# ТЕХНИЧЕСКИЙ ОТЧЕТ

# Исследование напряженно-деформированного состояния агрегата «Дробилка» при действии эксплуатационных нагрузок

Исполнитель

к.т.н. доцент

В.С. Чигрин

«\_\_\_\_»\_\_\_\_2012

Харьков ХАИ 2012

# Содержание

сдение	3
Цель исследования	3
Описание объекта исследования	3
Исследование ротора «зерно»	4
Исследование ротора «лузга»	11
Исследование прочностных характеристик молотка	13
Статический и частотный анализ корпуса	15
Модальный анализ барабана	22
Выводы и рекомендации	25
исок использованной литературы	25
	дение Цель исследования Описание объекта исследования Исследование ротора «зерно» Исследование ротора «лузга» Исследование прочностных характеристик молотка Статический и частотный анализ корпуса Модальный анализ барабана Выводы и рекомендации исок использованной литературы

Стр.

# Введение

Объектом испытаний является сборный агрегат – дробилка, состоящий из статора, ротора и приводного электродвигателя. Твердотельная модель агрегата в сборе показана на рисунке 1.



Рисунок 1 – Вид общий агрегата (твердотельная модель для исследования)

Агрегат выполняется в двух вариантах, отличающихся количеством молотков на роторе. Условно агрегат с комплектами из трех молотков назван «Зерно», а агрегат с комплектами из четырех молотков – «Лузга».

Методика исследований составлена в соответствии со стандартом ГОСТ 23604-79 Статистическая оценка нагруженности машин и механизмов. Методы обработки данных о нагруженности. Вид нагруженности агрегата в соответствии с ГОСТ 23604-79 – детерминированные стационарные нагрузки.

# 1 Цель исследования

Целью испытаний является:

- определение собственных частот и форм колебаний элементов агрегата и выявление возможных резонансов;

- обнаружение слабых мест и выявление зон с пониженным сопротивлением усталости;

- определение нагрузок на опоры ротора;
- определение напряжений и запасов прочности в элементах;
- выработка рекомендаций по повышению надежности работы агрегата;

- получение исходных данных для определения показателей надежности агрегата.

# 2 Описание объекта исследования

Для выполнения исследований в пакете SolidWorks была создана твердотельная модель агрегата. При создании модели тщательно выдерживались геометрические размеры и жесткостно-массовые характеристики силовых элементов агрегата, сохранены способы сопряжения деталей – сварка и фланцево-болтовые соединения, учтено натяжение ремней передачи. Крепление агрегата к фундаменту смоделировано как жесткое закрепление анкерными болтами.

Свойства конструкционных материалов статора и ротора приведены в таблице 1, материала шкивов – в таблице 2.

# Таблица 1 – Свойства материала корпуса и ротора

Имя материала:		[SW]Простая углеродистая сталь	
Тип модели материала:		Линейный Упругий Изотропный	
Имя свойства	Значение	Единицы измерения	Тип значения
Модуль упругости	2.1e+011	N/m^2	Постоянный
Коэффициент Пуассона	0.28		Постоянный
Модуль сдвига	7.9e+010	N/m^2	Постоянный
Массовая плотность	7800	kg/m^3	Постоянный
Предел прочности при растяжении	3.9983e+008	N/m^2	Постоянный
Предел текучести	2.2059e+008	N/m^2	Постоянный

#### Таблица 2 – Свойства материала шкивов

Имя материала:		[SW]Серый чугун (SN)	
Тип модели материала:		Линейный Упругий Изотропный	
Имя свойства	Значение	Единицы измерения	Тип значения
Модуль упругости	6.6178e+010	N/m^2	Постоянный
Коэффициент Пуассона	0.27	NA	Постоянный
Модуль сдвига	5e+010	N/m^2	Постоянный
Массовая плотность	7200	kg/m^3	Постоянный
Предел прочности при растяжении	1.5166e+008	N/m^2	Постоянный
Предел прочности при сжатии	5.7217e+008	N/m^2	Постоянный

Несиловые элементы – сальники, крышки, устройство регулировки натяжения ремней и т.п. не моделировались.

Частота вращения ротора составляет 2800 об/мин, что соответствует 293 рад/с или 47 об/с. Источниками возбуждения колебаний ротора и статора могут быть дисбаланс ротора (K = 1), зазор в подшипниках и вторая гармоника оборотной частоты вращения (K = 2), четыре оси с молотками (K = 4), трубы с лопастями (K = 8).

Источником силовых нагрузок на подшипники и элементы статора являются массовые инерционные силы и дисбаланс ротора.

Из-за ограниченных ресурсов ЭВМ расчет и анализ выполнялись в два этапа. Проведены отдельно исследования для ротора (в вариантах «зерно» и «лузга») и его элементов, корпуса и его элементов.

# 3 Исследование ротора «зерно»

Для созданной в пакете SolidWorks твердотельной модели ротора выполнены модальный анализ для определения частот и форм колебаний ротора и его элементов и моделирование вращения ротора без дисбаланса и с дисбалансом, обусловленным отклонением одной из секций молотков при их ударе об объект дробления.

На рис. 2 представлена твердотельная модель ротора «зерно», на рис. 3 – сетка конечных элементов для расчета.



Рисунок 2 – Твердотельная модель ротора «зерно»

Рисунок 3 – Сетка конечных элементов на твердотельной модели

Основная информация о модели и свойства исследования приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Информация о модели и свойствах исследования

Информация о модели			
Имя документа	Конфигурация	Путь документа	
Ротор зерно	По умолчанию	d:\Chigrin\Данилейко\Детали\Ротор зерно.SLDASM	
Диск с лопастями	По умолчанию<Как обработанный >	d:\Chigrin\Данилейко\Детали\Диск с лопастями.SLDPRT	
Крыльчатка	По умолчанию<Как обработанный >	d:\Chigrin\Данилейко\Детали\Крыльчатка.SLDPRT	
Молотки	По умолчанию	d:\Chigrin\Данилейко\Детали\Молотки.SLDPRT	
Шкив-1	По умолчанию	d:\Chigrin\Данилейко\Детали\Шкив.SLDPRT	

#### Крепление

Имя ограничения	Выбранный набор
Крепление-1 <Крыльчатка>	вкл 1 Грани Шарнир
Крепление-2 <Крыльчатка>	вкл 1 Грани Шарнир

#### Свойства исследования

Тип анализа	Частота
Тип сетки:	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение:	Сетка на основе кривизны
Проверка Якобиана:	4 Points
Качество:	Высокая
Количество элементов:	73463
Количество узлов:	134099

#### Информация о решающей программе

Качество:	Высокая
Тип решающей программы	Авто
Количество частот:	55

Для модального анализа были определены 55 частот и форм колебаний ротора. В табл. 3 приведен перечень частот собственных колебаний, которые могут привести к опасным резонансам.

#### Таблица 3 – Список режимов

Количество частот	Герц	Количество частот	Герц
26	100.38	41	400.93
27	101.39	42	407.23
28	109.45	43	407.57
29	146.6	44	415.62
30	148.7	45	419.95
31	150.11	46	422.89
32	150.44	47	427.79
33	210.5	48	442.75
34	240.56	49	457.94
35	274.16	50	459.75
36	275.92	51	481.74
37	378.21	52	608.23
38	390.19	53	618.84
39	395.68	54	622.03
40	398.2	55	628.99

Модальный анализ показал, что ротор «жесткий», первая критическая частота вращения лежит далеко за рабочим диапазоном.

В результате модального анализа выявлены:

- на частоте 11 Гц – первая крутильная форма (диски, вал и маховик вращаются в подшипниках как одно целое). Форма является безопасной, т.к. на рабочей частоте вращения отсутствуют источники ее возбуждения;

- на частоте 100...101 Гц – колебания диска крыльчатки с одним узловым диаметром (кратность K = 2,13). Несмотря на близость частоты колебаний к одной из возбуждающих частот (K = 2), возникновение этих колебаний маловероятно, т.к. на вращающемся диске колебания с одним узловым диаметром обычно не возникают;

- на частоте 109,5 Гц – зонтичные колебания диска крыльчатки (рис. 4); кратность колебаний К = 2,3, что всего на 15 % отличается от возбуждающей частоты с кратностью К = 2. Такие колебания могут вызвать дополнительные осевые нагрузки на подшипники опор ротора, на лопасти и сварные швы крыльчатки, и на болты крепления и штифты фиксации труб с лопастями;



Рисунок 4 – Зонтичные колебания диска крыльчатки (109 Гц)

- на частоте 146,6...148,6 Гц – колебания диска крыльчатки с двумя узловыми диаметрами (рис. 5, кратность К = 3,12). Источник возбуждения колебаний с такой кратностью в конструкции отсутствует. Однако колебания с узловыми диаметрами опасны резонансами с

назад бегущей по диску волной. Частотная диаграмма для данного вида колебаний представлена на рис. 6. Из нее видно, что практически на рабочей частоте возникают резонансные колебания при источнике возбуждения К = 1 (на частоте вращения ротора), которые вызывают дополнительные нагрузки на диск и трубы с лопастями;



Рисунок 5 – Колебания диска крыльчатки с двумя узловыми диаметрами (147 – 149 Гц)



Рисунок 6 – Частотная диаграмма с назад бегущей волной: К = 1 (дисбаланс ротора), К = 2 (зазор в

подшипниках), К = 4 (4 оси с молотками), К = 8 (трубы с лопастями)

- на частоте 150 Гц – колебания дисков с лопастями как единой консоли (К = 3,12). Источник возбуждения колебаний с такой кратностью в конструкции отсутствует;

- на частоте 201 Гц – колебания левого диска дробилки с тремя узловыми диаметрами (рис. 6, кратность K = 4,28). Источник возбуждения колебаний с такой кратностью в конструкции отсутствует. Однако колебания с узловыми диаметрами опасны резонансами с назад бегущей волной. Частотная диаграмма для данного вида колебаний представлена на рис. 7. Из нее видно, что практически на рабочей частоте возникают резонансные колебания при источниках возбуждения, близких K = 2 и K = 4, которые вызывают дополнительные деформации пластин и могут привести к разрушению сварных швов;



Рисунок 7 – Колебания левого диска дробилки с двумя узловыми диаметрами (201 Гц)



Рисунок 8 – Частотная диаграмма с назад бегущей волной:

K = 1 (дисбаланс ротора), K = 2 (зазор в подшипниках), K = 4 (4 оси с молотками), K = 8 (трубы с лопастями)

- на частоте 210,5 Гц – вторая крутильная форма (диски и маховик вращаются в противофазе (К = 4,48). Источник возбуждения колебаний с такой кратностью в конструкции отсутствует;

- на частоте 240,5 Гц – третья крутильная форма (диски и крыльчатка вращаются в противофазе (К = 5,12). Источник возбуждения колебаний с такой кратностью в конструкции отсутствует;

- на частоте 274...276 Гц – колебания левого диска дробилки с тремя узловыми диаметрами (рис. 9, кратность K = 5,8). Источник возбуждения колебаний с такой кратностью в конструкции отсутствует. Однако колебания с узловыми диаметрами опасны резонансами с назад бегущей волной. Частотная диаграмма для данного вида колебаний представлена на рис. 10. Из нее видно, что на рабочей частоте возникают резонансные колебания при источнике возбуждения K = 4 (от количества ударов молотками на рабочей частоте вращения), которые вызывают дополнительные нагрузки на диск, трубы с лопастями, лопасти и сварные швы между лопастями и клиновидными ребрами;



Рисунок 9 – Колебания диска крыльчатки с тремя узловыми диаметрами (274 – 276 Гц)



Рисунок 10 – Частотная диаграмма с назад бегущей волной:

К = 1 (дисбаланс ротора), К = 2 (зазор в подшипниках), К = 4 (4 оси с молотками), К = 8 (трубы с лопастями)

- на частоте 287 Гц – колебания среднего диска дробилки с тремя узловыми диаметрами (рис. 11, кратность K = 6). Источник возбуждения колебаний с такой кратностью в конструкции отсутствует. Однако колебания с узловыми диаметрами опасны резонансами с назад бегущей волной. Частотная диаграмма для данного вида колебаний представлена на рис. 12. Из нее видно, что на рабочей частоте возникают резонансные колебания при источнике возбуждения K = 4, которые вызывают нагрузки на сварные швы между средним диском дробилки и пластинами;



Рисунок 11 – Колебания среднего диска дробилки с двумя узловыми диаметрами (287 Гц)



Рисунок 12 – Частотная диаграмма с назад бегущей волной:

К = 1 (дисбаланс ротора), К = 2 (зазор в подшипниках), К = 4 (4 оси с молотками), К = 8 (трубы с лопастями) - в диапазоне частот 378...400 Гц – резонансные колебания пластин на крыльчатке (рис. 13, К = 8), источник возбуждения колебаний на частоте вращения ротора – восемь пластин. Колебания вызовут нагрузки на сварные швы между пластинами, трубами и клиновидными ребрами;



Рисунок 13 – Колебания пластин крыльчатки, диапазон частот – 378...400 Гц

- в диапазоне частот 416...428 Гц – колебания диска крыльчатки с шестью узловыми диаметрами (К = 9). Источников возбуждения колебаний с такой частотой в конструкции нет, а возможный резонанс с назад бегущей волной при К = 8 (рис. 14) безопасен, т.к. находится далеко от рабочей частоты вращения (на 42 об/с);



Рисунок 14 – Колебания крыльчатки с шестью узловыми диаметрами



- на частоте 443 Гц выявлены колебания молотков по первой изгибной форме (K = 9,4), на частотах 458...460 Гц – колебания правой консоли со шкивом (K = 9,7), на частоте 482 Гц – колебания молотков по второй изгибной форме (K = 10,2), в диапазоне частот 619...629 Гц – симметричные колебания пакетов молотков в противофазе (K = 13,2). Все эти колебания безопасны, т.к. в конструкции отсутствуют источники возбуждения с такими кратностями частот.

Для определения нагрузок, действующих на опоры ротора, был введен максимально возможный дисбаланс, который может возникнуть при отклонении одного пояса молотков (двух секций на одной оси) до упорных стержней при ударе молотков о продукт дробления. Такое одновременное предельное отклонение молотков в эксплуатации маловероятно, но возможно, поэтому нагрузки рассчитаны именно для этого предельного случая.

На рис. 16 представлена твердотельная модель ротора «зерно» с отклоненными молотками.



Рисунок 16 – Ротор с отклоненными секциями молотков (условно повернуто)

Массовые характеристики элементов ротора рассчитаны в программе SolidWorks.

По результатам моделирования получены реакции в опорах ротора с учетом собственных масс элементов, натяжения приводных ремней и инерционной нагрузки от дисбаланса при отклонении молотков. Расчетная схема ротора представлена на рис. 17.



Рисунок 17 – Расчетная схема ротора

На рис. 18 приведен график изменения нагрузки за одну десятую секунды на левый подшипник (около крыльчатки), на рис. 19 – на правый подшипник (около шкива) при колебании секций молотков с максимальной амплитудой.







Рисунок 19 – Динамика изменения нагрузки на правый подшипник ротора

Максимальная нагрузка на левый подшипник в пиках составляет 9,04 кН, на правый подшипник – 2,79 кН. При этом максимальное значение виброскорости может составлять до 180 мм/с, а виброускорения – до 22,4 ед. пер. на частоте 188 Гц. Предельные значения грузоподъемности для шариковых подшипников фирмы SKF с аналогичными типоразмерами (серии 6314) составляют по статической нагрузке – 68 кН, граничная нагрузка по усталости – 2,75 кН.

# 4 Исследование ротора «лузга»

Исследования ротора «лузга» проводились аналогично ротору «зерно». Для созданной в пакете SolidWorks твердотельной модели ротора выполнены модальный анализ для определения частот и форм колебаний ротора и его элементов и моделирование вращения ротора без дисбаланса и с дисбалансом, обусловленным отклонением одной из секций молотков при их ударе об объект дробления.

На рис. 20 представлена твердотельная модель ротора «зерно», на рис. 21 – сетка конечных элементов для расчета.



Рисунок 20 – Твердотельная модель ротора «лузга»



Рисунок 21 – Сетка конечных элементов на твердотельной модели

Для модального анализа были определены 55 частот и форм колебаний ротора. Модальный анализ показал, что ротор «жесткий», первая критическая частота вращения лежит далеко за рабочим диапазоном.

В результате модального анализа выявлены:

- на частоте 13 Гц – первая крутильная форма (диски, вал и маховик вращаются в подшипниках как одно целое). Форма является безопасной, т.к. на рабочей частоте вращения отсутствуют источники ее возбуждения;

- на частоте 97...98 Гц – колебания диска крыльчатки с одним узловым диаметром (кратность K = 2,04). Несмотря на близость частоты колебаний к одной из возбуждающих частот (K = 2), возникновение этих колебаний маловероятно, т.к. на вращающемся диске колебания с одним узловым диаметром обычно не возникают;

- на частоте 106 Гц – зонтичные колебания диска крыльчатки (аналогичные рис. 4); кратность колебаний К = 2,25, что всего на 13 % отличается от возбуждающей частоты с кратностью К = 2. Такие колебания могут вызвать дополнительные осевые нагрузки на подшипники опор ротора, на лопасти и сварные швы крыльчатки, и на болты крепления и штифты фиксации труб с лопастями;

- на частоте 142,7...144,8 Гц – колебания диска крыльчатки с двумя узловыми диаметрами (рис. 22, кратность K = 3,0). Источник возбуждения колебаний с такой кратностью в конструкции отсутствует. Однако колебания с узловыми диаметрами опасны резонансами с назад бегущей волной. Частотная диаграмма для данного вида колебаний представлена на рис. 23. Из нее видно, что практически на рабочей частоте возникают резонансные колебания при источнике возбуждения K = 1 (на частоте вращения ротора), которые вызывают дополнительные нагрузки на диск и трубы с лопастями, причем, по сравнению с ротором «зерно», резонанс сдвинулся на рабочую частоту и стал более опасным;



Рисунок 22 – Колебания диска крыльчатки с двумя узловыми диаметрами (143 – 145 Гц)



Рисунок 23 – Частотная диаграмма с назад бегущей волной:

К = 1 (дисбаланс ротора), К = 2 (зазор в подшипниках), К = 4 (4 оси с молотками), К = 8 (трубы с лопастями)

- на частоте 207,6 Гц – вторая крутильная форма (диски и маховик вращаются в противофазе (К = 4,4). Источник возбуждения колебаний с такой кратностью в конструкции отсутствует;

- на частоте 246 Гц – третья крутильная форма (диски и крыльчатка вращаются в противофазе (К = 5,2). Источник возбуждения колебаний с такой кратностью в конструкции отсутствует;

- на частоте 268...270 Гц – колебания диска крыльчатки с тремя узловыми диаметрами (рис. 24, кратность К = 5,7). Источник возбуждения колебаний с такой кратностью в конструкции отсутствует. Однако колебания с узловыми диаметрами опасны резонансами с назад бегущей волной. Частотная диаграмма для данного вида колебаний представлена на рис. 25. Из нее видно, что на рабочей частоте возникают резонансные колебания при источнике возбуждения, близком к К = 4 (от количества ударов молотками на рабочей частоте вращения),

однако по сравнению с крыльчаткой для зерна (см. рис. 9, 10), резонанс с назад бегущей волной сдвинулся левее от рабочего режима и стал менее опасным;



Рисунок 24 – Колебания диска крыльчатки с тремя узловыми диаметрами (268 – 270 Гц)



Рисунок 25 – Частотная диаграмма с назад бегущей волной: К = 1 (дисбаланс ротора), К = 2 (зазор в подшипниках), К = 4 (4 оси с молотками),

К = 8 (трубы с лопастями)

На рис. 26 приведен график изменения нагрузки за одну десятую секунды на левый подшипник (около крыльчатки), на рис. 27 – на правый подшипник (около шкива) при колебании секций молотков с максимальной амплитудой.







Рисунок 27 – Динамика изменения нагрузки на правый подшипник ротора

Максимальная нагрузка на левый подшипник ротора «лузга» в пиках составляет 11,8 кН, на правый подшипник – 3,67 кН, что несколько выше, чем для ротора «зерно».

# 5 Исследование прочностных характеристик молотка

Молоток крепится шарнирно на ось диаметром 20 мм. Масса одного молотка, определенная программой SolidWorks, составляет 0,274 кг. При вращении ротора на молоток действует центробежная сила от собственной массы, направленная по радиусу вращения и вызывающая в контактной поверхности крепления напряжения смятия и напряжения растяжения в пластине.

На рис. 28 приведены напряжения, возникающие в детали при свободном вращении ротора на частоте 2800 об/мин., и запасы прочности по пределу текучести материала.



Рисунок 28 – Напряжения и запасы прочности в теле молотка при свободном вращении ротора

Расчет показал, что напряжения смятия в контактной поверхности, возникающие при свободном вращении ротора, сравнительно невысокие, коэффициент запаса прочности составляет K = 19.

Максимальные напряжения возникают в проушине внешнего отверстия, но они тоже сравнительно невелики, коэффициент запаса прочности в сечениях составляет К = 4,72.

При работе дробилки совместно с центробежной силой на боковую грань молотка действует распределенная нагрузка от удара о продукт дробления. На рис. 29 приведены напряжения, возникающие в детали при вращении ротора на частоте 2800 об/мин. и ударе о боковую поверхность молотка, и запасы прочности.



Рисунок 29 – Напряжения и запасы прочности в теле молотка при совместном действии нагрузок

По результатам расчета видно, что при совместном действии нагрузок напряжения на контактной поверхности и в проушине внешнего отверстия тоже сравнительно невелики. Минимальный коэффициент запаса прочности на смятие по контактной поверхности составляет К = 6,7, а коэффициент запаса прочности на растяжение в проушине – К – 4,36.

Собственная частота по первой форме изгибных колебаний молотка, закрепленного на оси, составляет 665 Гц, по первой форме крутильных колебаний – 2157 Гц. Колебания молотков по этим формам могут возникнуть только совместно с дисками, источников их возбуждения в работающем агрегате нет.

Частоты по более сложным формам – значительно выше и опасности не представляют.

# 6 Статический и частотный анализ корпуса

Корпус дробилки представляет собой сварную конструкцию, выполненную из листового материала, на которой установлены электродвигатель со шкивом и корпусы подшипниковых опор ротора. Крепление корпуса к фундаменту смоделировано как зафиксированное в четырех точках, имитирующих анкерные болты. Твердотельная модель корпуса и сетка конечных элементов представлены на рис. 30.



Рисунок 30 – Твердотельная модель корпуса дробилки и сетка конечных элементов

Для корпуса были выполнены исследование устойчивости при действии нагрузок от собственных масс элементов и нагрузок на опоры ротора, полученных в п. 4, а также модальный анализ для определения частот и форм собственных колебаний и выявления возможных опасных резонансов конструкции. На опоры корпуса приложены максимальные знакопеременные нагрузки, возникающие на несбалансированном роторе: на левой опоре – 11800 Н вверх или вниз, на правой опоре – 3670 Н вниз.

Основная информация о модели корпуса и свойства исследования приведены в табл. 4.

$T_{2}\delta_{\Pi IIII} A$	Mudonwanna		I ODOŬOTDAV	иссполорания
1 а0лица 4 –	• информация	го модели и	і своиствал	исследования

Информация о модели	И		
Имя документа	Конфигурация		Путь документа
Корпус-1	По умолчанию<Как сварной>		D:\Chigrin\Данилейко\Корпус.SLDPRT
Шкив-1	По умолчанию		D:\Chigrin\Данилейко\Детали\Шкив.SLDPRT
Свойства исследовани	19		
Тип анализа		Sta	tic
Тип решающей програм	ММЫ	FF	EPlus
Тип сетки:		Cer	гка на твердом теле
Используемое разбиени	1e:	Cer	гка на основе кривизны
Проверка Якобиана:		4 P	oints
Качество:		Вы	сокая
Количество элементов:		321	09
Количество узлов:		587	/26

крепление	
Имя ограничения	Выбранный набор
Крепление-1 <Корпус-1>	Вкл 4 грани в зафиксированном состоянии.

Нагрузка		
Имя нагрузки	Выбранный набор	Тип нагрузки
Сила -1 <Корпус-1>	Вкл приложение нормальной силы 3670 N используя равномерное распределение	Последовательное нагружение
Сила -2 <Корпус-1>	Вкл приложение нормальной силы 11800 N используя равномерное распределение	Последовательное нагружение

Силы реакции					
Выбранный набор	Единицы измерения	Сумма по Х	Сумма по Ү	Сумма по Z	Результирующая
Все тело	Ν	14.9717	-22763.3	12.4531	22763.3

На рис. 31 представлены рассчитанные деформации корпуса при первом варианте приложения нагрузок: приложении максимальной нагрузки на левый подшипниковый узел P = 11800 Н вертикально вверх, на правый узел -P = 3670 Н вертикально вниз. На рис. 32 приведены коэффициенты запасов прочности в точках и сечениях конструкции при первом варианте приложения нагрузок.



Рисунок 31 – Деформации корпуса (нагрузка на левый подшипник – вертикально вверх)



Рисунок 32 – Коэффициенты запасов прочности в корпусе (нагрузка на левый подшипник – вертикально вверх)

На рис. 33 представлены рассчитанные деформации корпуса при первом варианте приложения нагрузок: приложении максимальной нагрузки на левый подшипниковый узел P = 11800 Н вертикально вниз, на правый узел – P = 3670 Н вертикально вниз. На рис. 34 приведены коэффициенты запасов прочности в точках и сечениях конструкции при втором варианте приложения нагрузок.



Рисунок 33 – Деформации корпуса (нагрузка на левый подшипник – вертикально вниз)



Рисунок 34 – Коэффициенты запасов прочности в корпусе (нагрузка на левый подшипник – вертикально вниз)

В обоих случаях нагружения деформации элементов корпуса не превышают 0,2 мм, коэффициенты запаса прочности по допустимому напряжению «предел текучести» превышают единицу. Наибольшие напряжения и, соответственно, наименьшие запасы прочности возникают в сварных соединениях уголка крепления с правой (со стороны шкивов) вертикальной панелью «ребро» (черт. 30П.01.009).

Выполнено моделирование корпуса при тех же условиях нагружения и ослаблении крепления агрегата к фундаменту (задан люфт в креплении анкерными болтами – 0,3 мм со стороны электродвигателя).

На рис. 35 представлены рассчитанные деформации корпуса при первом варианте приложения нагрузок: приложении максимальной нагрузки на левый подшипниковый узел P = 11800 Н вертикально вверх, на правый узел - P = 3670 Н вертикально вниз. На рис. 36 приведены коэффициенты запасов прочности в точках и сечениях конструкции при первом варианте приложения нагрузок.



Рисунок 35 – Деформации корпуса (первый вариант приложения нагрузок)



Рисунок 36 – Коэффициенты запасов прочности в корпусе (первый вариант приложения нагрузок)

На рис. 37 представлены рассчитанные деформации корпуса при втором варианте приложения нагрузок: приложении максимальной нагрузки на левый подшипниковый узел P = 11800 Н вертикально вниз, на правый узел – P = 3670 Н вертикально вниз. На рис. 38 приведены коэффициенты запасов прочности в точках и сечениях конструкции при втором варианте приложения нагрузок.



Рисунок 37 – Деформации корпуса (второй вариант приложения нагрузок)



Рисунок 38 – Коэффициенты запасов прочности в корпусе (второй вариант приложения нагрузок)

Расчет на устойчивость корпуса при действии статических нагрузок от собственных масс элементов и нагрузок на опоры от ротора дробилки для обоих случаев приложения нагрузок показал, что при ослаблении крепления к фундаменту со стороны приводного электродвигателя максимальные напряжения, превышающие предел текучести конструкционного материала, возникают в левых (противоположных) узлах крепления корпуса к фундаменту двумя анкерными болтами, при этом коэффициенты запаса прочности по пределу текучести – ниже единицы. Повышенные напряжения, превышающие предел текучести материала, возникают также при знакопеременной нагрузке в сварном шве между вертикальной и подмоторной панелями.

Для тонкостенных неподкрепленных панелей опасными являются низкочастотные изгибные колебания. Для исследования было смоделировано ребро (черт. 30П.01.009), закрепленное жестко сварными швами по всем граням, кроме нижней. На рис. 39 приведены модель ребра и сетка конечных элементов.



Рисунок 39 – Твердотельная модель панели «ребро» и сетка конечных элементов



Результаты модального анализа приведены на рис. 40.

Рисунок 40 – Четыре формы изгибных колебаний панели «ребро»

Из 20 исследованных форм и частот колебаний определенную опасность могут представлять первая (частота 101 Гц, запас от резонансной частоты с кратностью K = 2 составляет 7,5 %) и четвертая (частота 350 Гц, запас от резонансной частоты с кратностью K = 2 составляет 7 %). Колебания по второй и третьей формам безопасны, источников их возбуждения при работе агрегата нет. Остальные формы колебаний имеют частоты, значительно превышающие 400 Гц (K = 8).

Колебания по приведенным формам, когда узел расположен по сварной кромке, могут вызвать усталостные разрушения сварного шва. При колебаниях по четвертой форме, кроме того, возможно появление усталостной трещины к правой выборке.

Для первых изгибных форм целесообразно иметь запас от резонансной частоты не менее 10...15 %.

Для устранения возможных опасных резонансов было выполнено моделирование панели «ребро», подкрепленной по свободной нижней кромке приваренным уголком 30 х 30 мм

(рис. 41). Уголок целесообразно приваривать изнутри конструкции, чтобы он не мешал креплению агрегата анкерными болтами к фундаменту.



Рисунок 41 – Панель «ребро» с подкреплением уголком и сетка конечных элементов

На рис. 42 приведены результаты моделирования колебаний по первой и второй изгибным формам. Остальные формы колебаний имеют частоты, значительно превышающие 400 Гц (K = 8).



Рисунок 42 – Две формы изгибных колебаний панели «ребро» подкрепленной уголком

Полученные первые формы колебаний стали безопасными, амплитуды колебаний в 1,5...2,5 раза меньше, чем в неподкрепленной панели. Частота первой формы 153 Гц, К = 3,25, Запас от резонансной частоты – 19 %; частота второй формы 340 Гц, К = 7,2, запас от резонансной частоты – 9,5 %. Источников возбуждения колебаний с такими частотами при работе агрегата нет. Третья форма имеет частоту колебаний 482 Гц, К = 10,25 (источников возбуждения колебаний с К, большими 8, в работающем агрегате нет).

Исследования панели крепления электродвигателя показали, что колебания по первой форме могут возникнуть на частоте 36 Гц. Колебания являются безопасными, так как источника возбуждения на такой частоте при работе агрегата нет.

На частоте 97 Гц (вторая роторная частота, К = 2) отмечаются небольшие деформации панели в месте крепления основания двигателя к панели со стороны шкива. Так как электродвигатель при моделировании задавался условно только в виде массы, целесообразно результаты моделирования проверить экспериментально.

# 7 Модальный анализ барабана

Барабан представляет собой тонкостенную замкнутую оболочку. Для таких конструкций характерными и опасными являются колебания дисковых элементов и изгибные колебания оболочечных элементов. Поэтому для барабана был отдельно выполнен модальный анализ для определения форм и резонансных частот колебаний.

Барабан закреплен сваркой жестко к вертикальной панели корпуса и к двум вертикальным стойкам.

Расчет выполнен для 20 собственных частот колебаний.

Основная информация о модели барабана и свойства исследования приведены в табл. 5.

Таблица 5 – Информация о модели и свойствах исследования

Инфо	омания	0	молели
IIIWU	умацил	v	MULUIN

Имя документа	Конфигурация	Путь документа
Обечайка	По умолчанию<Как сварной>	d:\Chigrin\Данилейко\Обечайка.SLDPRT

#### Свойства исследования

Chone i ba necsiegobanna	
Тип анализа	Частота
Тип сетки:	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение:	Сетка на основе кривизны
Проверка Якобиана:	4 Points
Качество:	Высокая
Количество элементов:	8876
Количество узлов:	19608
Тип решающей программы	Решающая программа Direct sparse
Количество частот:	20

Крепление	
Имя ограничения	Выбранный набор
Крепление-1 < Обечайка>	Вкл. 3 грани в зафиксированном состоянии

Из всех рассчитанных форм наиболее близкими к возбуждающим частотам явились четыре режима (табл. 6).

Таблица 6 – Список режимов, близких к резонансам

Количество частот	Герц	Кратность возбуждения	Запас от возбуждающей частоты
4	176.14	3,7	-7,5 %
5	194.09	4,12	+ 3 %
12	354.98	7,55	- 5,6 %
13	399.38	8,49	+ 6,1 %

На частоте 176 Гц возникают колебания диска, по форме близкие к зонтичным (рис. 43). Максимальная амплитуда колебаний диска в центре и по сварным швам прямолинейного участка и дуги окружности – не более 3,5 мм. Запас от возбуждающей частоты с кратностью K = 4 составляет 7,5 %, что делает возникновение таких колебаний на рабочей частоте вращения маловероятным.



Рисунок 43 – Колебания диска барабана с частотой 176 Гц

На частоте 194 Гц возникают колебания обечайки (рис. 44). Колебания могут вызвать разрушение конструкции по сварным швам дуги окружности. Запас от возбуждающей частоты с кратностью К = 4 составляет 3 %, что делает возникновение таких колебаний на рабочей частоте вращения достаточно вероятным.



Рисунок 44 – Колебания обечайки барабана с частотой 194 Гц

На частотах 355 Гц и 399 Гц возникает локальная потеря устойчивости диска (рис. 45). Запас от возбуждающей частоты с кратностью К = 8 составляет около 6 %, что делает возникновение таких колебаний на рабочей частоте вращения маловероятным.



Рисунок 45 – Локальная потеря устойчивости диска

Полученные результаты расчета целесообразно проверить экспериментально.

Для предотвращения раскрытия сварных стыков была выполнена попытка подкрепления сварных швов приваркой уголковых профилей по вертикальному стыку и части цилиндрической образующей. Для этой конструкции также были рассчитаны 20 вариантов. Расчет показал, что выявленные на частотах 176 Гц и 399 Гц формы пропали, а формы колебаний на частотах 176 Гц и 355 Гц сместились в сторону больших частот из-за увеличения жесткости конструкции (на 186 Гц и 380 Гц) и попали практически точно в резонанс с частотами возбуждения K = 4 и K = 8 (табл. 7 и рис. 46).

Таблица 7 – Список режимов, близких к резонансам

Номера частот	Герц	Кратность возбуждения
2	186.3	K = 4
8	379.72	K = 8



Рисунок 46 – Вторая и восьмая формы колебаний барабана с подкреплением сварных швов уголками

Необходимость подкрепления сварных швов барабана уголками целесообразно оценить экспериментальными исследованиями.

# 8 Выводы и рекомендации

Дисбаланс ротора в большей мере определяется не первоначальной несбалансированностью ротора при изготовлении, а отклонениями секций молотков при работе агрегата.

Пакет использованных для исследования программ SolidWorks и Simulation помогает выявить основные тенденции при статическом и динамическом нагружении агрегата, но полученную моделированием информацию целесообразно подтвердить экспериментальными данными. Наиболее простой способ экспериментального исследования для данного случая – виброметрирование элементов конструкции на работающем агрегате.

На основе проведенных исследований можно предложить следующие рекомендации по изменению конструкции агрегата с целью повышения его надежности:

1. Целесообразно вместо прерывистых сварных швов соединения дисков с лопастями выполнить сплошные швы, если может быть обеспечено исключение термических «поводок» дисков и лопастей при сварке.

2. Целесообразно левый шариковый подшипник заменить роликовым радиальным подшипником, например, серии NU 314 по каталогу SKF (статическая грузоподъемность – 228 кH, граничная нагрузка по усталости – 29 кH), или отечественным аналогом.

3. Для устранения возможных опасных резонансных колебаний целесообразно выполнить подкрепление панели «ребро» по свободной нижней кромке приваркой уголка.

4. Необходимость подкрепления сварных швов барабана уголками целесообразно оценить экспериментальными исследованиями.

5. Необходимо в эксплуатации обеспечить периодический контроль узлов крепления агрегата к фундаменту.

# Список использованной литературы

- 1. Абрамов, В.В. Исследование напряжений и деформаций методом сопротивления материалов [Текст] / В.В. Абрамов. Х.: ХГУ, 1965. 64 с.
- 2. ГОСТ 23604-79 Статистическая оценка нагруженности машин и механизмов. Методы обработки данных о нагруженности.
- 3. ГОСТ 3478-79 Подшипники качения. Основные размеры.
- 4. ГОСТ 3478-79 Подшипники качения. Расчет статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки.
- 5. Общий каталог SKF [электронный ресурс].
- 6. Прочность материалов и конструкций [Текст] / под ред. Г.С. Писаренко. К.: Наукова думка, 1975. 384 с.
- 7. Руководство пользователя SolidWorks Premium 2009 [электронный ресурс].
- 8. Сухарев, В.А. Решение задач прикладной механики на ЭВМ [Текст] / В.А. Сухарев, Б.Н. Мужевич. К.: Вища школа, 1990. 247 с.
- 9. Чигрин, В.С. Віброакустика і вібродиагностика авіаційних двигунів [Текст] / В.С. Чигрин, С.І. Суховій. Х.: Нац. аерокосміч. ун-т «ХАІ», 2010. 286 с.
- 10. Яманин, А.И. Компьютерно-информационные технологии в двигателестроении [Текст] / А.И. Яманин, Ю.В. Голуб, С.М. Шилов и др. М.: Машиностроение, 2005. 480 с.