляторов из материала МР можно отнести:

- высокие демпфирующие свойства;
- широкий диапазон эксплуатационных температур;
- повышенная способность шумоглушения.

Плотность материала МР имеет значительную неоднородность вдоль оси длинных упругодемпфирующих элементов, поэтому предлагается делать составные упругодемпфирующие элементы меньших размеров.

К тому же анализ конструкций последних виброизоляторов позволяет сделать вывод, что демпфирование в конструкции виброгасителя должно происходить не только за счет рассеяния энергии в упругодемпфирующем материале, но и за счет граничного трения упругодемпфирующих элементов о корпусные детали.

Конструкционным демпфированием называют влияние энергетических потерь, возникающих вследствие действия сил сухого трения на контактных поверхностях. Как правило конструкционное демпфирование значительно превосходит демпфирование, создаваемое действием внутреннего трения в материале элемента [13].

О проблеме создания упруго-демпфирующих систем на принципах конструкционного демпфирования известно следующее:

1 демпфирование (рассеяние энергии) возможно только в многослойных средах (минимально – в двухслойных), когда есть хотя бы одна пара трения;

2 сила трения (в паре трения) зависит от нормального давления, коэффициента трения и величины предварительного смещения;

3 коэффициент поглощения в системах конструкционного демпфирования зависит от амплитуды силы (деформации), имеет экстремум и гиперболически уменьшается с ростом амплитуды силы или деформации.

4 жесткостные свойства систем виброизоляции зависят от:

- длины, формы упругих элементов и их геометрического расположения;

- размеров и формы поперечных сечений упругих элементов;
- числа контактирующих слоев в элементе в виброизоляторе;
- физических параметров материала – E (модуль упругости), ρ (плотность), μ (коэффициент Пуассона).

Таким образом, создание виброизоляторов на принципах конструкционного демпфирования возможно за счет изменения параметров:

- изменения коэффициентов трения в контактных парах;
- длины и форма упругих элементов и их взаимное геометрического расположения в виброизоляторе;
- размеров и формы поперечных сечений элементов;
- числа контактирующих элементов виброизоляторе;
- физических параметров материала (модуль упругости, плотности и коэффициента Пуассона).

Учитывая особенности и недостатки существующих демпферов, а также особенности и проблемы создания упругодемпфирующих систем, была разработана модель конструкции вибропоры с рядом сферических упругодемпфирующих элементов, схема которой представлена на рисунке 22.

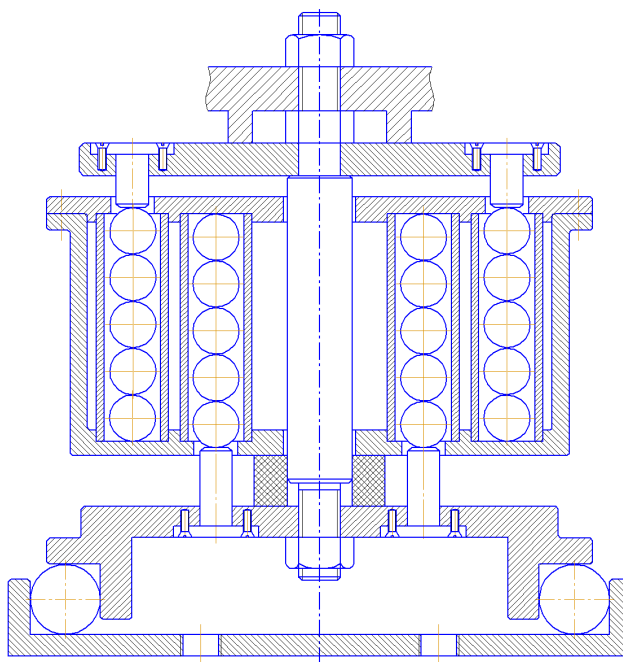


Рисунок 22 – Схема вибропоры с рядом сферических упругодемпфирующих элементов

Виброопора, изображенная на рисунке 23, содержит стержень 1, на котором установлены верхнее основание 2 и нижнее основание 3. Крепление оснований к стержню 1 осуществляется гайками: верхнего основания – гайкой 4, нижнего – гайкой 5. Между основаниями на стержне 1 через отверстие с зазором Δ_2 , размещен цилиндрический корпус 6 с крышкой 7, имеющие крепежные фланцы. Между корпусом 6 и крышкой 7 в специально выполненных пазах установлены направляющие трубки 8, внутри которых в один ряд размещены вставные упругодемпфирующие элементы сферической формы 9 диаметром D_1 .

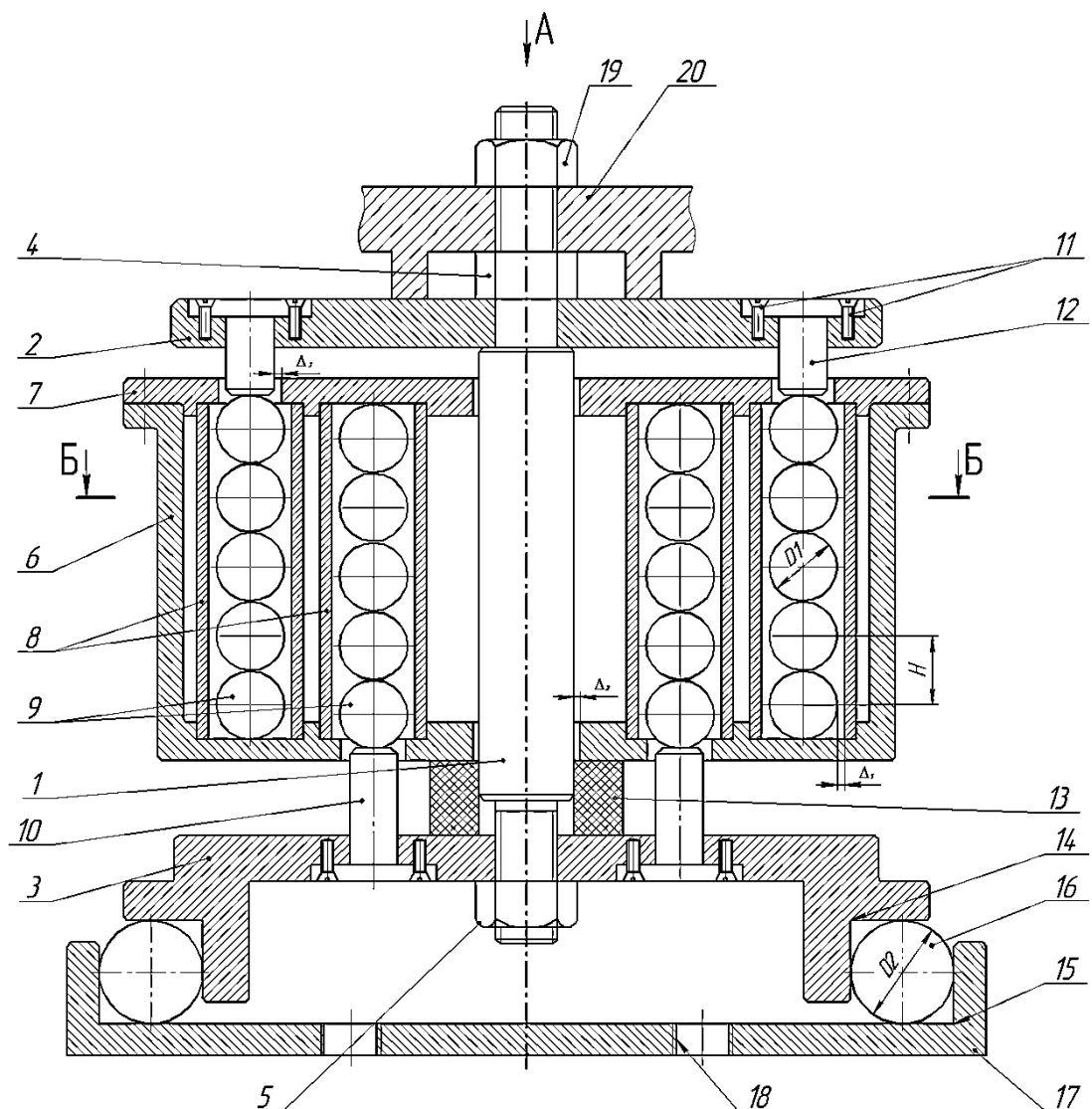


Рисунок 23 – Виброопора с рядом сферических упругодемпфирующих элементов

Причем диаметр элементов 9 меньше диаметра трубки 8 на величину $2\Delta_1$. В верхнем основании 2 и нижнем основании 3 выполнены отверстия, в которых установлены сменные толкатели 10 и 11, имеющие крепежную часть с винтами 11 и рабочую часть, упирающуюся в элементы 9. Рабочая часть толкателей 10 и 11 имеет меньший диаметр, чем диаметр отверстий в крышке 7 и корпусе 6, в которых они установлены, вследствие чего между ними образуется зазор Δ_3 . Причем, на верхнем основании 2 толкатели установлены на периферии, на нижнем 3 – ближе центру, что отображено на рисунке 24.

Б-Б

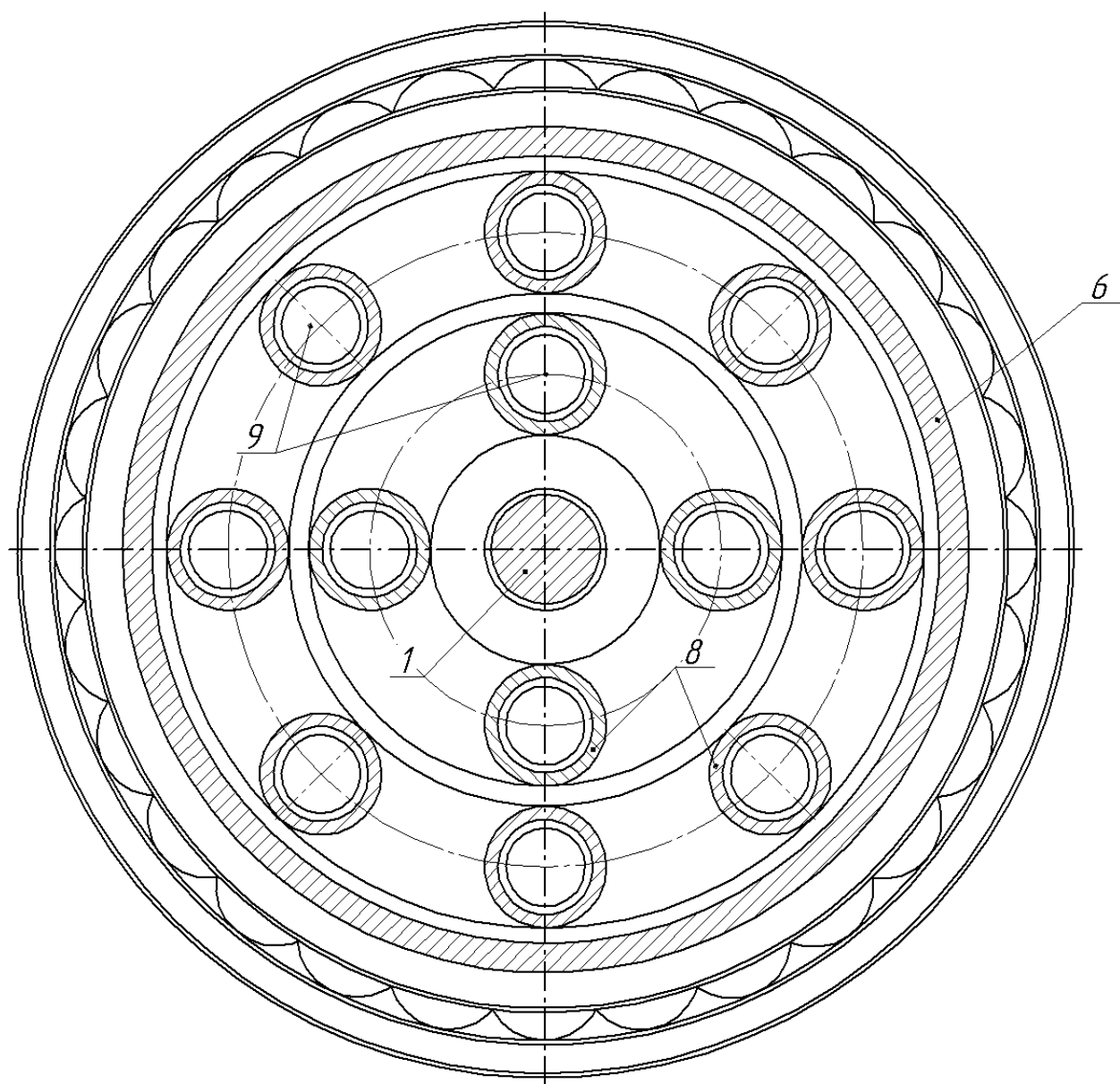


Рисунок 24 – Расположение направляющих трубок

Толкатели 10 и 11 плотно прижаты к элементам 9 через отверстия с зазором Δ_3 в крышке 7 и корпусе 6. Между нижней частью корпуса 6 и нижним основанием 3 на стержне 1 установлен цилиндрический элемент 13 из упругого материала, обладающего пружинящими свойствами.

Нижнее основание 3, по краю которой выполнен специальный установочный паз в виде прямых углов 14 и 15, установлена на упругодемпфирующие элементы сферической формы 16 диаметра D_2 , расположенные по всей окружности на периферии тарелки корытообразной формы 17, изображены на рисунке 25. Отверстия 18 в тарелке 17 предназначены для крепления последней к фундаменту. Гайка 19 закрепляет виброизолируемый объект 20 на стержне 1.

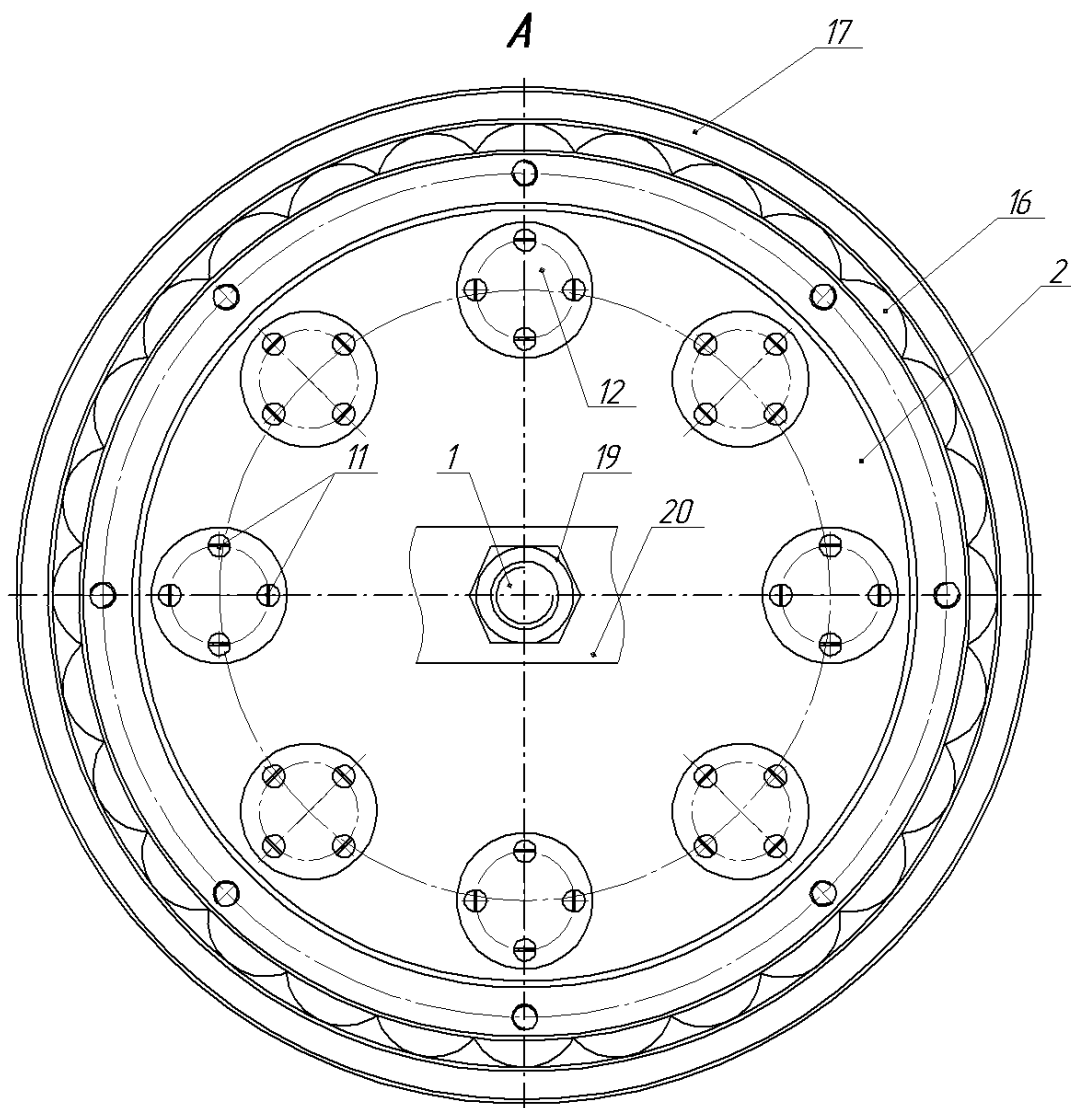


Рисунок 25 – Расположение шаров на тарелке

При действии колебаний объекта виброизоляции, установленного на стержень, упругие элементы в виде шаров и цилиндра воспринимают вертикальные нагрузки, ослабляя этим динамическое воздействие на фундамент и окружающие конструкции. Гашение колебаний в вертикальном направлении, в большей степени, определяется работой сферических упругодемпфирующих элементов в трубках.

При воздействии рабочей части толкателей на элементы, они деформируются в поперечном направлении, приобретая эллиптическую форму. Это осуществляется за счет зазора между вставными сферическими упругодемпфирующими элементами и трубкой. Значительная часть энергии идет на работу сил трения, как в самом материале упругих элементов, так и на трение между самими элементами, а также трения сферических элементов о цилиндрическую направляющую трубки.

Регулировка амплитудно-частотной характеристики виброопоры осуществляется за счет изменения величины предварительного поджатия упругих элементов в виде шаров и цилиндра при помощи гайки на стержне. Цилиндрический элемент – втулочный, выполнен из упругого материала, обладающего пружинящими свойствами, в основном определяет жесткостную характеристику верхней части виброопоры в осевом направлении.

Упругодемпфирующие элементы сферической формы могут быть выполнены из резины с такой твердостью, которая реализует необходимую для данных элементов осадку, таким образом, обеспечив максимальную степень вибродемпфирования в осевом и радиальном направлениях.

Таким образом, демпфирование в виброизоляторе будет совершаться как за счёт внутреннего трения упругодемпфирующих элементов, так и конструкционного внешнего трения сферических элементов о внутреннюю стенку направляющей трубки.

3.2 Анализ эффективности разработанного устройства для гашения колебаний

Виброизоляция используется при виброзащите от действия напольных и ручных механизмов. Компрессоры, насосы, вентиляторы, станки могут устанавливаться на виброизоляторы (резиновые, металлические или комбинированные) или упругие основания в виде элементов массы и вязкоупругого слоя. Для определения коэффициентов виброизоляции и снижения шума при использовании данной модели виброопоры используем параметры вибрации, рассчитанные в пункте 1.2.6. на примере корпуса высокого давления центробежного компрессора.

1 Предварительный подбор параметров виброизоляции и размещения виброизоляторов.

1.1 Масса фундаментного блока совместно с массой машины

$$m_{\phi} \geq k_3 \frac{m_p e}{[S_a]} = 2,5 \cdot \frac{150 \cdot 2,5 \cdot 10^{-6}}{40 \cdot 10^{-6}} = 28 \text{ кг}, \quad (1.1)$$

но не менее $m_m = 3350$ кг.

Увеличим массу фундаментного блока с массой машины до 3500 кг, таким образом масса фундамента (опорной рамы) будет составлять 150 кг.

1.2 Моменты инерции виброизолированной установки относительно осей X_c и Y_c , проходящих через центр масс установки $\Theta_{cx,y}$, кг·м²,

$$\Theta_{cx} = 2m_{\phi} \frac{b^2 + h_{\phi}^2}{12} = 2 \cdot 3500 \cdot \frac{2,8^2 + 0,2^2}{12} = 4597 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (1.2)$$

$$\Theta_{cy} = 1,5m_{\phi} \frac{a^2 + h_{\phi}^2}{12} = 1,5 \cdot 3500 \cdot \frac{3,5^2 + 0,2^2}{12} = 5376 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (1.3)$$

1.3 Радиусы инерции масс $r_{cx,y}$, м,

$$r_{cx} = \sqrt{\Theta_{cx}/m_{\phi}} = \sqrt{4597/3500} = 1,14 \text{ м}; \quad (1.4)$$

$$r_{cy} = \sqrt{\Theta_{cy}/m_{\phi}} = \sqrt{5376/3500} = 1,23 \text{ м}. \quad (1.5)$$

1.4 Требуемая собственная частота вертикальных колебаний фундаментного блока с машиной ω_{oz} , рад/с,

$$\omega_{oz} \leq \omega/4 = 992 / 4 = 248 \text{ рад/с}. \quad (1.6)$$

1.5 Максимально допустимый суммарный коэффициент жесткости виброизоляторов в вертикальном направлении ΣK_{zi} , Н/м,

$$\sum_{i=1}^N K_{zi} = \omega_{oz}^2 m_{\phi} = 248^2 \cdot 3350 = 2,15 \cdot 10^8 \text{ Н/м}. \quad (1.7)$$

Уменьшая его до приблизительных значений суммарного коэффициента жесткости виброизоляторов с резиновыми и металлорезиновыми элементами получаем $\sum_{i=1}^N K_{zi} = 1,08 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$.

1.6 Требуемый коэффициент жесткости одного виброизолятора

$$K_{zi} = \sum_{i=1}^N K_{zi} / N = 1,08 \cdot 10^7 / 6 = 1,79 \cdot 10^6 \text{ Н/м}. \quad (1.8)$$

Так как жесткость в вертикальном направлении определяется последовательным соединением цилиндрического эластомерного элемента и трубками со сферическими упругодемпфирующими элементами, то суммарная жесткость в вертикальном направлении одного виброизолятора равна

$$\frac{1}{K_z} = \frac{1}{K_{TP}} + \frac{1}{K_{Ц}}, \quad (1.9)$$

где K_z - суммарная вертикальная жесткость; K_{TP} - жесткость трубок со сферическими элементами; $K_{Ц}$ - жесткость цилиндрического элемента.

1.6.1 Оптимальное количество направляющих трубок со сферическими элементами

Жесткость цилиндрического эластомерного элемента определяется формулой

$$K_{Ц} = \frac{E_{Ц} \cdot \pi \cdot R_{Ц}^2}{L_{Ц}}, \quad (1.10)$$

где $E_{Ц}$ - модуль упругости материала цилиндра; $R_{Ц}$ - радиус цилиндра; $L_{Ц}$ - высота цилиндра.

Жесткость одной трубки k_{TP} определяется формулой

$$k_{TP} = \frac{E_{TP} \cdot \pi \cdot R_{TP}^2}{L_{TP}}, \text{ где} \quad (1.11)$$

E_{TP} - модуль упругости материала трубки, R_{TP} - радиус трубки; L_{TP} - длина трубки.

Трубки соединены параллельно, отсюда следует, что

$$K_{TP} = N_{TP} \cdot k_{TP}. \quad (1.12)$$

Методом подбора значений радиуса и длины трубки и цилиндра находим оптимальное количество трубок, соединенных параллельно $N_{TP} = 12$, при

$$E_{Ц} = 2,2 \text{ МПа}; E_{ТР} = 1,6 \text{ МПа};$$

$$R_{Ц} = 6 \text{ см}; R_{ТР} = 2,1 \text{ см}$$

$$L_{Ц} = 5 \text{ см}; L_{ТР} = 9,5 \text{ см}.$$

1.6.2 Определения диаметра и количества сферических элементов в направляющих трубках

Деформация шара диаметром d в результате действия двух шаров под усилием P кг, направленному вдоль линии центров обоих шаров, определяется формулой

$$\Delta D = 0,385 \sqrt[3]{2P^2 K^2 \frac{2}{d}} = 2,3 \text{ мм}, \quad (1.13)$$

$$\text{где } K = \frac{1 - \mu^2}{E} = \frac{1 - 0,48^2}{16 \cdot 10^5} = 4,81 \cdot 10^{-7} \quad (1.14)$$

и P – масса, действующая на верхний шар

$$P = \frac{m_{\phi}}{N \cdot N_{ТР}} = \frac{3500}{6 \cdot 12} = 48,4 \text{ кг}. \quad (1.15)$$

Коэффициент Пуассона μ характеризуется поперечной деформацией при осевом растяжении или сжатии. Это безразмерная величина. Величина для резины $\mu = 0,48$ при осевом сжатии на 10% соответствует поперечному растяжению на 4,8%.

Поперечная деформация шаров будет равна приблизительно 48% от продольной деформации и соответственно составляет 1,104 мм.

Количество шаров в одной трубке выбирается в соответствии с длиной трубки и составляет

$$N_{uu} = \frac{9,5}{4} = 2. \quad (1.16)$$

1.7 Суммарные коэффициенты жесткости виброизоляторов в горизонтальном направлении $\Sigma K_{x,yi}$, Н/м,

$$\sum_{i=1}^N K_{xi} = \sum_{i=1}^N K_{yi} = 0,5 \sum_{i=1}^N K_{zi} = 0,5 \cdot 1,08 \cdot 10^6 = 5,38 \cdot 10^5 \text{ Н/м}. \quad (1.17)$$

2 Определение собственных частот колебаний виброизолированной установки

2.1 В вертикальном направлении ω_{oz} , рад/с,

$$\omega_{oz} = \sqrt{\Sigma K_{zi} / m_{\phi}} = \sqrt{1,08 \cdot 10^6 / 3500} = 55 \text{ рад/с}; \quad (1.18)$$

2.2 В горизонтальных направлениях ω_{ox}, ω_{oy} , рад/с,

$$\omega_{ox} = \omega_{oy} = \sqrt{\Sigma K_{xi} / m_{\phi}} = \sqrt{5,38 \cdot 10^5 / 3500} = 39 \text{ рад/с}; \quad (1.19)$$

2.3 Главных горизонтально вращательных колебаний виброизолированного блока

$$\lambda_{1x}^2 = \frac{\omega_{oy}^2 (1 + h_c^2 / r_{cy}^2)}{2} + \sqrt{\frac{\omega_{oy}^2 (1 + h_c^2 / r_{cy}^2)}{2} - \omega_{oy}^2} = 285^2 \quad (1.20)$$

$$\lambda_{2x}^2 = \frac{\omega_{oy}^2 (1 + h_c^2 / r_{cy}^2)}{2} - \sqrt{\frac{\omega_{oy}^2 (1 + h_c^2 / r_{cy}^2)}{2} - \omega_{oy}^2} = 284^2 \quad (1.21)$$

$$\lambda_{1y}^2 = \frac{\omega_{ox}^2 (1 + h_c^2 / r_{cx}^2)}{2} + \sqrt{\frac{\omega_{ox}^2 (1 + h_c^2 / r_{cx}^2)}{2} - \omega_{ox}^2} = 291^2 \quad (1.22)$$

$$\lambda_{2y}^2 = \frac{\omega_{ox}^2 (1 + h_c^2 / r_{cx}^2)}{2} - \sqrt{\frac{\omega_{ox}^2 (1 + h_c^2 / r_{cx}^2)}{2} - \omega_{ox}^2} = 290^2 \quad (1.23)$$

Проверка найденных частот по неравенствам:

$$\frac{\omega}{\omega_{oz}} \geq 4; \quad \frac{\omega}{\lambda_{1x}} \geq 3; \quad \frac{\omega}{\lambda_{1y}} \geq 3; \quad \lambda_{2x} \neq (0,7...1,3)\omega; \quad \lambda_{2y} \neq (0,7...1,3)\omega$$

$$\frac{992}{18} \geq 4; \quad \frac{992}{285} \geq 3; \quad \frac{992}{291} \geq 3; \quad 284 \neq (0,7...1,3) \cdot 992; \quad 290 \neq (0,7...1,3) \cdot 992$$

Неравенства выполняются.

3 Определение амплитуд вибросмещений подшипниковых опор ротора

3.1 Вертикальных колебаний относительно центра масс S_{azc} , м,

$$[S_a] \geq S_{azc} = \frac{F_u}{m_\phi \omega^2 - \Sigma K_{zi}} = \frac{930}{3500 \cdot 992^2 - 1,08 \cdot 10^6} = 2,88 \cdot 10^{-7} \text{ м.} \quad (1.24)$$

3.2 Горизонтальных колебаний центра масс S_{ayc} , м,

$$[S_a] \geq S_{ayc} = \frac{F_u}{m_\phi \omega^2 - \Sigma K_{xi}} = \frac{930}{3500 \cdot 992^2 - 5,38 \cdot 10^5} = 2,79 \cdot 10^{-7} \text{ м.} \quad (1.25)$$

4 Определение динамических нагрузок на поддерживающую конструкцию

4.1 Амплитуды силы в вертикальном направлении F_z , Н,

$$F_z = S_{azc} \Sigma K_{zi} = 2,91 \text{ Н.} \quad (1.26)$$

4.2 Амплитуды силы в горизонтальном направлении F_y , Н

$$F_y = S_{ayc} \Sigma K_{iy} = 1,45 \text{ Н.} \quad (1.27)$$

5 Определение коэффициентов уменьшения динамических нагрузок, достигаемых при виброизоляции

5.1 Коэффициент передачи вибраций на основание, %,

$$K_{\Pi} = \frac{1}{\frac{\omega^2}{\omega_{oz}^2} - 1} \cdot 100\% = 7\% . \quad (1.28)$$

5.2 Уровень снижения вибрации в децибелах:

$$\Delta L = 20 \lg \left(\frac{f^2}{f_0^2} - 1 \right) = 20 \lg \frac{1}{K_{\Pi}} = 23,1 \text{ дБ.} \quad (1.29)$$

Коэффициент передачи при использовании данного устройства для виброизоляции корпуса высокого давления центробежного компрессора составляет 7%, что является достаточно высоким значением виброизоляции. Совмещая при этом возможность демпфирования колебаний, устройство хорошо справляется при прохождении оборудования резонансного режима, коэффициент динамичности при этом $K_d \leq 2$. Вертикальные перемещения ротора центробежного компрессора при это снижаются до 0,288 мкм, горизонтальные – до 0,279 мкм. Такие показатели достигаются при совмещении возможности внешнего трения сферических элементов, обусловленного

конструкцией виброизолятора, и внутренним трением, обусловленного свойством упругодемпфирующих элементов.

4 ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4.1 КОНСТРУКЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ ДЕТАЛИ

Назначение детали.

Предложен чертеж детали корпус. Марка материала крышки: сталь 45ФЛ (С-0,45%; V-0,1%; Si-0,3%; S-0,04%; P-0,04%) ГОСТ 977-88 и допускается замена на стали: стали: 40Л, 45Л.

Детали применяются в вибродемпфирующих устройствах. Рассмотрим сборочный чертеж вибродемпфирующего устройства, в котором расположен корпус рисунок 1.

Корпус 1 поджимает уплотнения в виде притертых металлических колец 11 с микроконусом, которые, в свою очередь уплотнены резиновыми кольцами 10. Штифт 2, расположенный в глухом отверстии крышки $\varnothing 12H8$ удерживает ось 5 от проворота. Крышки 1 зафиксированы на оси стопорными кольцами 4, осевые усилия, действующие на каток, передаются на ось через фланцы 8, закрепленные болтами на торцах ступицы катка.

Конструкция детали

Детали имеют 2,3 ассиметричную форму, представляющую собой совокупность тела вращения и штырями на поверхности, их габаритные размеры составляют:

1. №1 Корпус- $\varnothing 115 \times \varnothing 18$
2. №2 крышка- $\varnothing 146 \times \varnothing 58$
3. №3-тарелка - $\varnothing 100 \times \varnothing 46$

Анализ поверхностей деталей сведен в таблице 2.1.

Корпус имеет сходную конфигурацию и типоразмеры, что предполагает однотипный вариант механической обработки. Метод достижения точности – приточка.

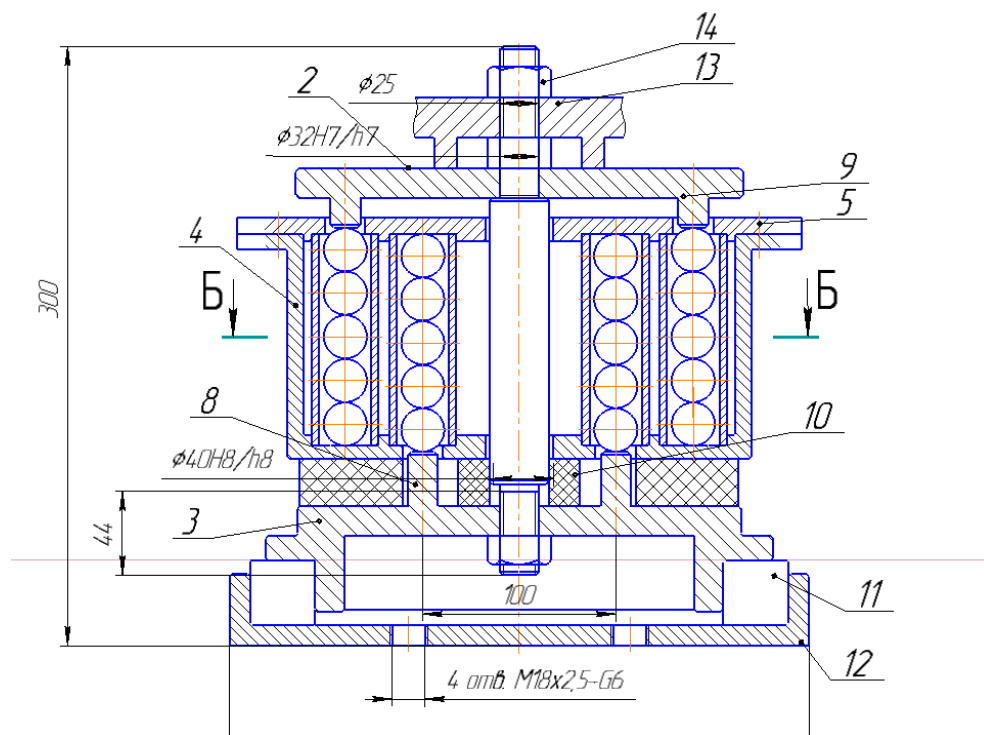


Рисунок 2.6 – Схема виброопоры с рядом сферических упругодемпфирующих элементов

4.2 АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ ДЕТАЛИ «Корпус»

По ГОСТ 14205-84 технологичность конструкции изделия – это совокупность свойств конструкции изделия, определяющих ее приспособленность к достижению оптимальных затрат при производстве, эксплуатации и ремонте для заданных показателей качества, объема выпуска, условий выполнения работ. Соответствие конфигурации детали, узла и машины в целом технологическим требованиям производства определяет их технологичность.

Оценку технологичности машины по сравнению с другой можно производить, сопоставляя их трудоемкости, себестоимости и металлоемкости. При соблюдении эксплуатационных качеств должны обеспечиваться так же высокие производственные показатели и снижение себестоимости продукции, а

именно: малая трудоемкость, простота изготовления, применение недефицитных материалов и т.д.

Качественная оценка технологичности

Деталь можно считать нетехнологичной, так как она:

- 1 имеет сложный внутренний контур, требующий обработки на станке с ЧПУ (конусно-радиусная поверхность);
- 2 согласно базовому технологическому процессу изготовления, имеет низкий коэффициент использования материала, (значительная часть заготовки переводится в стружку).

Деталь можно считать технологичной, так как:

- 1 обрабатываемые поверхности в основном открыты и доступны для прохода режущих инструментов;
- 2 материал 45ФЛ имеет хорошую жидкотекучесть, среднюю линейную усадку, склонность к трещинообразованию-это позволяет применять рациональные методы получения заготовки с размерами и формами наиболее близкими к готовой детали, следовательно, возрастает коэффициент использования металла и снижается трудоемкость механической обработки детали;
- 3 она прочная и жесткая, что позволяет обрабатывать ее с наиболее производительными режимами резания;
- 4 имеется возможность производить финишную обработку от одной базы всех поверхностей, которые связаны между собой условиями соосности, симметричности, параллельности и т.д.

Анализируя все вышеуказанное, можно сказать, что деталь технологична при определенной переработке существующего технологического процесса изготовления детали и заготовки, применения гибкого оборудования.

Для количественного анализа технологичности конструкции крышки воспользуемся дополнительными показателями по следующей методике: определяем показатели технологичности по формулам [2] с. 17.

Количественная оценка технологичности

Количественная оценка технологичности определяется по ГОСТ 14201-84Е.

Таблица 2.2 – Точность обработки детали

Квалитеты	14	12	10	9	8	Всего поверхностей
Количество поверхностей	16	10	2	2	3	33

Таблица 2.3 – Шероховатость поверхностей детали

Шероховатость, R _a	12,5	6,3	3,2	1,6	Всего поверхностей
Количество поверхностей	18	10	3	2	33

Для определения технологичности конструкции крышки воспользуемся дополнительными показателями по следующей методике: определяем показатели технологичности по формулам [2] с. 17
Максимальное значение качества обработки IT: 14.

1 Коэффициент точности обработки определяется по формуле 2.1:

$$K_{т.ч} = 1 - \frac{1}{A_{ср.}}, \quad (2.1)$$

где A_{ср.} – средний квалитет точности определяется по формуле 2.2:

$$A_{ср.} = \frac{\Pi_1 + 2\Pi_2 + \dots + 19\Pi_{19}}{\sum_{i_1}^N \Pi}, \quad (2.2)$$

где Π – число поверхностей обработки детали.

$$\dot{A}_{нд.} = \frac{16 \cdot 14 + 10 \cdot 12 + 2 \cdot 10 + 2 \cdot 2 + 8 \cdot 3}{33} = 11,68,$$

$$K_{м.ч.} = 1 - \frac{1}{11,68} = 0,91.$$

По коэффициенту точности изделие технологично, т.к. 0,91 > 0,8.

2 Коэффициент шероховатости определяется по формуле 2.3:

$$K_{ш.} = 1 - \frac{1}{B_{ср.}},$$

где B_{cp} – средняя шероховатость поверхности:

$$A_{\bar{a}} = \frac{0,01i_1 + 0,02i_2 + \dots + 40i_{13} + \dots + 80i_{14}}{\sum_1^n i_{13}}, \quad (2.3)$$

где $\Pi_1 \dots \Pi_{14}$ – количество поверхностей имеющих шероховатость соответствующую данному числовому значению R_a .

$$A_{\bar{a}} = \frac{80 \cdot 6 + 50 \cdot 2 + 2 \cdot 25 + 10 \cdot 20 + 12,5 \cdot 8 + (6,3 + 3,2 + 1,6) \cdot 3}{33} = 28,15.$$

$$K_{ш.} = 1 - \frac{1}{28,15} = 0,96.$$

По коэффициенту шероховатости изделие технологично, так как $0,96 \leq 1,6$.

3 Коэффициент унификации конструктивных элементов определяется по формуле 1.4

$$K_{y.э.} = \frac{Q_{y.э.}}{Q}, \quad (2.4)$$

где $Q_{y.э.}$ и Q – соответственно число унифицированных конструктивных элементов детали и их общее количество, шт.

$$K_{ó.ý.} = \frac{25}{33} = 0,78$$

Коэффициент использования материала определяется по формуле 2.5:

$$K_{им} = \frac{q}{Q}, \quad (2.5)$$

где q – масса детали, кг;
 Q – масса заготовки, кг.

$$K_{им} = \frac{8,5}{10,871} = 0,78.$$

4 Коэффициент обрабатываемости стали, согласно 2.6 [3]

$$K_{м} = K_{ep} * K_{н}, \quad (2.6)$$

где $K_{гр}$ – коэффициент обрабатываемости по группе,

$K_{н}$ – коэффициент обрабатываемости по твердости.

$$K_{м} = 1 * 0,95 = 0,95$$

- 5 Максимальное значение качества обработки JT12.
- 6 Максимальное значение параметра шероховатости обрабатываемых поверхностей Rz 50.

По качественному и количественному анализу изделие считаем технологичным.

4.3 ВЫБОР ИСХОДНОЙ ЗАГОТОВКИ

При выборе заготовки для заданной детали назначают метод ее получения, определяют конфигурацию, размеры, допуски, припуски на обработку и формируют технические условия на изготовление. Главным при выборе заготовки является обеспечение заданного качества готовой детали при ее минимальной себестоимости.

Технологические процессы получения заготовок определяются технологическими свойствами материала, конструктивными формами и размерами детали и программой выпуска.

Для получения заготовки, близкой по виду к форме готовой детали и требующей снятия небольшого количества стружки, необходимо шире внедрять методы штамповки жидкого металла,ковки и холодной штамповки, порошковой металлургии, литья под давлением, литья в песчано-глинистые формы с использованной специальной оснастки.

Поэтому выбор вида и метода получения заготовки будет произведен путем сравнения двух вариантов.

Ввиду того, что Корпус не является телом вращения и имеет сложную конфигурацию, в качестве исходной заготовки может быть использована штамповка или отливка.

Определим себестоимости заготовок, полученных штамповкой и литьём,

$$S = \left(\frac{C_i}{1000} Q \cdot k_m \cdot k_c \cdot k_s \cdot k_m \cdot k_n \right) - (Q - q) \frac{S_{отх.}}{1000} ,$$

где C_i - базовая стоимость 1 т. заготовок, руб.,

$k_T, k_C, k_B, k_M, k_{II}$ - коэффициенты, зависящие от класса точности, группы сложности, массы, марки материала и объёма производства заготовок.

Q -масса заготовки, кг,

q -масса готовой детали, кг,

$S_{отх.}$ - цена 1 т отходов, руб.,

Определим массу заготовки, она определяется по формуле 2.13 , кг:

$$Q = V \cdot \gamma, \quad (2.13)$$

где V – объем заготовки, см^3 ;

γ - удельный вес материала заготовки, г/см^3 .

Т.к. заготовка является сложной геометрической фигурой, то для нахождения объема заготовки необходимо разбить заготовку на элементарные геометрические фигуры. Тогда объем заготовки будет складываться из объема элементарных геометрических фигур, см^3 :

$$V_3 = V_1 + V_2 + V_3$$

$$V_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (16,7^2 \cdot 2,92 - 0,9 \cdot 12,85^2 - 2,92 \cdot 7,5^2) = 412,2$$

$$V_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \left(\frac{14^2}{4} \cdot 9,3 - 1,28 \cdot 9,56^2 - 7 \cdot 7,5^2 \right) = 514,98$$

$$V_3 = 2 \cdot 5,5 \cdot 4,2 \cdot 10,1 = 466,62$$

$$V_{\text{ЗАГОТОВКИ}} = 1393,72$$

Для стали 45ФЛ $\gamma = 7,81 \text{ г/см}^3$

Масса заготовки, г:

$$Q = 1393,72 \cdot 7,81 = 10871.$$

Для отливки

$$S = (360/1000 * 10,87 * 1,05 * 1 * 0,87 * 0,5) - (10,87 - 8,5) * 25/1000 = 1,72 \text{ руб.}$$

Для штамповки

$$S = (373/1000 * 11,2 * 1 * 1 * 0,8 * 1 * 1) - (11,2 - 8,5) * 25/1000 = 3,27 \text{ руб.}$$

Коэффициент использования материала:

для отливки

$$K_{\text{и.м.}} = 8,5/10,87 = 0,78$$

для штамповки

$$K_{\text{и.м.}} = 8,5/11,2 = 0,75$$

Значит штамповка по сравнению с отливкой дороже, а также менее экономична по использованию материала.

Ввиду того, что Корпус не является телом вращения и имеет сложную конфигурацию, заготовку для нее можно получить

Материал детали - литейная сталь 45ФЛ, которая хорошо обрабатывается всеми видами лезвийного инструмента, применяется для изготовления станин, корпусов, муфт, тормозных дисков, вилок, звездочек и других деталей, работающих при температуре до 400°C. Некоторые механические свойства стали 45ФЛ рассмотрены в таблице 2.5.

Диаметр сечения, 1мм	σ_T , Мпа	σ_B , МПа	α_5 , %	δ , %	НВ
До400	320	550	14	25	167-207

Таблица 2.5 – Механические свойства стали 45ФЛ

Таблица 2.6 – Массовая доля элементов и легируемых добавок в стали 45ФЛ ГОСТ 977-75

Марка материала	C,%	V,%	Si,%	Mn,%	Cr,%	S,%	P,%	Cu,%	Ni,%
	45ФЛ ГОСТ 977-75	0,37-0,45	0,06-0,15	0,2-0,52	0,4-0,9	0,3	0,045	0,04	0,3

Для заготовки данной массы и конфигурации целесообразно предварительно принять литые отливки, особенно если учесть, что материал детали – литейная сталь.

Таким образом, рассмотрим несколько видов получения литых заготовок:

- 1 Литье в кокиль нецелесообразно применять, т. к. сам кокиль делают из материалов, близких по стойкости к материалу заготовки;
- 2 литье по выплавляемым моделям применяют чаще для ответственных деталей, при этом отливка имеет малые припуски и низкую шероховатость;
- 3 литье в песчаные формы позволяет получить достаточно высокую точность, песчаные формы также дешевле, чем кокиль.

В существующем технологическом процессе изготовления детали в качестве заготовки применяют отливки, получаемые литьем в песчаные

разовые формы. При этом заготовка имела 11 степень точности (припуски в среднем составляли по 4 мм на сторону) и R_a 80мкм.

Целесообразно снизить припуски на механообработку детали, поэтому я предлагаю в качестве метода получения заготовки использовать литье в песчаные формы, отверждаемые в контакте с оснасткой, при этом припуски сокращаются в 2 раза, степень точности получаемой отливки-8.

При получении заготовки более высокой точности стоимость ее изготовления возрастет, однако, сформировав отливку иным образом, чем в действующем технологическом процессе (сэкономив $\approx 15\%$ металла) снижаем стоимость механической обработки деталей.

Данный проект представляет разработку группового технологического процесса механообработки деталей. Считаем, что на производство заготовок также распространяется групповая технология, причем для каждой детали группы формируется своя отливка.

Метод получения заготовки литье в песчаные формы, отверждаемые в контакте с отливкой.

Согласно [4] таблица 1, для вышеуказанного метода получения отливки:

- 1 степень точности отливки 6-11 , принимаем 8;
- 2 группа припусков 2-4 , принимаем 3.

Припуски назначаются исходя из допуска на размер и группы припуска, все полученные данные сведем в таблицу 2.7.

Таблица 2.7 – Припуски отливки

Размер детали	Группа припуска	Степень точности отливки	Допуск на линейный размер	Припуск на сторону	Размер заготовки
Ø 146	3	8	1,6	2,4	Ø148,8±1,6
Ø113	3	8	1,6	2,4	Ø115,1±1,6
Ø107	3	8	1,6	2,4	Ø109,8±1,6
Ø95	3	8	1,4	2,5	Ø96±1,4
Ø80	3	8	1,4	2,5	Ø81±1,4
Ø70	3	8	1,4	2,2	Ø71±1,4

Ø50	3	8	1,4	2,2	55
Ø26	3	8	0,85	2,2	28±0,8
Ø32	3	8	1	2,4	33±0,9
Ø10	3	8	0,85	2,2	12±1,1
Ø38	3	8	0,85	2,2	39±0,85
10	-	-	-	-	12±1,1
10	-	-	-	-	12±1,4

ПРОЕКТ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ Группы деталей

Корпус	
Ø146	Точение полуцистовое
Ø113Н7	Растачивание черновое, чистовое, тонкое
Ø113Н10	Растачивание черновое, чистовое
Ø107	Растачивание полуцистовое
Ø80	
Ø70	
Ø50	
Ø38	Растачивание полуцистовое
Ø119	Точение полуцистовое
Тарелка	
Ø13	Точение полуцистовое
Ø105	Точение полуцистовое
Ø100	Точение полуцистовое
Ø90	Растачивание торца
Ø26	Растачивание полуцистовое

Ø50, Ø10	Фрезерование
Крышка	
Ø115	Точение полустовое
Ø90 Ø10	Фрезерование
Ø105	Растачивание чистовое

Таблица 2.8 – Групповой технологический процесс

Детали	Подрезка торца	Растачивание	Точение	Сверление	Фрезерование
1	+	+	+	+	-
2	+	+	+	-	+
3	+	+	+	-	+

Таблица 2.9 – Выбор оборудования

Оборудование	Подрезка торца	Растачивание	Точение	Сверление	Фрезерование
16K20Ф3	+	+	+		
2PI35					+
22041314МФ	+				+
MULTUS 3000	+	+	+	+	+

Таблица 2.10 – Вариант технологического маршрута

№ операции	Содержание операции	Оборудование	Т _{ца}	Т _{шт}		
				1	2	3

000	Заготовительная	Отрезной				
005	Токарная	MULTUS 3000	90	20,4	12	6
	Сверление нарезание резьбы	MULTUS 3000		4		
	Фрезерование	MULTUS 3000			7,7	7,7
025	Моечная	Моечная машина Н840 023				

На операции 005- фрезеруется плоскость 146, причем станок, на котором ведется обработка, обладает поворотным столом и 30-и позиционным барабаном инструментов, что позволяет:

- 1) фрезеровать три взаимоперпендекулярные плоскости, не переустанавливая деталь;

сверлить 2 отверстия (отверстия доводятся до 8 качества, т.к. они служат базовой поверхностью), фрезеровать 2 цековки; на этом этапе подготавливается единая технологическая база, относительно которой происходит почти вся дальнейшая обработка отверстия $\varnothing 29,5$ Н8.

На операции 010 предполагается обработка всего внутреннего контура детали, кроме растачивания до 9 качества $\varnothing 80$ и $\varnothing 95$.

На операции 015 выполняется чистовая обработка $\varnothing 80$ и $\varnothing 95$, а также растачивание $\varnothing 100$ –возможна за счет наличия у станка поворотного стола.

На операции 020 сверлятся отверстия $\varnothing 12$ Н8 , т.к. для этого необходимо несколько единиц осевого инструмента применяется станок с ЧПУ.

Анализ предлагаемого варианта ТП изготовления детали

1. Как видно из таблицы 7, все станки имеют устройство ЧПУ: с одной стороны это невыгодно с экономической точки зрения, однако выбранное оборудования – гибкое, а это значит, что станки легко переналаживаются на выпуск иной продукции. Таким образом экономический эффект оказывается положительным.

2. Номенклатура и количество единиц технологического оборудования сведено к минимуму.

3. Создается технологическая база, относительно которой ведется вся обработка детали

4. Применяется рациональная заготовка (степень точности, которой выше-8, т.е. с одной стороны ее себестоимость выше, но, с другой стороны, стоимость механообработки значительно сокращается).

5. Предполагаемое оборудование позволяет сократить количество операций.

Проведем оптимизацию технологического процесса изготовления крышек. Оптимизация производится при наличии ТП обработки изделия по рабочему чертежу детали. Рабочий чертеж детали представлен в эскизном варианте на рисунок

Рисунок 2.3а – Эскиз тарелки

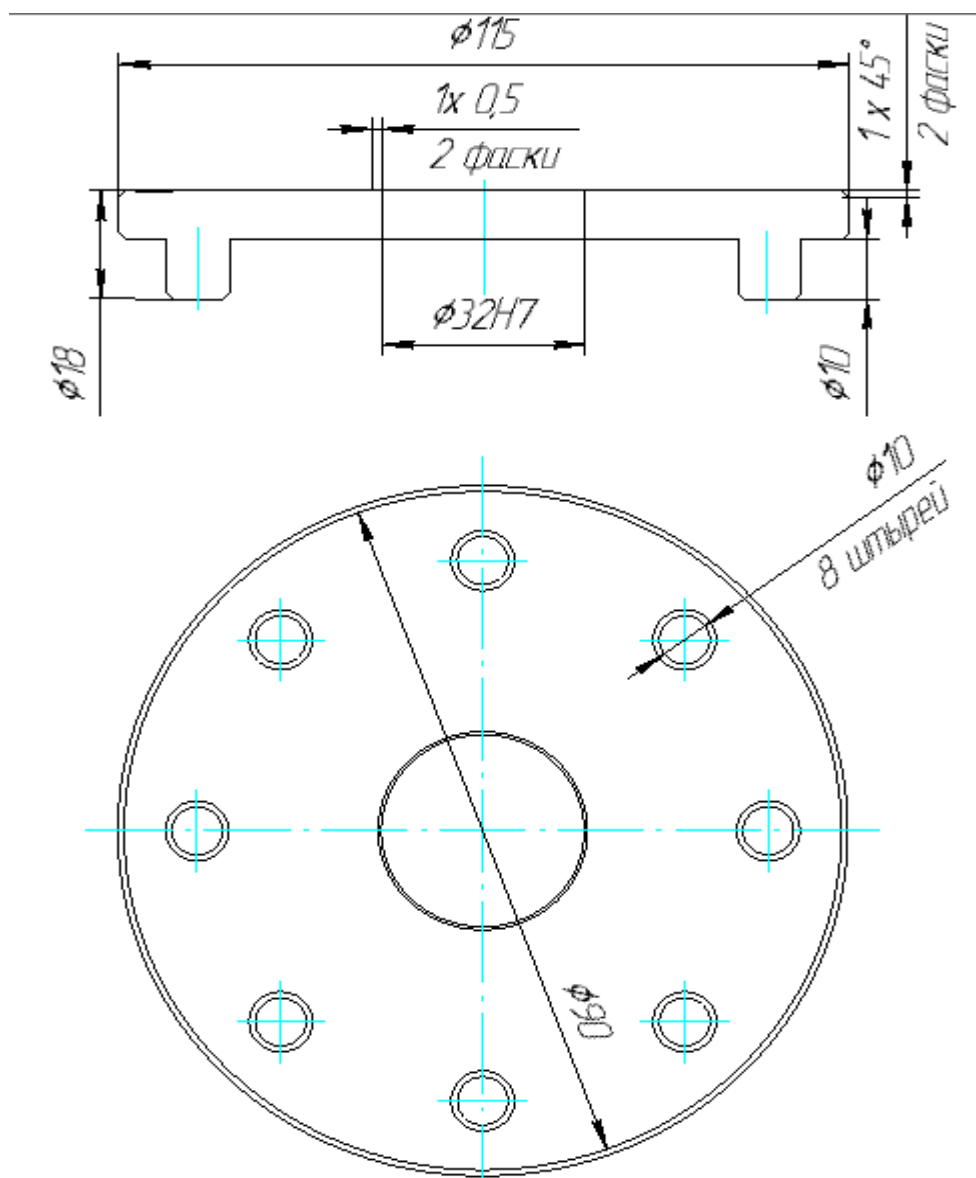
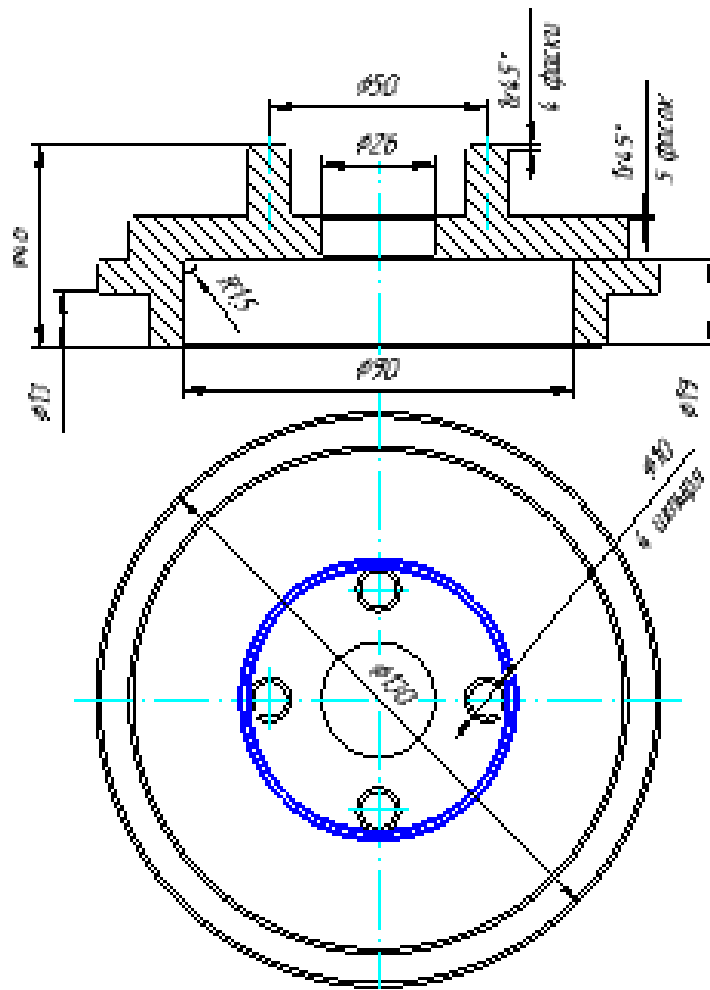


Рисунок 2.3 – Вид крышки



4.4 АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕЖОПЕРАЦИОННЫХ ПРИПУСКОВ

Припуск - слой материала, удаляемый с поверхности заготовки в целях достижения заданных свойств обрабатываемой поверхности детали.

Припуск на обработку поверхностей детали может быть назначен по соответствующим справочным таблицам, ГОСТам или на основе расчетно-аналитического метода определения припусков.

ГОСТы и таблицы позволяют назначить припуски независимо от технологического процесса обработки детали и условий его осуществления и поэтому в общем случае являются завышенными, содержат резервы снижения расхода материала и трудоемкости изготовления детали.

Расчетно-аналитический метод определения припусков на обработку (РАМОП), разработанный профессором В.М. Кованом, базируется на анализе фактов, влияющих на припуски предшествующего и выполняемого переходов технологического процесса обработки поверхности. Значение припуска определяется методом дифференциального расчета по элементам, составляющим припуск. РАМОП предусматривает расчет припусков по всем последовательно выполняемым технологическим переходам обработки данной поверхности детали, их суммированием для определения общего припуска на обработку поверхности и расчет промежуточных размеров, определяющих положение поверхности, и размеров заготовки. Расчетной величиной является минимальный припуск на обработку, достаточный для устранения на выполняемом переходе погрешностей и дефектов поверхностного слоя, полученных на предшествующем переходе, и компенсации погрешностей, возникающих на выполняемом переходе. Промежуточные размеры, определяющие положение обрабатываемой поверхности, и размеры заготовки рассчитывают с использованием минимального припуска. Применение РАМОП сокращает в среднем отход металла в стружку по сравнению с табличными значениями, создает единую систему определения припусков на обработку и размеров детали по технологическим переходам и заготовок, способствует повышению технологической культуры производства.

В технологии машиностроения существуют методы автоматического получения размеров (МАПР) и индивидуального получения размеров (МИПР).

Минимальный припуск определяется по формуле табл.4.2 [5] с.62, мкм:

$$2Z_{i\min} = 2 \cdot [(R_z + h)_{i-1} + \sqrt{\rho_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2}], \quad (2.14)$$

где $R_{z_{i-1}}$ – высота неровностей профиля на предшествующем переходе, определяется по справочнику [6] табл.5, для соответствующей операции;

h_{i-1} – глубина дефектного поверхностного слоя на предшествующем переходе определяется по справочнику [6] табл.5, аналогично $R_{z_{i-1}}$;

ρ_{i-1} - суммарное пространственное отклонение определяем по формуле (для заготовки), мкм, определяется по формуле 2.15:

$$\rho_{дет} = \sqrt{\rho_{см}^2 + \rho_{кор}^2}, \quad (2.15)$$

где $\rho_{см}$ - смещение осей отливок, отверстия как в диаметральном, так и в осевом направлении, мкм.

При обработке корпусной детали с базированием ее по отверстиям с параллельными осями и плоскости, перпендикулярной к ним это смещение принимают равным допуску на смещение осей отверстий.

$$\begin{aligned} \rho_{см} &= \delta \\ \rho_{см} &= 0,310 \cdot 2 = 0,62 \end{aligned}$$

$\rho_{кор}$ - коробление отверстия как в диаметральном, так и в осевом направлении, мкм. [6], с.192

$$\rho_{кор} = \Delta_k \cdot l, \quad (2.16)$$

где Δ_k - удельная величина коробления, мкм/мм, по табл.22[6], с.192

$\Delta_k=0,7-1$, принимаем 1,

l-наибольший размер заготовки тогда:

$$\begin{aligned} \rho_{кор} &= 1 \cdot 185 = 185 \\ \rho &= \sqrt{620^2 + 185^2} = 650 \end{aligned}$$

После сверления отверстия в заготовке имеем следующее пространственное суммарное отклонение, определяется по формуле 2.17, мкм:

$$\rho_{дет} = \sqrt{(\Delta_y \cdot l)^2 + C_0^2}, \quad (2.17)$$

где Δ_y - удельное значение увода оси, мкм/мм;

l-длина отверстия, мм;

C_0 -смещение оси отверстия, мкм.

По таблице 25 [6] с. 196:

$$\rho_{дет} = \sqrt{(1,7 \cdot 11)^2 + 15^2} = 24.$$

Для каждой последующей операции, остаточное коробление составит, мкм:

$$\rho = \rho_{заг} \cdot K_{уточн},$$

где $K_{уточн}$ - коэффициент уточнения формы, определяется по рекомендациям табл.22[5] с.73

ε_i – суммарная погрешность определяется по формуле, мкм:

Погрешность установки определяем по формуле 2.18 [9, с. 74]):

$$\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_6^2 + \varepsilon_3^2}, \quad (2.18)$$

где ε_6 – погрешность базирования, имеет место при не совмещении установочной и технологической баз, $\varepsilon_6=0$.

ε_3 – погрешность закрепления, мкм: по таблице 4.10. [9]

$$\varepsilon = 120 \text{ мкм.}$$

На всех остальных переходах $\varepsilon = 0$, так как обработка ведется за один установ.

Технологический маршрут обработки отверстия определяем, согласно рекомендациям таблицы 7, [9], он состоит из следующих операций:

- 1) Сверление
- 2) Зенкерование
- 3) Развертывание

Суммарное значение пространственных отклонений для заготовки:

Для операций зенкерование: $\Delta_3 = 0,05$,

развертывание: $\Delta_4 = 0,002$.

$$\rho_3 = 24 \times 0,05 = 0,12 \text{ мкм;}$$

$$\rho_4 = 0,12 \times 0,002 = 0,00024 \text{ мкм;}$$

Значения параметра шероховатости R_z и глубина дефектного слоя h для всех технологических переходов обработки поверхности назначаем по таблицам 4.3 и 4.5 [6]. На основании записанных в таблице данных производим расчёт минимальных значений межоперационных припусков, пользуясь основной формулой, тогда минимальный припуск будет равен:

для сверления:

$$2Z_{i \min} = 2 \cdot [(320 + 260) + \sqrt{650^2 + 120^2}] = 2 \times 1240 \text{ мкм,}$$

для зенкерования:

$$2Z_{i \min} = 2 \cdot [(40 + 60) + \sqrt{24^2 + 0}] = 2 \times 124 \text{ мкм,}$$

для развертывания

$$2Z_{i \min} = 2 \cdot [(30 + 30) + \sqrt{0,12^2 + 0}] = 2 \times 60,12 \text{ мкм}$$

Значение припусков занесем в таблицу 16.

В графе расчетный размер значения диаметров определяются следующим образом:

$$d_{pi} = d_{i+1} - 2 \cdot Z_{i+1} \quad (2.19)$$

$$\text{зенкерование- } d_{\text{расч}} = 12,027 - 2 \cdot 0,061 = 11,905$$

$$\text{сверление- } d_{\text{расч}} = 11,905 - 2 \cdot 0,124 = 11,657.$$

В графе предельный размер наибольшее значение получается по расчетным размерам, округленным до точности допуска соответствующего перехода.

Минимальное значение предельного размера получается из максимального, за вычетом соответствующего допуска :

$$d_{\min} = d_{\max} - \delta \quad (2.20)$$

$$\text{зенкерование} - d_{\min 1} = 11,905 - 0,043 = 11,862$$

$$\text{сверление} - d_{\min 2} = 11,657 - 0,18 = 11,477.$$

Максимальные предельные значения припусков Z_{\min}^{np} равны разности наибольших предельных размеров выполняемого и предшествующего переходов, а максимальные значения Z_{\max}^{np} – соответственно разности наибольших предельных размеров.

$$2Z_{\min}^{np} = d_{\min, i-1} - d_{\min, i}, \quad (2.21)$$

$$2Z_{\max}^{np} = d_{\max, i-1} - d_{\max, i}, \quad (2.22)$$

$$\text{для зенкерования} \quad 2Z_{\min}^{np} = 12,027 - 11,905 = 0,122 \text{ мм};$$

$$2Z_{\max}^{np} = 12 - 11,862 = 0,138 \text{ мм};$$

$$\text{для развертывания} \quad 2Z_{\min}^{np} = 11,905 - 11,657 = 0,248 \text{ мм};$$

$$2Z_{\max}^{np} = 11,862 - 11,477 = 0,385 \text{ мм}$$

Общие номинальные припуски определяем, суммируя промежуточные припуски, и записываем их значения внизу соответствующих граф.

Общие номинальные припуски определяем, суммируя промежуточные припуски, и записываем их значения внизу соответствующих граф.

$$2Z_{o \min} = 122 + 248 = 370 \text{ мкм}; \quad 2Z_{o \max} = 138 + 385 = 523 \text{ мкм};$$

По рассчитанным данным строим схему расположения полей допусков. Производим проверку правильности выполненных расчётов:

$$2Z_{\max}^{np} - 2Z_{\min}^{np} = \delta_{d_{i-1}} - \delta_{d_i}$$

$$385 - 248 = 137 - 43 = 137 \text{ мкм, верно};$$

$$138 - 122 = 16 - 27 = 16 \text{ мкм, верно};$$

4.5 РАСЧЕТ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ

Расчет режимов обработки поверхности $\varnothing 6 \text{ H8}^{(+0,027)}$

Расчет ведем по [8] аналитическим методом.

2 Сверление

Оборудование: вертикально-фрезерно-сверлильно-расточном станок модели MULTUS 3000 с мощностью электродвигателя $N_3 = 6,3$ кВт, $\eta = 0,9$.

Инструмент: Концевая фреза $\varnothing 36$ мм,

Материал режущей части: быстрорежущая сталь P6M5 ГОСТ9304-74.

Ширина фрезерования: $B = 55,5$ мм.

Глубина резания: $t' = 2$ мм.

Число зубьев фрезы $z = 4$ (карта 161[10]).

$N_3 = 3,7$ кВт.

Инструмент – сверло спиральное с цилиндрическим хвостовиком из быстрорежущей стали по ГОСТ 10902-77 для обработки сквозных отверстий, $D = 11,5$ мм.

Материал рабочей части - быстрорежущая сталь - P6M5.

Геометрические элементы – [таблица 43, с.150]:

форма заточки – НП;

задний угол $\alpha_3 = 16^\circ$;

угол наклона поперечной кромки $\psi = 50^\circ$.

Глубина резания t мм:

$$t = \frac{11,5}{2} = 5,75;$$

Подача, мм/об определяется по таблице 25, с.277:

$S = 0,25 \dots 0,28$, но т.к. отверстие доводится до H8, то вводится поправочный коэффициент $K_{0c} = 0,5 \rightarrow$

$$S = 0,26 * 0,5 = 0,13.$$

Скорость резания

K_{mv} – коэффициент, учитывающий механические свойства обрабатываемого материала, по таблице 1, с.261.

$$K_{mv} = 1,0 \cdot \left(\frac{750}{320} \right)^{-0,9} = 0,5;$$

K_{nv} – коэффициент, учитывающий состояние поверхности заготовки, по таблице 5, с. 263 - $K_{nv} = 0,8$;

$K_{ив}$ – коэффициент, учитывающий влияние материала режущей части инструмента, по таблице 6, с. 263 - $K_{ив} = 1,0$.

K_{lv} – коэффициент, учитывающий глубину сверления, по таблице 31.
 $K_{lv} = 1$.

$$K_v = 0,5 \times 0,8 \times 1,0 \times 1 = 0,4.$$

Значения постоянной C_v и показателей степеней m , x , y определяем по таблице 29, с.279 :

$$C_v = 7; \quad y = 0,7;$$

$$q = 0,4; \quad m = 0,20 ;$$

$$V = \frac{7 \cdot 11,5^{0,4}}{25^{0,20} \cdot 0,13^{0,70}} \cdot 0,4 = 16,3.$$

Частота вращения шпинделя , об/мин

$$n_p = \frac{1000 \cdot 16,3}{3,14 \cdot 11,5} = 451,3 .$$

По паспорту станка примем $n = 451$ об/мин.

Крутящий момент и осевая сила:

K_p – поправочный коэффициент учитывающий фактические условия обработки:

$$K_p = K_{mp},$$

K_{mp} –коэффициент, учитывающий механические свойства обрабатываемого материала, по таблице 9, с.264:

$$K_{mp} = \left(\frac{320}{750} \right)^{0,75} = 0,52$$

Значения постоянной C_p и C_m и степеней q , m , x , y определяем по таблице 32, с.281 :

$$C_m = 0,0345; \quad C_p = 68;$$

$$q = 2,0; \quad y = 0,70.$$

$$y = 0,8; \quad q = 1.$$

$$M_{kp} = 10 \cdot 0,0345 \cdot 11,5^{2,0} \cdot 0,13^{0,80} \cdot 0,52 = 4,5 ;$$

$$P_o = 10 \cdot 68 \cdot 0,13^{0,70} \cdot 11,5 \cdot 0,52 = 989,7 .$$

Мощность резания , кВт.:

$$N = \frac{4,5 \cdot 451}{9750} = 0,2 .$$

Мощность резания должна быть меньше мощности на шпинделе.

$$N < N_{\text{шп.}} \\ N_{\text{шп.}} \cdot \eta .$$

где η – КПД станка, $\eta = 0,8$.

$N_{\text{шп.}} = 3,7 \times 0,8 = 2,96,2 \text{ кВт}$, условие выполняется, следовательно рассчитанные режимы обработки принимаем.

$$T_o = \frac{L}{n \cdot S} = \frac{10+3}{0,13 \cdot 451} = 0,2$$

4.6 РАСЧЕТ ПОГРЕШНОСТИ ОБРАБОТКИ

Для окончательного развертывания Ø12Н8 рассчитывается суммарная погрешность механообработки.

Суммарная погрешность является случайной величиной и рассчитывается по формуле ([7], с.23):

$$\Delta_{\Sigma} = \frac{2}{K} \cdot \sqrt{(K_2 \cdot \Delta_y)^2 \cdot (K_3 \cdot \Delta_n)^2 \cdot (K_4 \cdot \Delta_n)^2 \cdot (K_5 \cdot \Sigma \Delta_{\text{ст}})^2 \cdot (K_6 \cdot \Sigma \Delta_T)^2} , \quad (2.43)$$

где $K_2=K_3=1$ (нормальный закон распределения);

$K_4=K_5=K_6=1,73$ (закон равной вероятности);

$1/K=0,683$ (суммарная погрешность для заданной гарантированной надежности $P_T=0,95$ [7, с. 24]).

Δ_y – колебание упругих деформаций технологической системы под влиянием нестабильных нагрузок, по [7] , с.27

$$J = P_y / \Delta_y , \quad (2.44)$$

где P_y - сила упругих отжатий, н;

Δ_y - смещение под действием этой силы, мкм.

По таблице 11 для вертикально-сверлильных станков при обработке Ø25-40 мм

$$J = 12250 \cdot 1000 / 300 = 40833 \text{ Н/мм.}$$

Тогда для окончательного растачивания смещение составит :

$$J=3,36/40833=0,00008 \text{ мм ,}$$

$$\Delta_y = 0,08 \approx 0,1 \text{ мкм;}$$

Δ_n – погрешность настройки станка на выдерживаемый размер с учетом точностной характеристики применяемого метода обработки [7] , с.71 , мкм:

$$\Delta_u = \sqrt{\left(k_u * \frac{\Delta_n}{2}\right)^2 + (k_p * \Delta_p)^2} , \quad (2.45)$$

где Δ_n - допустимые погрешности измерения размеров, в зависимости от номинального размера и качества, мкм, по (1.42) 27 $\Delta_n=7$;

Δ_p – погрешность регулирования инструмента при наладке на размер, мкм, по таблице 26 $\Delta_p=2$;

K_p, K_n - коэффициент, учитывающие отклонения законов распределения величин Δ_n, Δ_p от нормального закона распределения, 1 и 1,14 соответственно;

$$\Delta_u = \sqrt{(1,14 * 2)^2 + 1 * \left(\frac{7}{2}\right)^2} = 4,17$$

Δ_u – погрешность от размерного износа режущего инструмента, мкм [7] , с.84 ,мкм

$$\Delta_u = \frac{L}{1000} * u_0 , \quad (2.46)$$

где L-длина резания ,мм,

$$L = \pi \cdot D \cdot \frac{l}{s} ,$$

где D-диаметр обрабатываемого отверстия, мм, Ø12;

l-длина обрабатываемой поверхности , мм, 11;

u_0 -размерный износ инструмента ,мкм, табл.29 $u_0=2$.

$$\Delta_u = \frac{3,14 \cdot 12 \cdot 11}{1000 \cdot 0,2} * 2 = 4,14$$

$\Sigma\Delta_{\text{ст}}$ – геометрические погрешности станка, влияющие на выдерживаемый размер с учетом износа станка за период эксплуатации, $\Sigma\Delta_{\text{ст}}=4$ мкм (таблица 23 [7]);

$\Sigma\Delta_{\text{т}}$ – колебание упругих объемных и контактных деформаций элементов технологической системы от нагрева за счет теплоты, выделяющейся при резании, от трения подвижных элементов системы и колебаний температуры в цехе.

Приближенно примем $\Sigma\Delta_{\text{т}} = (0,3 \dots 0,4) \cdot \Delta_{\Sigma}$ [7, с.76]. Приравняв Δ_{Σ} к $\delta_{\text{т}}$, получим:

$$\Sigma\Delta_{\text{т}} = (0,3 \dots 0,4) \cdot \delta_{\text{т}} = (0,3 \dots 0,4) \cdot 27 = 8,1 \text{ мкм.}$$

$$\Delta_{\Sigma} = 2 \cdot 0,63 \cdot \sqrt{0,1^2 + 4,17^2 + (1,73 \cdot 4,14)^2 + (1,73 \cdot 4)^2 + (1,73 \cdot 8,1)^2} \approx 22,3 \text{ мкм.}$$

Вывод: $22,3 < 57$ следовательно, суммарная погрешность механообработки не превышает допустимого значения.

4.7 РАСЧЕТ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ ТАБЛИЧНЫМ ПУТЕМ

10.1 Операция 005

Производится подготовка чистовых базирующих поверхностей, в качестве которых приняты обе плоские поверхности выступов 185x38, отверстия $\varnothing 29,5$ доведенные до Н8.

По соответствующим картам [10], выбираем количество стадий обработки:

- 1) Плоская поверхность 185 x 40, R_z 80 -фрезеруют однократно;
- 2) Плоская поверхность 185x38, R_z 80 (обратная сторона)- фрезеруют однократно;
- 3) Отверстие $\varnothing 29,5$:

3) Фрезерование плоской поверхности 185x38, R_z 80

Оборудование: Оборудование: вертикально-фрезерно-сверлильно-расточном станок модели MULTUS 3000 с мощностью электродвигателя $N_e = 6,3$ кВт, $\eta = 0,9$.

Инструмент: Концевая фреза $\varnothing 36$ мм,

Материал режущей части: быстрорежущая сталь P6M5 ГОСТ9304-74.

Ширина фрезерования: $B = 55,5$ мм.

Глубина резания: $t' = 2$ мм.

Число зубьев фрезы $z = 4$ (карта 161[10]).

По карте 72 с.204 определим коэффициент количества стадий обработки:

$$K_{co}' = 0,1,$$

по карте 72 с.202 определим действительный K_{co} :

$$K_{co} = \delta * K_{dz} * K_{дМ} * K_{dj} * K_{дв}, \text{ где}$$

K_{dz} -коэффициент учитывающий число зубьев фрезы $K_{dz} = 1$;

$K_{дМ}$ - коэффициент учитывающий твердость обрабатываемого материала, (HB=167-207) $K_{дМ} = 1$;

K_{dj} - коэффициент учитывающий отношения вылета фрезы к диаметру,

$$K_{dj} = 1;$$

$K_{дв}$ - коэффициент учитывающий отношения ширины фрезерования к диаметру $K_{дв} = 0,33$.

$$K_{co} = 1 * 0,33 = 0,33 < 0,1,$$

следовательно, обработка будет идти в 2 прохода, причем коэффициент деления припуска (карта 73 с.206):

$$K_{до1} = 0,5,$$

$$K_{до2} = 0,5.$$

Таким образом, **глубина резания:** $t_1 = 1$ мм,

$$t_2=1 \text{ мм.}$$

Подача на зуб фрезы: $S_{zT}=0,07$ мм/зуб (карта 79 [10] с.213).

Выбранное значение подачи умножают на поправочные коэффициенты карта 79 с.214 :

K_{sM} –коэффициент учитывающий твердость обрабатываемого материала, (HB=167-207), $K_{sM} = 1$;

K_{sH} – поправочный коэффициент учитывающий марку инструментального материала, (Т15К6) , $K_{sH} = 1$;

K_{sZ} –поправочный коэффициент отношения фактического числа зубьев к нормативному, $K_{sZ} = 0,9$.

$$S=0,07*0,9=0,063\approx 0,06.$$

Скорость резания , м/мин/ Мощность резания, кВт: выбираем по карте 65[10], с.191:

$$V_T/N_T=37/1,1 .$$

С учетом поправочных коэффициентов, карта 84 с.220 :

K_{vO}, K_{No} –коэффициент учитывающий обрабатываемый материал, $K_{vO}, K_{No}= 1$.

K_{vM}, K_{NM} – коэффициент учитывающий твердость обрабатываемого материала, (HB=167-207), $K_{vM}, K_{NM}= 1$.

K_{vH}, K_{NH} –поправочный коэффициент учитывающий марку инструментального материала, (Р6М5) , $K_{vH} = 1$.

K_{vT}, K_{NT} – поправочный коэффициент периода стойкости фрезы $T=60$ мин $\rightarrow K_{vT}= K_{NT} =1$.

K_{vII}, K_{NII} – поправочный коэффициент учитывающий состояние поверхности заготовки , $K_{vII}= K_{NII} =1$.

K_{vB}, K_{NB} – поправочный коэффициент отношения фактической ширины фрезерования к нормативной, $55,5/140\approx 0,4\rightarrow K_{vM} = 0,8=K_{NB}=0,8$.

$K_{vж}$ – поправочный коэффициент наличия охлаждения $K_{vж}=1$.

$$V = 37 \cdot 0,75 = 29,6 .$$

Определим частоту вращения шпинделя , об/мин:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 29,6}{3,14 \cdot 25} = 377 .$$

По паспорту станка принимаем $n=377\text{мин}^{-1}$.

Мощность резания, кВт:

$$N = 1 \cdot 0,8 \cdot \frac{29,6}{31} = 0,76$$

$$N = 0,76 < N_c \cdot \eta = 6,3 \cdot 0,9 = 5,7$$

Расчет основного времени ведем по формуле, мин. :

$$T_o = \frac{L}{n \cdot S_z \cdot Z} = \frac{(55,5 + 37) \cdot 4}{377 \cdot 0,06 \cdot 4} = 3,45 .$$

10.2 Операция 010

- 1) Подрезка торцов.
- 2) Растачивание.
- 3) Точение.

- 1) Растачивание

Оборудование: Оборудование: вертикально-фрезерно-сверлильно-расточном станок модели MULTUS 3000 с мощностью электродвигателя $N_s = 6,3$ кВт , $\eta = 0,9$.

Инструмент - резец расточной с механическим креплением пластины из твердого сплава.

Материал рабочей части - пластина - твердый сплав T14K8.

Материал корпуса резца - сталь 40X по ГОСТ 4543-71.

Геометрические элементы – приложения 8 с.305 [10]:

угол в плане $\varphi = 92^\circ$;

передний угол $\gamma = 5^\circ$;

задний угол $\alpha = 5^\circ$;

угол наклона передней кромки $\lambda = 0^\circ$.

Глубина резания t мм, $t = 2,4$.

Подача, мм/об, карта 3, с.38 [10]:

$$S_{от} = 0,14.$$

Выбранное значение подачи умножают на поправочный коэффициент, карта 5 с.43 :

K_{S_M} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от механических свойств обрабатываемого материала, $K_{S_M} = 0,9$;

K_{S_y} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от схемы установки заготовки, $K_{S_y} = 1$;

$K_{S_{II}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от состояния поверхности заготовки, $K_{S_{II}} = 0,85$;

$K_{S_{\phi}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от геометрических параметров резца, $K_{S_{\phi}} = 0,95$;

K_{S_j} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от жесткости станка, $K_{S_j} = 0,8$;

$K_{S_{II}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий марку инструментального материала, $K_{S_{II}} = 1,1$;

K_{S_p} – поправочный коэффициент от способа крепления пластины, $K_{S_p} = 1$;

K_{S_D} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от сечения державки, $K_{S_D} = 0,8$;

$$S = 0,14 * 0,95 * 0,85 * 0,8 = 0,1$$

Принимаем $S = 0,15$ мм/об.

Скорость определяется по карты 21, с.74.

$$V_T = 190 \text{ м/мин.}$$

Выбранное значение скорости умножают на поправочные коэффициенты, карта 23 с.82, м/мин.:

$K_{V_{II}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий марку инструментального материала, $K_{V_{II}} = 1$;

K_{V_c} – поправочный коэффициент учитывающий группу обрабатываемости, $K_{V_c} = 1$;

K_{V_o} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от вида обработки, $K_{V_o} = 1$;

K_{V_j} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от жесткости станка, $K_{V_j} = 0,8$;

K_{V_M} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от механических свойств обрабатываемого материала, $K_{V_M} = 1$;

K_{V_ϕ} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от геометрических параметров резца, $K_{V_\phi} = 0,95$;

K_{V_T} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от периода стойкости режущей части резца $K_{V_T} = 0,8$;

$K_{V_{ж}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от наличия охлаждения, $K_{V_{ж}} = 1,0$.

$$V = 190 \cdot 0,95 = 180,5.$$

Определим частоту вращения шпинделя, об/мин:

$$n_p = \frac{1000 \cdot 180,5}{3,14 \cdot 132,9} = 432,5$$

По паспорту станка частота вращения шпинделя регулируется бесступенчато, $n = 432$ об/мин.

Мощность резания:

Мощность, кВт, карта 21, с.74:

$$N_T = 4,0 .$$

KN_M – коэффициент, учитывающий механические свойства обрабатываемого материала, карта 24, с.85, $KN_M = 1$.

$$N = 4 \frac{180,5}{190} = 3,8$$

Мощность резания должна быть меньше мощности на шпинделе.

$$N < N_{шп} ,$$

$N_{шп} \cdot \eta = 10 \times 0,8 = 8$ кВт, условие выполняется, то рассчитанные режимы обработки принимаем.

$$T_o = \frac{L \cdot I}{n \cdot S} = \frac{140 \cdot 1}{432 \cdot 0,15} = 2,12$$

2) Точение контурной поверхности

Оборудование: Оборудование: вертикально-фрезерно-сверлильно-расточном станок модели MULTUS 3000 с мощностью электродвигателя $N_e = 6,3$ кВт, $\eta = 0,9$.

Инструмент - резец канавочный.

Материал рабочей части - пластина - твердый сплав T14K8.

Материал корпуса резца - сталь 40X по ГОСТ 4543-71.

Геометрические элементы – приложения 8 с.305 [10]:

угол в плане $\varphi = 90^\circ$;

передний угол $\gamma = 5^\circ$;

задний угол $\alpha = 5^\circ$;

угол наклона передней кромки $\lambda = 0^\circ$.

Глубина резания t мм, $t = 2,2$.

Подача, мм/об, карта 3, с.38 [10]:

$$S_{от} = 0,5.$$

Выбранное значение подачи умножают на поправочный коэффициент, карта 5 с.43 :

K_{S_M} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от механических свойств обрабатываемого материала, $K_{S_M} = 1$; K_{S_Y}

– поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от схемы установки заготовки, $K_{S_Y} = 1$;

$K_{S_{II}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от состояния поверхности заготовки, $K_{S_{II}} = 0,85$;

$K_{S_{\varphi}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от геометрических параметров резца, $K_{S_{\varphi}} = 0,95$;

K_{S_j} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от жесткости станка, $K_{S_j} = 0,8$;

$K_{S_{и}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий марку инструментального материала, $K_{S_{и}} = 1,1$;

$K_{S_{р}}$ – поправочный коэффициент от способа крепления пластины, $K_{S_{р}} = 1,05$;

$K_{S_{D}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от сечения державки, $K_{S_{D}} = 1,0$;

$$S = 0,5 \cdot 1,05 \cdot 0,95 \cdot 0,85 \cdot 0,8 = 0,339$$

Принимаем $S = 0,35$ мм/об.

Скорость, м/мин., определяется по карте 21, с.74.

$$V_T = 159.$$

Выбранное значение скорости умножают на поправочные коэффициенты, карта 23 с.82, м/мин.:

$K_{V_{и}}$ – поправочный коэффициент учитывающий марку инструментального материала, $K_{V_{и}} = 1,1$;

$K_{V_{с}}$ – поправочный коэффициент учитывающий группу обрабатываемости, $K_{V_{с}} = 1$;

$K_{V_{о}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от вида обработки, $K_{V_{о}} = 1$;

$K_{V_{j}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от жесткости станка, $K_{V_{j}} = 1$;

$K_{V_{м}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от механических свойств обрабатываемого материала, $K_{V_{м}} = 1$;

$K_{V_{\phi}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от геометрических параметров резца, $K_{V_{\phi}} = 0,95$;

$K_{V_{T}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от периода стойкости режущей части резца $K_{V_{T}} = 1$;

$K_{V_{ж}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от наличия охлаждения, $K_{V_{ж}} = 1,0$.

$$V = 159 \cdot 1,1 \cdot 0,95 = 166,2.$$

Определим частоту вращения шпинделя, об/мин:

$$n_p = \frac{1000 \cdot 166,2}{3,14 \cdot 101} = 524$$

По паспорту станка частота вращения шпинделя регулируется бесступенчато, $n = 524$.

Мощность резания:

Мощность, кВт, карта 21, с.74:

$$N_T = 5.8 .$$

$$N = N_T \times \frac{V_\phi}{V_p} \times K_{N_M} , \text{ где}$$

K_{N_M} – коэффициент, учитывающий механические свойства обрабатываемого материала, карта 24, с.85, $K_{N_M} = 1$.

$$N = 5,8 \frac{166,2}{159} = 6,06$$

Мощность резания должна быть меньше мощности на шпинделе.

$$N < N_{\text{шп}} ,$$

$N_{\text{шп}} \cdot \eta = 10 \times 0,8 = 8$ кВт, условие выполняется, то рассчитанные режимы обработки принимаем.

$$T_o = \frac{L \cdot I}{n \cdot S} = \frac{(31,9 + 19 + 2 \cdot 5) \cdot 1}{0,35 \cdot 524} = 0,33$$

3) Растачивание $\varnothing 100$.

Оборудование: Оборудование: вертикально-фрезерно-сверлильно-расточном станок модели MULTUS 3000 с мощностью электродвигателя $N_e = 6,3$ кВт , $\eta = 0,9$.

Инструмент - резец расточной с механическим креплением пластины из твердого сплава.

Материал рабочей части - пластина - твердый сплав T14K8.

Материал корпуса резца - сталь 40X по ГОСТ 4543-71.

Геометрические элементы – в приложении 8 с.305 [10]:

угол в плане $\varphi = 92^\circ$;

передний угол $\gamma = 5^\circ$;

задний угол $\alpha = 5^\circ$;

угол наклона передней кромки $\lambda = 0^\circ$.

Глубина резания t мм, $t = 2,4$.

Подача, мм/об, карта 3, с.38 [10]:

$$S_{\text{от}} = 0,14.$$

Выбранное значение подачи умножают на поправочный коэффициент, карта 5 с.43 :

K_{S_M} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от механических свойств обрабатываемого материала, $K_{S_M} = 0,9$;

K_{S_y} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от схемы установки заготовки, $K_{S_y} = 1$;

$K_{S_{\Pi}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от состояния поверхности заготовки, $K_{S_{\Pi}} = 0,85$;

$K_{S_{\phi}}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от геометрических параметров резца, $K_{S_{\phi}} = 0,95$;

K_{S_j} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от жесткости станка, $K_{S_j} = 0,8$;

K_{S_i} – поправочный коэффициент, учитывающий марку инструментального материала, $K_{S_i} = 1,1$;

K_{S_p} – поправочный коэффициент от способа крепления пластины, $K_{S_p} = 1$;

K_{S_D} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от сечения державки, $K_{S_D} = 0,8$;

$$S = 0,14 * 0,95 * 0,85 * 0,8 = 0,1$$

Принимаем $S = 0,15$ мм/об.

Скорость определяется по карты 21, с.74.

$$V_T = 190 \text{ м/мин.}$$

Выбранное значение скорости умножают на поправочные коэффициенты, карта 23 с.82, м/мин.:

K_{V_i} – поправочный коэффициент, учитывающий марку инструментального материала, $K_{V_i} = 1$;

K_{V_c} – поправочный коэффициент учитывающий группу обрабатываемости, $K_{V_c} = 1$;

K_{V_o} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от вида обработки, $K_{V_o} = 1$;

K_{V_j} – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от жесткости станка, $K_{V_j} = 0,8$;

Kv_m – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от механических свойств обрабатываемого материала, $Kv_m = 1$;

Kv_ϕ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от геометрических параметров резца, $Kv_\phi = 0,95$;

Kv_T – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от периода стойкости режущей части резца $Kv_T = 0,8$;

$Kv_{ж}$ – поправочный коэффициент для изменения условий работы в зависимости от наличия охлаждения, $Kv_{ж} = 1,0$.

$$V = 190 \cdot 0,95 = 180,5.$$

Определим частоту вращения шпинделя, об/мин:

$$n_p = \frac{1000 \cdot 180,5}{3,14 \cdot 100} = 574,8$$

По паспорту станка частота вращения шпинделя регулируется бесступенчато, $n = 574$ об/мин.

Мощность резания:

Мощность, кВт, карта 21, с.74:

$$N_T = 4,0 .$$

KN_M – коэффициент, учитывающий механические свойства обрабатываемого материала, карта 24, с.85, $KN_M = 1$.

$$N = 4 \frac{180,5}{190} = 3,8$$

Мощность резания должна быть меньше мощности на шпинделе.

$$N < N_{шп} ,$$

$N_{шп} \cdot \eta = 10 \times 0,8 = 8$ кВт, условие выполняется, то рассчитанные режимы обработки принимаем.

$$T_o = \frac{L \cdot I}{n \cdot S} = \frac{20 + 3}{574 \cdot 0,15} = 0,24 \text{ мин.}$$

4.8 РАСЧЕТ НОРМ ВРЕМЕНИ НА ОПЕРАЦИИ

Нормирование основного времени:

$$T_0 = \frac{L_{px}}{n \cdot S} \times i, \quad (2.43)$$

где i – количество обрабатываемых поверхностей.

L_{px} – расчетная длина рабочего хода инструмента,

$$L_{px} = L_p + y + \Delta, \quad (2.44)$$

где L_p – длина обрабатываемой поверхности в направлении подачи, мм;

y – длина врезания, мм;

Δ – величина перебега, мм;

n – частота вращения шпинделя, об/мин;

S – подача за один оборот шпинделя, мм/об;

I – число проходов:

$$i = \frac{h}{t}, \quad (2.45)$$

где h – припуск на обработку, мм;

t – глубина резания, мм.

Нормирование вспомогательного времени, мин:

$$T_в = T_{уст} + T_{пер} + T_{контр}, \quad (2.46)$$

где $T_{уст}$ – время на установку и снятие детали, мин;

$T_{пер}$ – время, связанное с переходом, состоит из времени на приемы: подвод инструмента, установка инструмента на размер, включение подачи и вращения шпинделя, отвод инструмента и т. д., мин;

$T_{конт}$ – вспомогательное время на контрольные измерения, которые производятся после окончания обработки поверхности.

Нормирование времени на обслуживание рабочего места, мин:

$$T_{об} = T_{тех} + T_{орг}, \quad (2.47)$$

где $T_{тех}$ – время на техническое обслуживание рабочего места, мин;

$T_{\text{орг}}$ – время на организационное обслуживание рабочего места, мин

В условиях серийного производства время на обслуживание рабочего места выражают в процентах от оперативного времени в зависимости от группы станка.

Нормирование времени на отдых и личные надобности:

Время на отдых и личные надобности зависит от условий труда, которые в свою очередь, определяются факторами утомляемости и определяют в процентах от оперативного времени.

Нормирование подготовительно-заключительного времени

Содержание подготовительных работ зависит от типа производства, применяемых форм организации производства и труда, а также характера нормируемой операции.

Нормирование производится по нормативам.

Нормирование штучно- калкуляционного времени производится по формуле

$$T_{\text{шт-к}} = T_{\text{шт}} + T_{\text{пз}}/n, \quad (2.48)$$

где $T_{\text{пз}}$ - подготовительно- заключительное время, мин;

n - величина партии деталей, шт.

Расчет нормы штучного времени, мин:

$$T_{\text{шт}} = (T_{\text{ац}} + T_{\text{с}} \cdot K_{\text{мс}}) \cdot \left(1 + \frac{a_{\text{тех}} + a_{\text{орг}} + a_{\text{отд}}}{100} \right), \quad (2.49)$$

где $T_{\text{ац}}$ – время автоматического цикла работы станка, мин:

$$T_{\text{ац}} = T_{\text{о}} + T_{\text{мс}}, \quad (2.50)$$

где $T_{\text{мв}}$ - машинно-вспомогательное время по программе, мин;

$T_{\text{в}}$ – вспомогательное время на операцию;

$a_{\text{тех}}$, $a_{\text{орг}}$, $a_{\text{отд}}$ – время на обслуживание рабочего места и время на отдых и личные надобности, в процентах от оперативного времени, %:

$$T_{\text{оп}} = T_{\text{ац}} + T_{\text{в}} \quad (2.51)$$

$K_{ТВ}$ – поправочный коэффициент на время выполнения ручной в зависимости от партии обрабатываемых деталей, для партии 20 штук, $K_{ТВ}=0,93$.

Операция 005 (фрезерно-сверлильная)

Операция выполняется на станке 2204ВМФ4, по [11] приложению 2 находим $T_{МВ}$:

1. Время автоматической смены инструмента -5с;
 2. Время автоматического поворота стола -5с.
- Согласно технологическому процессу обработки имеем:

$$T_{МВ}=5+5+5+4*5+5+5=45с=0,75\text{мин.}$$

По карте 6 с.57 [11], находим время на установку и снятие детали, мин:

$$T_{ВУ}=4,1$$

По карте 14 с.79 [11], находим время на вспомогательные переходы, несвязанные с операцией, мин:

$$T_{ВОН}=0,6+0,4+0,3+2+0,35+0,04=1,89.$$

По карте 15 с.86 [11], находим время на контрольные измерения, мин:

$$T_{ВИЗМ}=0,12*2+0,24*2+0,24*2+0,13*2=1,46$$

$$T_{В}=4,1+1,89+1,46=7,45.$$

$$T_{АЦ}=0,75+0,5+0,3+3,45+0,213+1,64+1,05+1,31+1,04+0,14=10,37$$

$$T_{ОН}=10,37+7,45=17,82$$

По карте 16 с.90 [11], находим время на обслуживание рабочего места и время на отдых и личные надобности, в процентах от оперативного времени, %:

$$a_{\Sigma}=14.$$

$K_{ТВ}$ – для партии 20 штук и $T_{АЦ} + T_{В}$ до 8 мин, $K_{ТВ}=0,93$.

$$T_{ш} = (10,37 + 7,45 \cdot 0,93) \cdot \left(1 + \frac{1,4 \cdot 17,82}{100}\right) = 19,8$$

По карте 25 с.101 [11], находим норму на подготовительно-заключительное время, мин :

$$T_{ПЗ}=14+5,5+2+2+0,3+0,15*2+2+1+1+9*3,5+0,3=60$$

$$T_{шт-к}=19,8+60/100=20,4.$$

Операция 010 (токарная)

Операция выполняется на станке 16К20Ф3 [11] приложению 2 находим $T_{МВ}$:

1. Время поворота режущего инструмента -1с;
 2. Время фиксации инструмента -2с.
- Согласно технологическому процессу обработки имеем:

$$T_{\text{мв}}=(1+1)*5=10=0,166 \text{ мин.}$$

По карте 6 с.57 [11] , находим время на установку и снятие детали, мин.:

$$T_{\text{вы}}=0,22.$$

По карте 14 с.79 [11],находим время на вспомогательные переходы, несвязанные с операцией, мин:

$$T_{\text{воп}}=0,32+0,04+0,31+0,15+0,19+0,03=1,04.$$

По карте 15 с.86 [11],находим время на контрольные измерения, мин:

$$T_{\text{визм}}=0,14+2*0,11+0,085=0,445.$$

$$T_{\text{в}}=0,22+1,04+0,445=1,705.$$

$$T_{\text{ац}}=1,68+2,12+0,33+0,4+0,166=4,7.$$

$$T_{\text{оп}}=4,7+1,705=6,401$$

По карте 16 с.90 [11], находим время на обслуживание рабочего места и время на отдых и личные надобности, в процентах от оперативного времени, %:

$$a_{\Sigma}=8.$$

$K_{\text{Тв}}$ – для партии 20 штук и $T_{\text{ац}}+ T_{\text{в}}$ до 8 мин, $K_{\text{Тв}}=0,93$.

$$T_{\text{и}} = (4,7 + 1,705 \cdot 0,93) \cdot \left(1 + \frac{0,08 \cdot 6,401}{100}\right) = 6,32$$

По карте 25с.101 [11], находим норму на подготовительно-заключительное время, мин :

$$T_{пз}=1410+2+2+11+2+0,3+0,15*2+1+1+1+14*3,5+0,3=85,6$$

$$T_{шт-к}=6,32+85,6/100=7,2$$

Операция 015 (расточная)

Операция выполняется на станке 2204ВМФ4 [11] приложению 2 находим

$T_{мв}$:

1. Время автоматической смены инструмента -5с;
2. Время автоматического поворота стола -5с.

Согласно технологическому процессу обработки имеем:

$$T_{мв}=5+5+5=15с=0,25 \text{ мин.}$$

По карте 6 с.57 [11] , находим время на установку и снятие детали, мин.:

$$T_{вы}=0,22.$$

По карте 14 с.79 [11],находим время на вспомогательные переходы, несвязанные с операцией, мин:

$$T_{воп}=0,4+0,3+0,2+0,35+ 0,4=1,65.$$

По карте 15 с.86 [11],находим время на контрольные измерения, мин:

$$T_{визм}=0,13+0,15+0,22=0,5.$$

$$T_{в}=0,22+1,65+0,5=2,42.$$

$$T_{ац}=0,77+0,22+0,24+0,25=1,4.$$

$$T_{оп}=1,45+2,42=3,5.$$

По карте 16 с.90 [11], находим время на обслуживание рабочего места и время на отдых и личные надобности, в процентах от оперативного времени, %:

$$a_{\Sigma}=14.$$

$K_{ТВ}$ – для партии 20 штук и $T_{ац}+ T_{в}$ до 4мин, $K_{ТВ}=1.$

$$T_{ш} = (1,4 + 2,42) \cdot \left(1 + \frac{1,4 \cdot 3,62}{100}\right) = 3,42$$

По карте 25с.101 [11], находим норму на подготовительно-заключительное время, мин :

$$T_{\text{пз}}=2+2+4+11+0,3+2*0,15+0,5*3+2*3,5+3*0,9+0,3=31,1.$$

$$T_{\text{шт-к}}=3,42+31,1/100=3,73$$

Операция 020 (сверлильная)

Операция выполняется на станке 2P135Ф2 [11] приложению 2 находим $T_{\text{мв}}$:

1. Время автоматической смены инструмента -3с;

Согласно технологическому процессу обработки имеем:

$$T_{\text{мв}}=4*3=12\text{с}=0,2 \text{ мин.}$$

По карте 6 с.57 [11] , находим время на установку и снятие детали, мин:

$$T_{\text{вв}}=0,22.$$

По карте 14 с.79 [11],находим время на вспомогательные переходы, несвязанные с операцией, мин::

$$T_{\text{воп}}=0,2+0,03+0,2+0,12+0,24+0,03=0,82$$

По карте 15 с.86 [11],находим время на контрольные измерения, мин:

$$T_{\text{визм}}=0,075.$$

$$T_{\text{в}}=0,22+0,82+0,075=1,105.$$

$$T_{\text{ац}}=0,06+0,2+0,1+0,16=0,52.$$

$$T_{\text{оп}}=0,52+1,105=1,625.$$

По карте 16 с.90 [11], находим время на обслуживание рабочего места и время на отдых и личные надобности, в процентах от оперативного времени, %:
 $a_{\Sigma}=7$.

$K_{\text{ТВ}}$ – для партии 20 штук и $T_{\text{ац}}+T_{\text{в}}$ до 4мин, $K_{\text{ТВ}}=1$.

$$T_{\text{ш}} = (0,52 + 1,105 \cdot 1) \cdot \left(1 + \frac{0,07 \cdot 1,625}{100} \right) = 1,63$$

По карте 25с.101 [11], находим норму на подготовительно-заключительное время, мин :

$$T_{\text{пз}}=1410+4+6+2+0,3+2*0,15+0,3+1+1+0,5*4+1,5+0,3=28,7$$

$$T_{\text{шт-к}}=1,63+28,7/100=1,91.$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате обзора используемых компрессорных установок в нефтегазовой отрасли различных видов - поршневых, центробежных и винтовых, была выявлена проблема повышенной виброактивности у данного технологического оборудования.

Колебания, вызванные дебалансом ротора, аэродинамическим факторами, заклиниваниями и износом механизмов и пульсациями газа, приводят к вибрации на низких и средних частотах, которые негативно влияют на детали компрессора, вызывая их ускоренный износ, что уменьшает технико-экономические показатели оборудования и технологического процесса.

Методы виброзащиты, используемые в компрессорных установках в настоящее время, включают в себя в основном локальные средства виброизоляции – демпфирующие прокладки подшипников, различные уплотнения межузловых соединений, резиновые покрытия фундаменты под корпусом. Такие виброзащитные средства характеризуются узким диапазоном гашения продольных и поперечных колебаний, и часто не соответствуют удовлетворяемым требованиям снижения колебаний, в виду различных режимов оборудования, дефектов, образовавшихся в следствии работы компрессора и посторонних вибраций от присоединяемого оборудования.

Технические средства защиты от вибраций в виде различного рода виброопор широко применяются для вибрирующих агрегатов сравнительно небольшой массы с быстродвижущимися элементами малой массы.

Самым эффективным техническим средством снижения вибраций являются вибродемпферы, принцип работы которых основан на уменьшении уровня вибрации путем преобразования энергии механических колебаний в тепловую. Однако существующие в настоящее время вибродемпферы созданы для гашения определенного диапазона колебаний, зачастую малоэффективны, обладая недостаточной демпфирующей способностью и поглощением.

На основе этих тенденций, и выбранном методе демпфирования была разработана виброопора с рядом сферических упругодемпфирующих элементов, предназначенная для увеличения демпфирующих характеристик, снижения негативного влияния продольных и поперечных колебаний на компрессорное оборудование в широком диапазоне изменения режимов его работы, увеличения надежности и ослабления динамических воздействий на фундамент, присоединяемого оборудования и близлежащих конструкций помещений, в которых может быть расположен компрессор.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кукин П.П, Лапин В.Л, Пономарев Н.Л, Сердюк Н.И. Безопасность жизнедеятельности. Безопасность технологических процессов и производств (Охрана труда): Учеб. пособие для вузов. - Москва, 2007. - 205 с.
2. Мищенко О. А. Безопасность жизнедеятельности: учеб. пособие. - Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2007. - 87 с.
3. Феоктистова Т.Г., Феоктистова О.Г., Наумова Т.В. Безопасность жизнедеятельности. Производственная санитария и гигиена труда: учеб. пособие. – Москва, 2007. - 20 с.
4. Мелентьев, В. С. Разработка методик расчета и конструкций виброизоляторов с регулируемыми упругодемпфирующими характеристиками на базе конструкционного демпфирования: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. – Самара, 2010. - 34 с.
5. Башлыков И.М, Бердышев О.В, Веденева Л.М, Костарев С.Н, Кушнарера О.В, Лонский О.В, Лялькина Г.Б, Овсянкин А.Д, Плахова Л.В, Середа Т.Г, Трефилов В.А, Цветков Г.А, Шевченко А. Е. Методы и средства защиты человека от опасных и вредных производственных факторов. Учебное пособие. - Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2007. - 244 с.
6. Колосов Ю.В, Барановский В.В. Защита от вибраций и шума на производстве. Учебное пособие. – СПб: СПбГУ ИТМО, 2011. - 14 с.
7. Защита от вибраций [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://podelise.ru/docs/26491/index-5603.html?page=5>.
8. Звягина, Л. Н. Проектирование профессионально личностного экологического обучения в техническом вузе: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. – Воронеж, 2004. - 37 с.
9. Радоуцкий В. Ю, Партигул Е. А, Янишин В. В. Производственная санитария и гигиена труда. – Белгород, 2005. - 79 с.

10. Никифоров А. Н. Снижение уровня вибраций быстровращающихся роторов за счет их гидродинамического взаимодействия с уплотнительными кольцами: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. - Москва, 2008. - 19 с.

11. Котов А. С. Разработка методик расчета упругодемпфирующих характеристик виброизоляторов из материала МР: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. - Самара, 2007. - 118 с.

12. Тимофеева И. Г. Исследование и разработка рекомендаций по охране труда на виброопасных технологических процессах: На примере Улан-Удэнского локомотиво-вагоноремонтного завода: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. - Улан-Удэ, 2001. - 54 с.

13. Уланов А. М. Разработка методов расчета статических, динамических и ресурсных характеристик виброизоляторов из материала МР: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. - Самара, 2009. - 78 с.

14. Миронова Т. Б. Разработка методик численного моделирования виброакустических характеристик трубопроводов с пульсирующим потоком жидкости: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. - Самара, 2010. - 21 с.

15. Глушков С. П. Виброизолирующие подвески с компенсаторами жесткости для тепловых двигателей: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. - Новосибирск, 1999. - 156 с.

16. Ефремов А. М. Исследование пневмогидравлических опор для упругих подвесок дизель-генераторов плавучих кранов: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. - Новосибирск, 2001. - 15 с.

17. Санников А. А. Решение проблемы виброзащиты и вибродиагностики бумагоделательного и лесопильного оборудования: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. - Екатеринбург, 2002. - 28 с.

18. Перекачивающие и компрессорные станции [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://pochit.ru/sport/38205/index.html?page=12>.

19. Поздняк Э. Л. Исследование колебаний валов, АН СССР, 1958.

20. Чегодаев Д. Е. Демпфирование. - Самара, 1997. - 334 с.

21. Стеценко А.А, Коньгин М.В, Федоренко Н.Д Компрессорное оборудование. Определение вибрационных характеристик/изд-во Госстандарт Украины. - Киев 1996. - 12-13с.
22. Кашина С.Г, Мухаметшин И.Г Защита от вибрации. - изд-во Казань, 2012. - 78с.
23. Гаврилин А.Н Надежность и диагностика технологических систем . - Томский политехнический институт,2006. - 32-34с.
24. Пономарев Ю.К Технические основы высокоэффективных виброизоляторов. - Самара, 2011. - 76-78с.
25. Гольдин А.С Вибрация роторных машин/изд-во Машиностроение. - Москва, 1999. - 124с.
26. Михайлов В.П, Шаков К.Г, Селиваненко А.С, Базиненков А.М Управление виброизоляцией прецизионного оборудования/электронный научно-технический журнал, сентябрь 2012. - 9с.
27. Григорьев Н.В Вибрация энергетических машин/изд-во Машиностроение. – Ленинград, 1974. - 357, 421с.
28. Кельзон А.С, Журавлев Ю.Н, Январев Н.В Расчет и конструирование роторных машин/ Машиностроение. – Ленинград, 1977. - 118с.
29. Сакун И.А Винтовые компрессоры/ Машиностроение. – Ленинград, 1970. - 29с.
30. Ивановский В.Н, Дарищев В.И Нефтегазопромысловое оборудование/Центрлифнефтегаз. – Москва, 2006. - 629с.
31. Челомей В.Н Вибрации в технике/ Машиностроение. – Москва, 1980. - 502с.
32. Фролов К.В Теория механизмов и механика машин/ Высшая школа. - Москва, 1998. - 631с.
33. Кобец А.С, Дырда В.И, Гордиенко Н.А, Щолин М.К Некоторые проблемы деформирования и разрушения деталей при циклических нагрузках. – Москва, 2009. - 18с.

34. Пат. №1670239 авторское свидетельство СССР 1994, МПК7 F15F16/08
Амортизатор/Андреева Е.Н, 19944621621/28 заявл.опубл 15.08.91-2с.

35. Пат. №2305807 Российская Федерация, МПК7 F16F1/36.
Резинометаллический виброизолятор с подвижными элементами/Кочетов О.С,
заявитель и патентообладатель Кочетов О.С заявл.опубл 10.09.2007 - 3с.

ПРИЛОЖЕНИЯ А – Б

ОТЧЕТ О ПАТЕНТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ

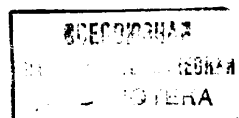


СОЮЗ СОВЕТСКИХ
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ
РЕСПУБЛИК

(19) SU (11) 1670239 A1

(51)5 F 16 F 15/08

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ
ПРИ ГКНТ СССР



ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

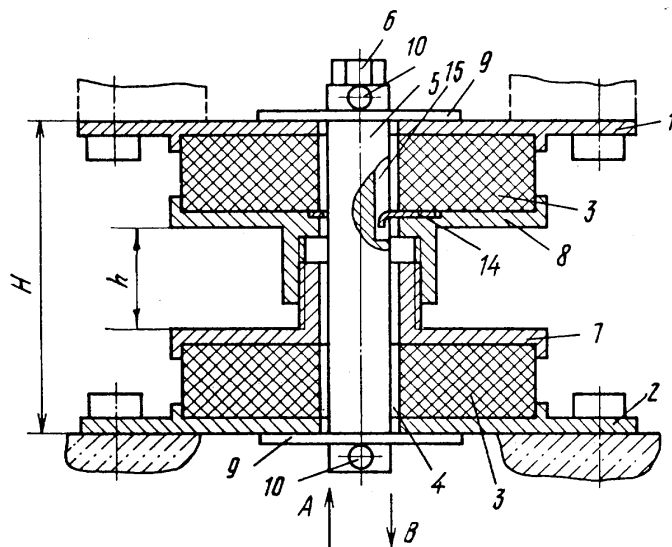
1

(21) 4621621/28
(22) 10.03.89
(46) 15.08.91, Бюл. № 30
(72) Е.Н.Андреева
(53) 621.576.1(088.8)
(56) Авторское свидетельство СССР
№ 578510, кл. F 16 F 11/00, 1974.

(54) АМОРТИЗАТОР
(57) Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано для амортизации приборов, требующих сохранения

2

постоянного положения в пространстве после настройки амортизатора. Цель изобретения – обеспечение регулировки амплитудно-частотной характеристики амортизатора без изменения высоты расположения амортизируемого объекта. При регулировке амплитудно-частотной характеристики амортизатора путем вращения резьбовой втулки высота расположения объекта благодаря ограничителю перемещения и наличию предварительного поджатия упругих элементов не меняется. 2 ил.



Фиг. 1



(51) МПК

F16F 1/36 (2006.01)

F16F 3/08 (2006.01)

F16F 7/00 (2006.01)

F16F 15/08 (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

На основании пункта 3 статьи 13 Патентного закона Российской Федерации от 23 сентября 1992 г. № 3517-I патентообладатель обязуется передать исключительное право на изобретение (уступить патент) на условиях, соответствующих установившейся практике, лицу, первому изъявившему такое желание и уведомившему об этом патентообладателя и федеральный орган исполнительной власти по интеллектуальной собственности, - гражданину РФ или российскому юридическому лицу.

(21), (22) Заявка: 2006106808/11, 07.03.2006

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
07.03.2006

(45) Опубликовано: 10.09.2007 Бюл. № 25

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: КОЖЕВНИКОВ С.Н. и др. Механизмы. Справочное пособие. - М.: Машиностроение, 1976, с.742, рис.12.74. US 3351308 A, 07.11.1967. US 5651535 A, 29.07.1997.

Адрес для переписки:

123458, Москва, ул. Твардовского, 11, кв.92,
О.С. Кочетову

(72) Автор(ы):

Кочетов Олег Савельевич (RU),
Кочетова Мария Олеговна (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Кочетов Олег Савельевич (RU)

(54) РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИЙ ВИБРОИЗОЛЯТОР С ПОДВИЖНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

(57) Реферат:

Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано для виброизоляции технологического оборудования, в том числе приборов и аппаратуры. Резинометаллический виброизолятор содержит корпус и упругий элемент. Корпус выполнен в виде основания корытообразной формы с отверстием в нижней части, с установленной в нем платформой с буферными установочными элементами, на которой размещены упругие элементы шарообразной формы большой жесткости, сверху которых расположена крышка с цилиндрической стенкой, к которой прикреплены не менее трех упругих секторов, расположенных на внутренней поверхности цилиндрической стенки крышки. С внешней стороны крышки закреплены ограничительные упругие упоры. Отношение жесткости C_1 упругих элементов шарообразной

формы к жесткости C_2 упругих секторов, расположенных на внутренней поверхности цилиндрической стенки крышки, находится в оптимальном интервале величин: $C_1/C_2 = 2,5...4,5$. Достигается повышение эффективности виброизоляции. 1 ил.

