

## ТЕХНИЧЕСКИЙ ОТЧЕТ

Определение источников вибрации ротора вентилятора при действии эксплуатационных нагрузок и наличии радиальных зазоров в подшипниках

Исполнитель

к.т.н. доцент

В.С. Чигрин

«\_\_\_\_»\_\_\_\_\_2012

Харьков ХАИ 2012

## Содержание

|                                                                                            | Стр. |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| Введение                                                                                   | 3    |
| 1 Цель исследования                                                                        | 3    |
| 2 Описание объекта исследования                                                            | 3    |
| 3 Определение опорных реакций в подшипниках                                                | 4    |
| 4 Оценка влияния торцевого биения диска на динамическую нагрузку                           | 4    |
| 5 Оценка влияния торцевого биения диска на динамическую нагрузку                           | 5    |
| 6 Определение форм колебаний и критических частот вращения ротора на жестких опорах        | 7    |
| 7 Определение жесткости опор ротора                                                        | 10   |
| 8 Определение жесткости основания подшипника и суммарной жесткости опоры                   | 11   |
| 9 Определение влияния радиального зазора подшипника на критические частоты вращения ротора | 12   |
| 10 Выводы и рекомендации                                                                   | 18   |
| Список использованной литературы                                                           | 18   |

## Введение

Объектом исследования является сборный узел – ротор вентилятора, состоящий из вала, шкива и крыльчатки с десятью лопастями. Ротор опирается на два подшипника серии 1210 ГОСТ 28428 (старые стандарты ГОСТ 5720-75, ГОСТ 520-2002). Ротор приводится во вращение от электродвигателя с частотой вращения 1500 об/мин клиноременной передачей через трехручьева шкив. Частота вращения ротора составляет 1725 об/мин, что соответствует 28,75 об/с или 180,55 рад/с. Твёрдотельная модель узла в сборе показана на рисунке 1.

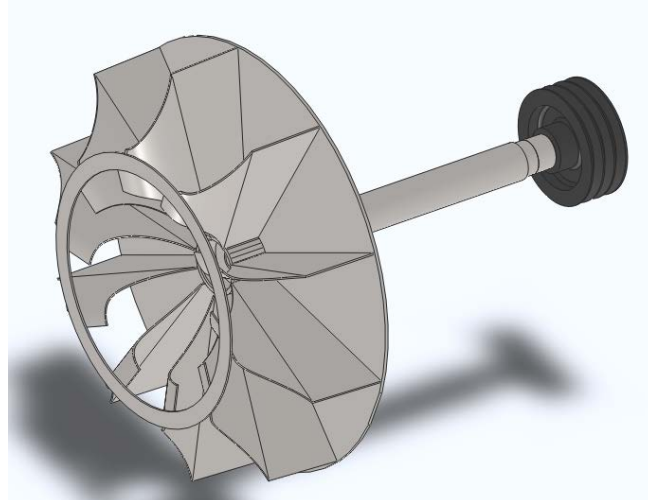


Рисунок 1 – Твёрдотельная модель ротора вентилятора

Подшипник серии 1210 – шариковый сферический радиальный двухрядный, с плавающим сепаратором. Динамическая грузоподъемность – 22,9 кН, статическая грузоподъемность – 8,3...11,0 кН. Шарик диаметром 9,525 мм, количество – 36 (два ряда по 18 шариков). Фирмой SRF подшипники 1210 выпускаются с минимальным радиальным зазором от 6 до 19 мкм, с нормальным зазором от 14 до 31 мкм и с увеличенным зазором от 25 до 44 мкм.

### 1 Цель исследования

Целью исследований является:

- определение собственных частот и форм колебаний узла и выявление возможных резонансов;
- определение нагрузок на опоры ротора;
- определение влияния величины радиального зазора в подшипниках на частоты и формы колебаний ротора;
- разработка мероприятий по обеспечению работы вентилятора с минимально возможным уровнем вибраций.

### 2 Описание объекта исследования

Для выполнения исследований в пакете SolidWorks была создана твердотельная модель ротора. При создании модели тщательно выдерживались геометрические размеры и жесткостно-массовые характеристики силовых элементов, сохранены способы сопряжения деталей – сварка и посадки, учтено натяжение ремней передачи.

Основные сведения о сборочных единицах узла приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Сборочные единицы ротора

| №.   | Имя тела                | Материал                       | Масса       | Объем                       |
|------|-------------------------|--------------------------------|-------------|-----------------------------|
| 1    | Вал-1                   | [SW]Простая углеродистая сталь | 9.24359 kg  | 0.00118508 m <sup>3</sup>   |
| 2    | Сборка_Диск-1/Диск-1    | [SW]Простая углеродистая сталь | 14.6885 kg  | 0.00188314 m <sup>3</sup>   |
| 3    | Сборка_Диск-1/Кольцо-1  | [SW]Простая углеродистая сталь | 0.689187 kg | 8.83573e-005 m <sup>3</sup> |
| 4-13 | Сборка_Диск-1/Лопасть-1 | [SW]Простая углеродистая сталь | 0.713535 kg | 9.14789e-005 m <sup>3</sup> |
| 14   | Шкив_04-1               | [SW]Серый чугун                | 5.52778 kg  | 0.000767748 m <sup>3</sup>  |

Конструкционные материалы использованы из библиотеки SolidWorks. Свойства конструкционных материалов ротора приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Свойства материалов 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        | NA                             | 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   |

| Имя материала:                  |             | [SW]Серый чугун             |              |
|---------------------------------|-------------|-----------------------------|--------------|
| 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   |

### 3 Определение опорных реакций в подшипниках

Необходимые для определения опорных реакций геометрические характеристики конструкции взяты из рабочих чертежей, массовые характеристики получены из твердотельного моделирования и приведены в таблице 1. При расчетах учтены дисбаланс ротора и натяжение приводных ремней.

Результаты расчета приведены на рисунке 2.

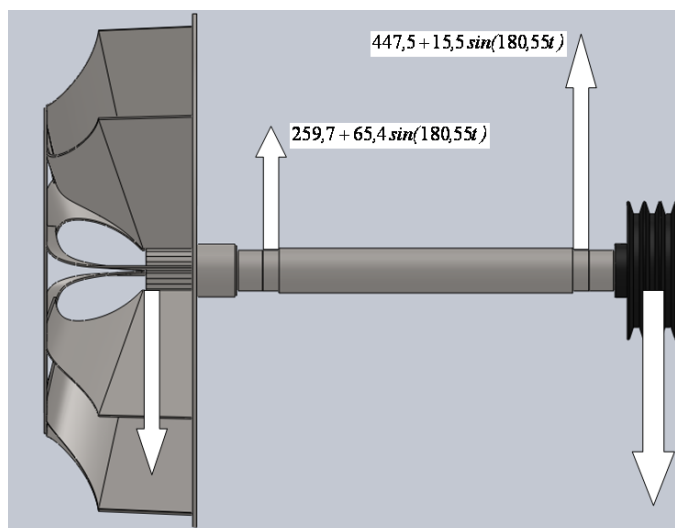


Рисунок 2 – Опорные реакции ротора вентилятора

Максимальная реакция на левом подшипнике без учета допуска на торцевое биение диска – 325 Н, на правом – 463 Н, минимальная нагрузка – 193 Н и 432 Н соответственно.

### 4 Оценка влияния торцевого биения диска на динамическую нагрузку

Допуск на торцевое биение диска крыльчатки вентилятора – 3,5 мм. При максимальном биении диск оказывается посаженным на вал кососимметрично (рисунок 3).

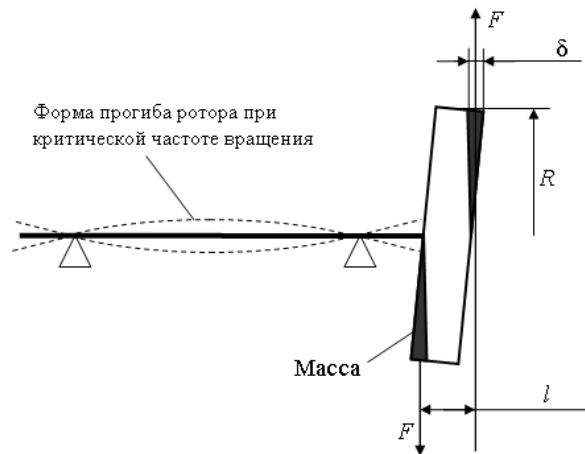


Рисунок 3 – Идеализованная схема ротора вентилятора

Рассмотрим влияние торцевого биения диска на вибрационное состояние ротора. Ротор работает на частоте вращения 1725 об/мин. Для простоты расчета ротор идеализован: диск представлен цилиндром с эквивалентным радиусом  $R = 315$  мм и толщиной  $l = 7,5$  мм (с учетом массы прикрепленных к нему рабочих лопаток). Плотность материала диска  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>. Торцевое биение  $\delta/2$  примем равным 1,75 мм.

Несбалансированные массы диска  $m$  содержатся в объемах  $V$ , которые необходимо было бы убрать для балансировки диска. Они могут быть определены по формуле

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot \delta \cdot R^2 / 3 = 0,903 \text{ кг.}$$

Центры масс этих объемов находятся на радиусах  $r = 3R/4$ .

При вращении ротора возникают две кососимметричные силы. Определим их для рабочей частоты вращения  $n = 1725$  об/мин:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r = m \cdot (\pi \cdot n / 30)^2 \cdot 3R/4 = 6954 \text{ Н.}$$

В принципе, принятый допуск на торцевое биение диска 3,5 мм является приемлемым, так как нагрузка 6,95 кН в 3,3 раза меньше, чем динамическая грузоподъемность подшипника, и является скомпенсированной (силы приложены к диску и противоположно направлены). Тем не менее, целесообразно при изготовлении ротора обеспечивать минимально возможное торцевое биение диска.

Под действием пары сил возникает изгибающий момент  $M = F \cdot l = 52,2$  Нм, вращающийся с оборотной частотой. Действие этого момента увеличивает вибрацию и приводит к повышению нагрузки на подшипник и ослаблению посадки диска на валу. При изнашивании подшипников и ослаблении посадки диска снижается жесткость системы, что ведет к снижению критической частоты вращения, попаданию ее в область рабочих частот вращения и дальнейшему увеличению вибрации ротора, что еще более усугубит ситуацию.

Кроме того, при повышенных торцевых биениях диска в процессе балансировки ротора балансировочные грузики могут попасть в зону с максимальными биениями. Ротор при этом будет статически сбалансирован в пределах допусков, но действие изгибающего момента будет не скомпенсировано, а дополнительно увеличено.

## 5 Определение частот возбуждения колебаний ротора

Одним из самых распространенных источников колебаний ротора является **дисбаланс вращающихся масс**. Его появление обычно приводит к резкому увеличению вибраций.

Частоты спектральных составляющих роторной вибрации зависят от режима работы (от частоты вращения ротора) и определяются по формуле:

$$f_k = k \frac{n}{60} = k n_c, \quad k = 0,5; 1; 2; 3; 4; 5; \dots$$

где  $n_c$  – частота вращения ротора, с<sup>-1</sup>.

Причины возникновения дисбаланса могут иметь различную природу:

– дефекты изготовления ротора или его элементов и наличие допуска на балансировку (в этом случае возрастает амплитуда роторной вибрации на частоте  $f_1 = n_c = 28,75$  Гц);

– неправильная сборка ротора или подшипниковых опор при первичном монтаже или после ремонта (несоосность или некоаксиальность опор может вызвать вибрации с оборотной частотой  $f_1 = n_c = 28,75$  Гц или удвоенной оборотной частотой  $f = 2 n_c = 57,5$  Гц);

– резонансные колебания ротора из-за нарушения режима работы и изменения жесткости системы ротор-корпус (их внешнее проявление в спектре вибрации аналогично неуравновешенности ротора). Возможно появление в спектре гармоник роторных вибраций небольшой интенсивности с частотами

$$f_k = i n_c, \quad i = \frac{3}{2}, \frac{5}{2}, \frac{7}{2} \dots$$

из-за особенностей движения ротора в зазорах подшипников.

Максимальные амплитуды роторной вибрации наблюдаются при  $k = 1$ . С увеличением номера гармоники амплитуды спектральных составляющих уменьшаются.

Обычно первая гармоника в вертикальном направлении равна, а чаще чуть меньше первой гармоники вибрации в поперечном направлении. Отклонения от этого правила возникают иногда при увеличенных боковых зазорах в подшипнике, при очень больших различиях в величине податливости подшипников в вертикальном и поперечном направлениях.

Вибрация от дисбаланса во многих случаях является возбуждающим фактором, который приводит к «проявлению» в состоянии агрегата и в спектре зарегистрированной вибрации признаков различных дефектов, например, подшипниковых. После проведения дополнительной балансировки и устранения небольшого дисбаланса вибрация обычно снижается до нормального значения. При этом дефекты подшипников остаются, но они в вибрации не проявляются, так как нет возбуждающей силы.

**Определение частот подшипниковых дефектов.** При работе подшипника с внутренними дефектами во временном вибросигнале появляются характерные составляющие, гармоники, с собственными частотами. Численные значения частот этих составляющих зависят от соотношения геометрических размеров подшипника и оборотной частоты вращения ротора механизма.

В нагруженном подшипнике можно дифференцировать несколько основных частот – внешней обоймы подшипника, внутренней обоймы, частоты сепаратора и частоты тел качения.

**Частота перекатывания тел качения по внешней обойме** (часто в литературе обозначаемая BPFO):  $f = n_c \cdot \frac{Z_T}{2} \cdot \left( 1 - \frac{d_w}{D_0} \cos \gamma \right) = 227$  Гц и  $454$  Гц,

где  $n_c$  – частота вращения вала;  $D_0$  – средний диаметр подшипника;  $d_w$  – диаметр шарика;  $\gamma$  – угол контакта;  $Z_T$  – число тел качения (для 18 или 36 шариков);

**Частота перекатывания тел качения по внутренней обойме (BPFI):**

$$f = n_c \cdot \frac{Z_T}{2} \cdot \left( 1 + \frac{d_w}{D_0} \cos \gamma \right) = 290 \text{ Гц и } 580 \text{ Гц};$$

**частота сепаратора (FTF):**  $f = \frac{n_c}{2} \cdot \left( 1 \pm \frac{d_w}{D_0} \cos \gamma \right) = 12 \dots 16$  Гц;

**частота перекатывания тел качения (BSF):**

$$f = n_c \cdot \frac{D_0}{2d_w} \cdot \left( 1 \pm \left( \frac{d_w}{D_0} \cos \gamma \right)^2 \right) = 93 \dots 119 \text{ Гц};$$

**изнашивание сепаратора и увеличение зазоров в гнездах установки тел качения.**

Для шарикового подшипника  $f = \frac{n_{с\text{ТК}} \cdot i}{2} \left( 1 - \frac{d}{D_0} \right) = 12,5 \cdot i$  Гц;  $i = 1; 2; 3; \dots$

**упругие деформации обоймы подшипника и переменная контактная податливость.** Вибрация возникает из-за неравномерного распределения нагрузки на тела качения. Амплитуда вибрации зависит от соотношения нагрузки на опору и радиального зазора. Частота спектральной составляющей такой вибрации по первому тону равна частоте прокатывания тел качения по внешнему кольцу:  $f = \frac{n_c z (D_0 - d \cdot \cos \gamma)}{2D_0} = 227 \text{ Гц}$  и  $454 \text{ Гц}$ .

В лопаточных машинах колебания ротора могут возникнуть из-за неидентичности аэродинамических характеристик лопастей и вызванной ею неравномерности воздушного потока, обтекающего лопасти. Исследуемая конструкция имеет диск с десятью лопастями, т.е.

$$f = 10 \cdot n_c = 287,5 \text{ Гц.}$$

Таким образом, частоты возбуждения в исследуемой конструкции имеют значения 12...16 Гц; 28,75 Гц; 43 Гц; 57,5 Гц; 72 Гц; 93 Гц; 119 Гц; 227...290 Гц, 544 Гц; 580 Гц.

## 6 Определение форм колебаний и критических частот вращения ротора на жестких опорах

Для созданной в пакете SolidWorks твердотельной модели ротора выполнен модальный анализ для определения частот и форм колебаний ротора и его элементов на жестких опорах (таблица 3).

Таблица 3 – Определения соединителей

| Имя соединителя                   | Выбранный набор                                                 | Тип нагрузки                |
|-----------------------------------|-----------------------------------------------------------------|-----------------------------|
| Основание подшипника-1<br><Вал-1> | Подшипник Жесткая связь на вкл 1 Грани<br>Неподвижная жесткость | Последовательное нагружение |
| Основание подшипника-2<br><Вал-1> | Подшипник Жесткая связь на вкл 1 Грани<br>Неподвижная жесткость | Последовательное нагружение |

На рисунке 4 представлена сетка конечных элементов для расчета, в таблице 4 – информация о сетке.

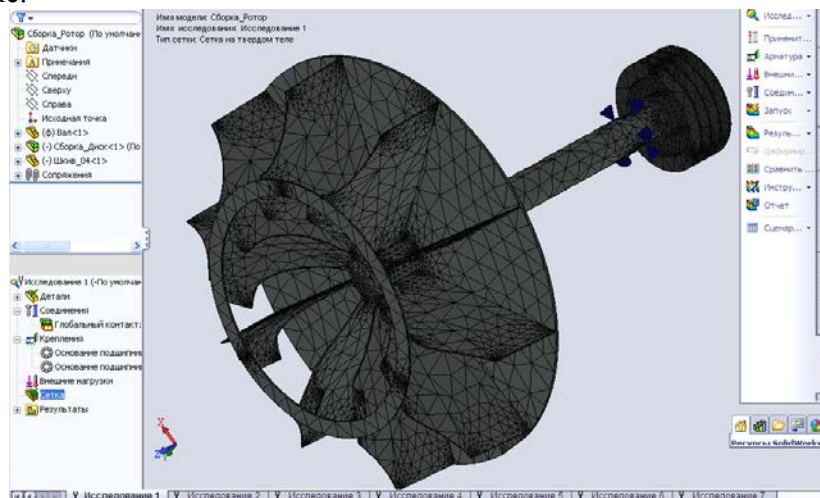


Рисунок 4 – Сетка конечных элементов

Таблица 4 – Информация о сетке конечных элементов

|                                  |                       |
|----------------------------------|-----------------------|
| Тип сетки:                       | Сетка на твердом теле |
| Используемое разбиение:          | Стандартная сетка     |
| Автоматическое уплотнение сетки: | Вкл                   |
| Сглаживание поверхности:         | Вкл                   |
| Проверка Якобиана:               | 4 Points              |
| Размер элемента:                 | 33.173 mm             |
| Допуск:                          | 1.6587 mm             |
| Качество:                        | Высокая               |
| Количество элементов:            | 50501                 |

Результаты расчета представлены на рисунках 5 – 10.

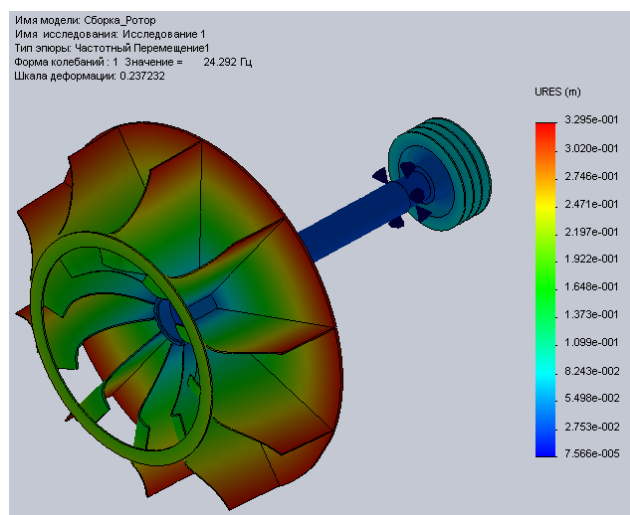


Рисунок 5 – Крутильные колебания диска с частотой 25 Гц

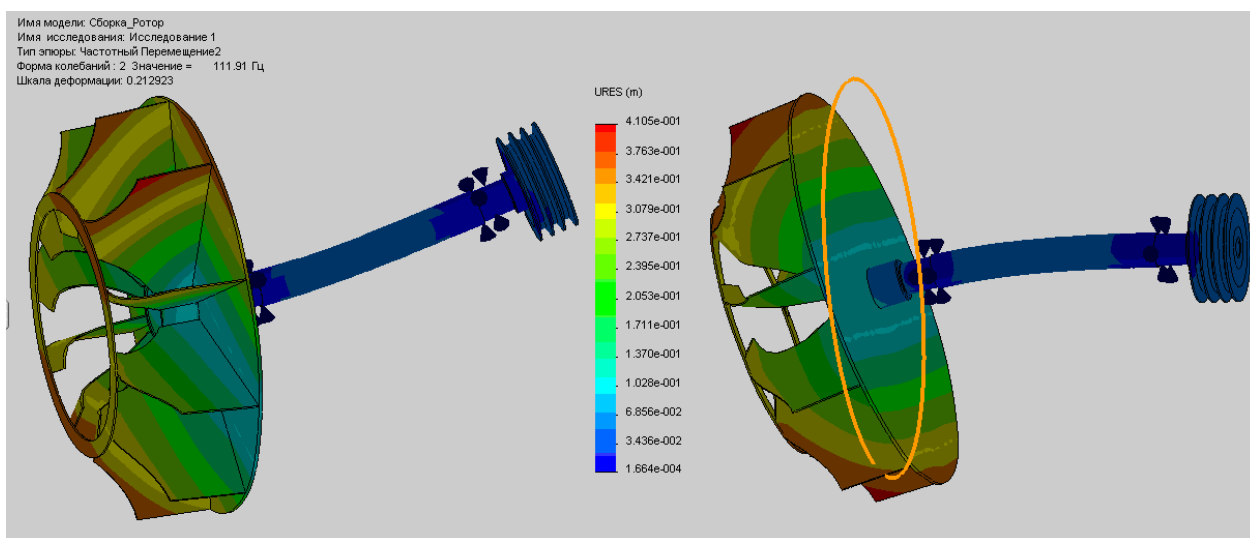


Рисунок 6 – Первая изгибная форма колебаний вала на частоте 112 Гц с одновременным колебанием диска с одним узловым диаметром

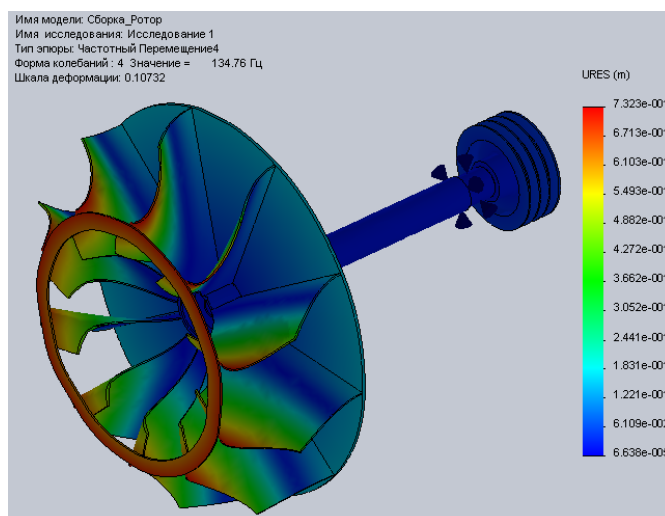


Рисунок 7 – Колебания входных кромок лопастей на частоте 135 Гц с проворотом кольца



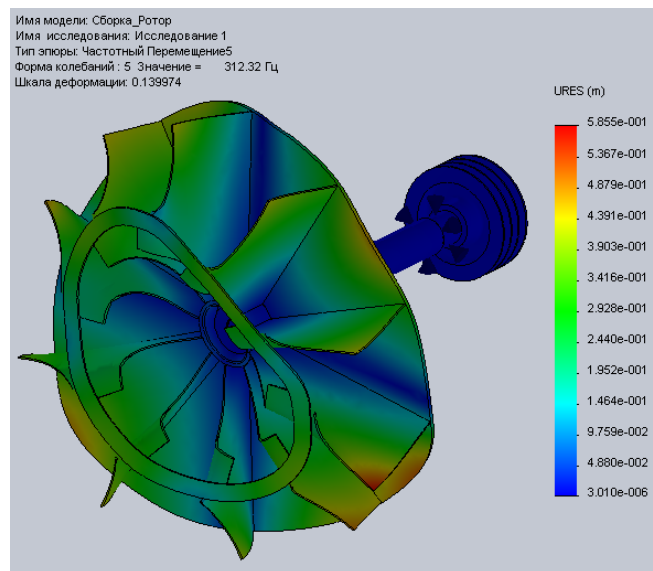


Рисунок 8 – Колебания диска с двумя узловыми диаметрами на частоте 312...320 Гц

В диапазоне частот 370...396 Гц выявлены различные формы колебаний лопастей вентилятора симметричными группировками по две и по пять лопастей, которые не вызывают изгибных колебаний вала.

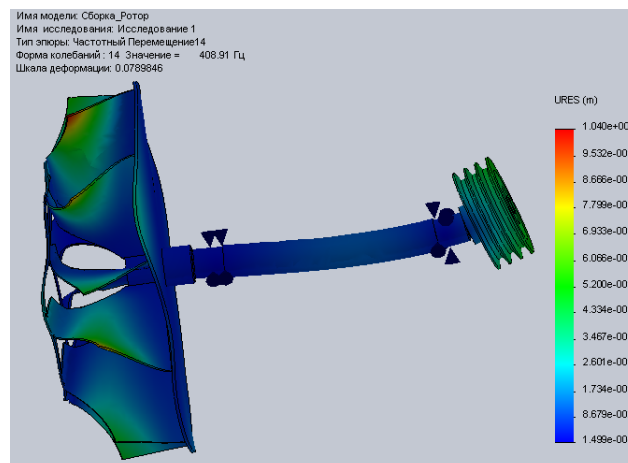


Рисунок 9 – Вторая изгибная форма колебаний вала с диском и шкивом на частоте 403...409 Гц

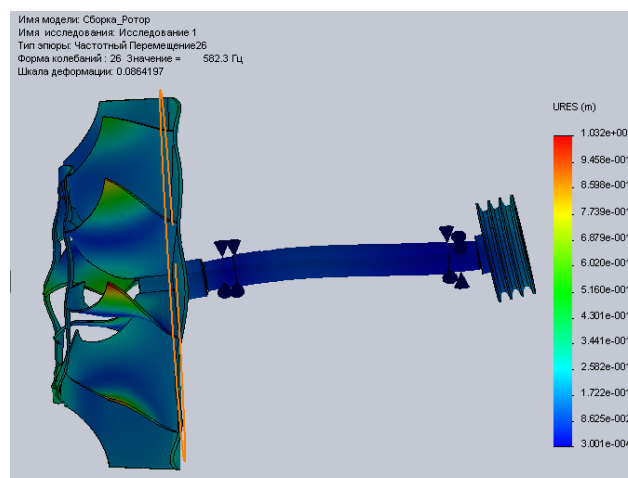


Рисунок 10 – Третья изгибная форма колебаний вала на частотах 578...582 Гц

Все полученные формы колебаний являются безопасными, т.к. не имеют резонансов с возбуждающими частотами, за исключением третьей изгибной формы колебаний вала (слабый резонанс с частотой перекачивания шариков по внутренней обойме подшипника).

Колебания диска с узловыми диаметрами полностью устраняются (по крайней мере, в исследованном диапазоне частот до 630 Гц) увеличением жесткости диска путем приварки по его периферии кольца шириной 18 мм и толщиной 2 мм (рисунок 11). На кольцо можно выполнить отверстия и проводить балансировку ротора при его изготовлении и подбалансировку в процессе эксплуатации не приваркой к диску балансировочных грузов, а установкой на кольцо балансировочных болтов (зазор между диском и корпусом составляет 45 мм).

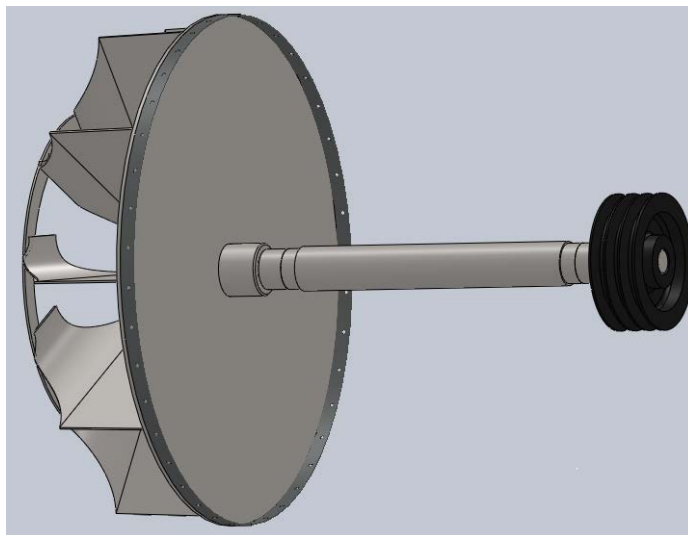


Рисунок 11 – Диск с кольцом для увеличения его изгибной жесткости

## 7 Определение жесткости опор ротора

Нелинейные свойства подшипников качения вносят особенности в характер вынужденных колебаний неуравновешенного ротора. В отличие от линейной задачи, расположение резонансных пиков, определяющих истинные критические скорости ротора, зависит от нагруженности подшипника и радиального зазора в нем. Для тяжелонагруженных роторов влияние неуравновешенности ротора невелико. Для слабонагруженных роторов влияние неуравновешенности становится определяющим. Для роторов со слабонагруженными опорами, как в рассматриваемой конструкции, критические скорости могут быть существенно ниже, чем основные собственные частоты ротора на абсолютно жестких опорах. Увеличение зазора в подшипниках также понижает критические скорости. При этом очевидно, что резонансные пики раздваиваются (частоты колебаний в вертикальной и горизонтальной плоскостях будут немного отличаться).

Радиальный зазор  $\Delta$  в подшипнике складывается из упругих деформаций и паспортного зазора. При небольших нагрузках на подшипник величина упругих деформаций незначительна, ей можно пренебречь и считать, что радиальный зазор соответствует паспортному значению.

Связь между радиальной нагрузкой  $P$  (кгс) и зазором  $\Delta$  для подшипников со сферическими телами качения определяется зависимостью, установленной на основании контактной теории Герца:

$$\Delta = a \cdot 10^6 \sqrt[3]{\frac{P^2}{z^2 d \cos^2 \gamma}}, \quad (1)$$

где  $\Delta$  – смещение центров наружного и внутреннего колец в направлении действия нагрузки, см;  $z$  – число тел качения;  $d$  – диаметр тела качения, см;  $\gamma$  – угол контакта тел качения;  $a = 264$  для радиального сферического подшипника.

Результаты расчета представлены в таблице 5 и на рисунке 12.

Таблица 5 – Соотношение радиального зазора и нагрузки

| Зазор, мкм | Эквивалентная нагрузка, Н |
|------------|---------------------------|
| 0          | 0,0                       |
| 5          | 794,8                     |
| 10         | 2248,1                    |
| 15         | 4130,0                    |
| 20         | 6358,5                    |
| 25         | 8886,2                    |
| 30         | 11681,3                   |

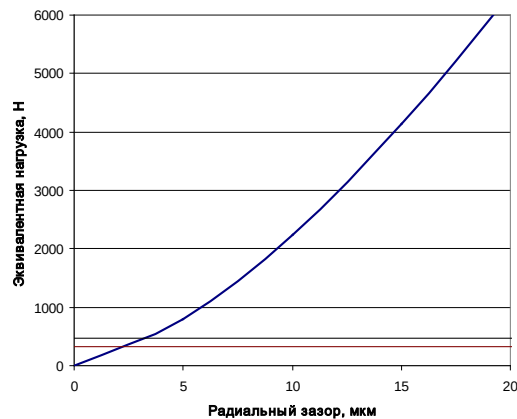


Рисунок 12 – Соотношение радиального зазора и нагрузки

Выполненный расчет показывает, что при небольших нагрузках 325 Н и 463 Н, имеющих в исследуемой конструкции, ротор уже становится чувствительным к зазору подшипника, превышающему 2,5...5 мкм. При удовлетворительной балансировке ротора такая чувствительность не будет вызывать повышенных вибраций ротора.

Преобразовав выражение (1) и выполнив дифференцирование при нагрузке, равной расчетной, получим жесткость подшипника для зазора  $\Delta \approx 5$  мкм:

$$C_p = \left. \frac{dP}{d\Delta} \right|_{P=P_0} = 5350 \sqrt{d \cdot Q_0 \cdot z^2 \cdot \cos^2 \gamma} = 1,944 \cdot 10^5 \text{ кгс/см} = 1,905 \cdot 10^8 \text{ Н/м}.$$

## 8 Определение жесткости основания подшипника и суммарной жесткости опоры

Для определения жесткости основания подшипника была выполнена твердотельная модель швеллера с основанием корпуса подшипника, к которому была приложена тестовая нагрузка 10000 Н. Статическое моделирование показало, что прогиб швеллера при такой нагрузке составил  $6,02 \cdot 10^{-5}$  мм (рисунок 13).

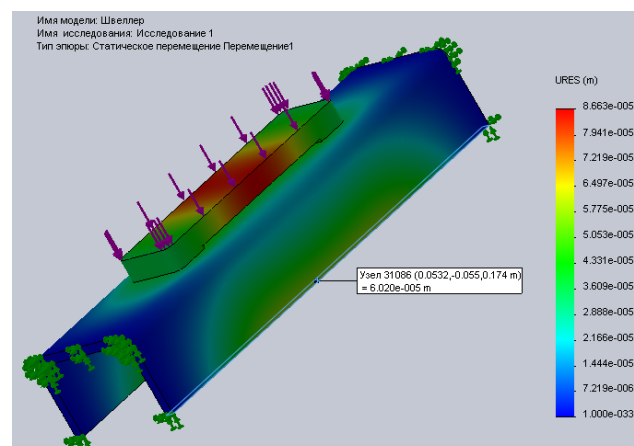


Рисунок 13 – Определение деформации швеллера при тестовой нагрузке

Таким образом, жесткость основания подшипника составляет

$$C_o = \frac{10000}{6,02 \cdot 10^{-5}} = 1,661 \cdot 10^8 \text{ Н/м.}$$

Жесткость основания подшипника достаточно высока, дополнительно увеличивать ее путем подкрепления конструкции нет необходимости.

Суммарная жесткость опоры

$$C_{\Sigma} = \frac{C_p \cdot C_o}{C_p + C_o} = \frac{1,905 \cdot 10^8 \cdot 1,661 \cdot 10^8}{1,905 \cdot 10^8 + 1,661 \cdot 10^8} = 0,8873 \cdot 10^8 \text{ Н/м.}$$

При увеличении радиального зазора жесткость подшипника будет существенно уменьшаться. Поэтому в дальнейшем при расчетах с увеличением радиального зазора подшипника жесткость основания подшипника из-за ее малого влияния можно не учитывать.

## 9 Определение влияния радиального зазора подшипника на критические частоты вращения ротора

Рассмотрим два случая без учета сил веса ротора.

**Случай 1.** Ось, проходящая через точку закрепления диска на валу, находится от оси подшипника на расстоянии большем, чем зазор в подшипнике при неподвижном состоянии ротора. Уравнение равновесия в этом случае имеет вид

$$m(y + e)\omega^2 = 0,$$

откуда  $y = -e$  (вал на скоростях, отличных от критической скорости, вращается вокруг своего эксцентриситета).

При отсутствии демпфирования колебаний прогиб вала в месте крепления диска зависит от эксцентриситета  $e$  и отношения угловой скорости ротора  $\omega$  к ее критическому значению  $\omega_{кр}$ :

$$y = \frac{e}{(\omega / \omega_{кр})^2 - 1} = \frac{Q / m}{(\omega / \omega_{кр})^2 - 1},$$

где  $Q = m \cdot e$  – дисбаланс ротора.

**Случай 2.** Зазор в подшипнике  $\Delta$  больше расстояния между осями вала и подшипника.

В этом случае вал при начале вращения выбирает зазор  $\Delta$  и далее прогибается под действием центробежной силы. Уравнение равновесия для этого случая имеет вид

$$m(y + e)\omega^2 = C_B(y - \Delta),$$

$$y = \frac{e\omega^2 - \frac{C_B}{m}\Delta}{\frac{C_B}{m} - \omega^2}.$$

На рисунке 14 показано изменение прогиба такого вала с увеличением угловой скорости вращения.

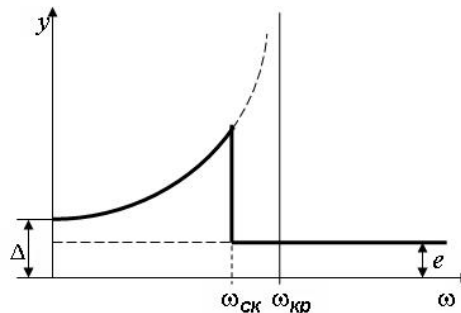


Рисунок 14 – Изменение прогиба ротора с зазором в подшипнике при увеличении угловой скорости вращения

В этом случае при увеличении угловой скорости  $\omega$  смещение ротора в подшипнике увеличивается и происходит раскочка ротора в пределах зазора подшипника с возникновением ударов в опоре. При достижении валом угловой скорости  $\omega_{СК}$ , меньшей, чем  $\omega_{КР}$ , происходит резкое уменьшение прогиба вала до величины эксцентриситета. При этом максимальный прогиб вала значительно меньше, чем у вала на критическом режиме без зазора в подшипнике. При увеличении угловой скорости до  $\omega_{КР}$  и выше, прогиб вала остается постоянным и равным эксцентриситету.

Чем больше зазор в подшипнике, тем при меньшей угловой скорости происходит это уменьшение прогиба.

Учет веса ротора не меняет в принципе характера изменения прогиба вала, и эффект снижения прогиба после достижения  $\omega_{СК}$  остается.

Для исследуемого ротора на жестких опорах критическая скорость вращения  $\omega_{КР} = 703$  рад/с (112 об/с) при значительно меньшей рабочей угловой скорости  $\omega = 180,55$  рад/с (28,75 об/с), поэтому при увеличении радиального зазора в подшипнике пропадания первой изгибной формы при работе агрегата наблюдаться не будет, амплитуда раскочки ротора в зазоре подшипника и ударная нагрузка будут увеличиваться, а частота колебаний – уменьшаться.

Моделирование выполнено в предположении, что на правый подшипник передается нагрузка от массы шкива и натяжения приводных ремней, обеспечивая прижим шариков к наружной обойме. На левый подшипник передается нагрузка только от массы диска с лопастями. Жесткость левой опоры изменяется в пределах от  $0,8873 \cdot 10^8$  Н/м до  $1 \cdot 10^6$  Н/м, что соответствует увеличению радиального зазора от 5 до 400 мкм. В качестве примера на рисунках 15 – 20 представлены результаты моделирования для жесткости подшипника  $5 \cdot 10^6$  Н/м, что соответствует радиальному зазору 0,09...0,1 мм.

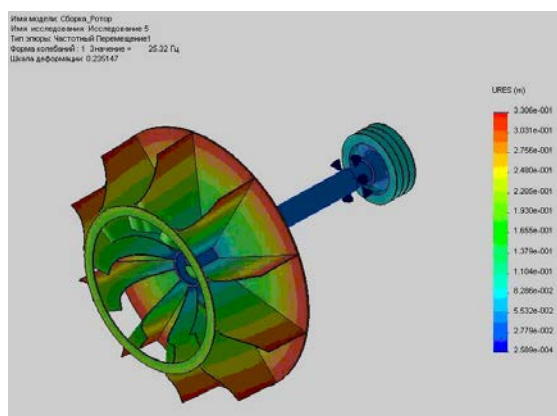


Рисунок 15 – Крутильные колебания диска с частотой 25 Гц

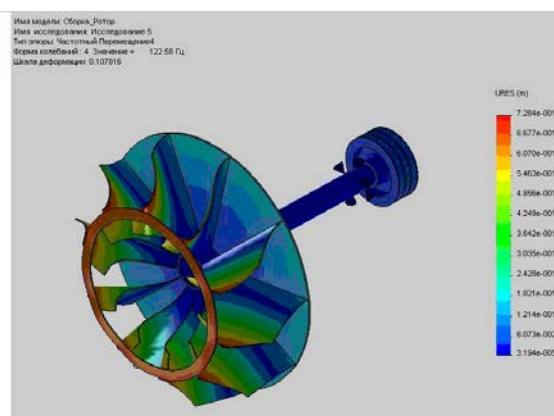


Рисунок 16 – Колебания входных кромок лопастей на частоте 123 Гц с проворотом кольца

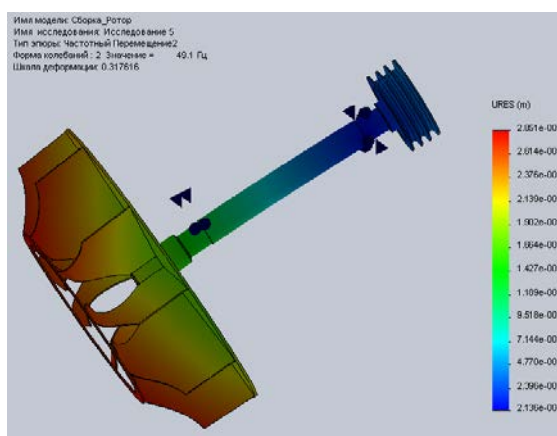


Рисунок 17 – Раскочка вала с частотой 49 Гц в пределах зазора левого подшипника

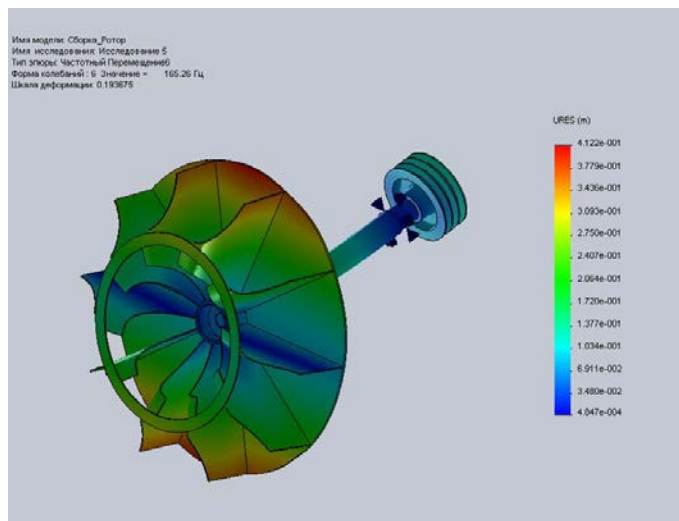


Рисунок 18 – Изгибные колебания ротора по второй форме с частотой 165 Гц с одновременным изгибом диска с одним узловым диаметром

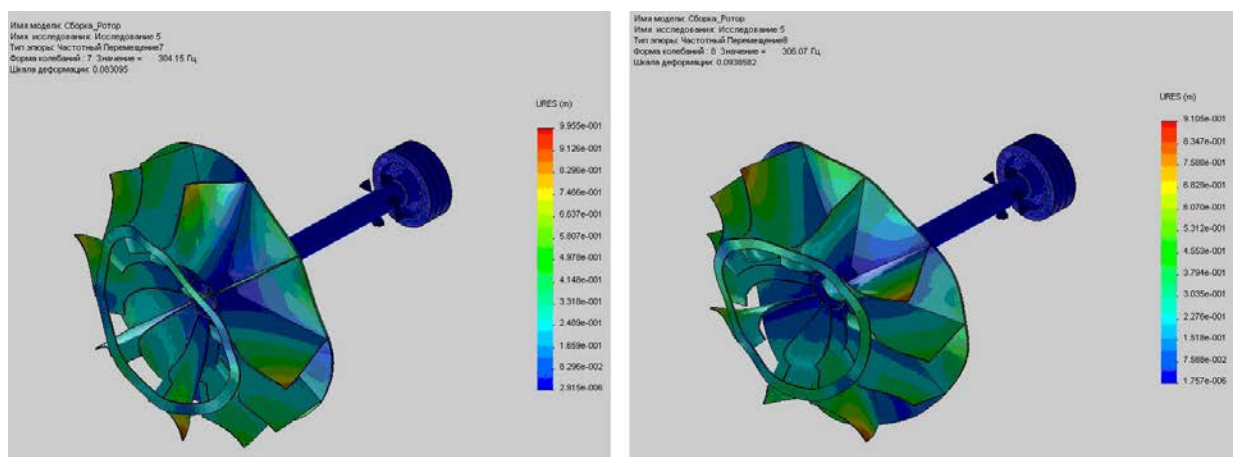


Рисунок 19 – Изгибные колебания диска с двумя узловыми диаметрами на частоте 304...306 Гц

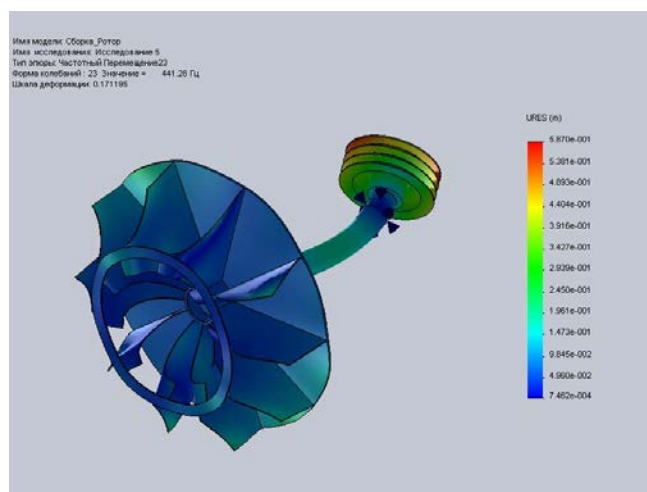


Рисунок 20 – Изгибные колебания ротора по третьей форме с частотой 441 Гц

Расчет показал, что при изменении радиального зазора подшипника частоты крутильных колебаний диска (24...25 Гц) практически не изменяются, частоты колебаний входных кромок лопастей с проворотом кольца незначительно уменьшаются (с 135 Гц до 123 Гц), частоты колебаний диска с двумя и тремя узловыми диаметрами остаются постоянными (304...306 Гц и 430...432 Гц соответственно, диапазон колебаний лопастей несколько уменьшается (с 370...396 Гц до 331...368 Гц), оставаясь вне частот возбуждения. Первая

форма изгибных колебаний вала исчезает, ее заменяет раскачка вала в левом подшипнике, частота которой уменьшается при увеличении радиального зазора. Частота второй формы изгибных колебаний вала также уменьшается при увеличении зазора. Результаты моделирования приведены в таблице 6 и на рисунке 21.

Таблица 6 – Зависимость частоты раскачки и колебаний вала от жесткости и радиального зазора опоры

|                                                |                    |                 |                 |                   |                |                |
|------------------------------------------------|--------------------|-----------------|-----------------|-------------------|----------------|----------------|
| Жесткость опоры, Н/м                           | $88,73 \cdot 10^8$ | $50 \cdot 10^6$ | $23 \cdot 10^6$ | $11,5 \cdot 10^6$ | $5 \cdot 10^6$ | $1 \cdot 10^6$ |
| Радиальный зазор, мкм                          | 5                  | 9               | 20              | 39                | 89             | 444            |
| Частота раскачки вала, Гц                      | 104                | 99              | 85              | 68                | 49             | 24             |
| Частота колебаний по второй изгибной форме, Гц | 293                | 244             | 198             | 177               | 165            | 158            |

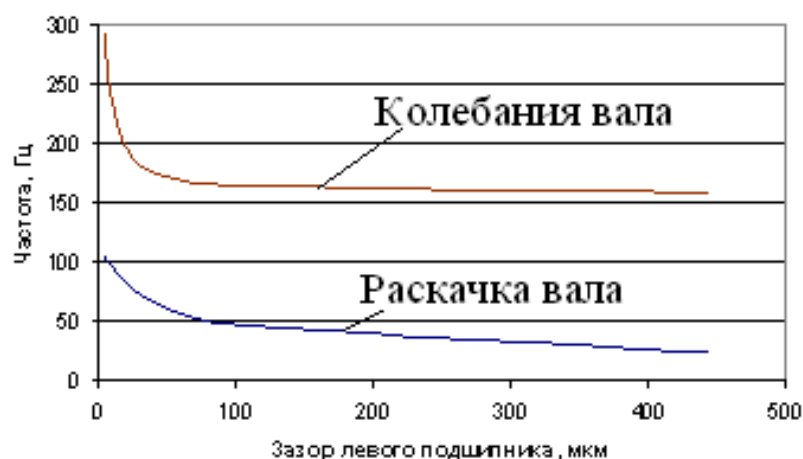


Рисунок 21 – Графики изменения частоты раскачки и колебаний вала от радиального зазора левой опоры

Частота колебаний раскачки ротора при увеличении зазора левого подшипника стремится в пределе к величине

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{mga}{J}} = 5,5 \text{ Гц},$$

где  $J$  – момент инерции ротора относительно правого подшипника,  $a$  – расстояние от оси правого подшипника до центра масс крыльчатки,  $m$  – масса крыльчатки.

Таким образом, при величине зазора подшипника менее 50...80 мкм частоты его колебаний и раскачки не находятся на резонансных режимах работы установки. При увеличении радиального зазора левого подшипника более 0,1 мм (возможно, зазор будет несколько большим, так как не учитывалась деформация подшипника при напрессовке внутренней обоймы на вал и не моделировались термические деформации при нагреве подшипника) частоты раскачки попадают в диапазоны возбуждения с частотой равной удвоенной частоте вращения ротора и более низких частотах (12...16 Гц; 28,75 Гц; 43 Гц; 57,5 Гц).

Далее было выполнено моделирование колебаний вала при радиальных зазорах 0,1 мм в обоих подшипниках. Соответствующие эквивалентные жесткости подшипников приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Определения соединителей

| Имя соединителя                | Выбранный набор                                                 | Тип нагрузки                |
|--------------------------------|-----------------------------------------------------------------|-----------------------------|
| Основание подшипника-1 <Вал-1> | Подшипник Гибкая жесткость; с жесткостью вращения 5000000.0 N/m | Последовательное нагружение |
| Основание подшипника-2 <Вал-1> | Подшипник Гибкая жесткость; с жесткостью вращения 5000000.0 N/m | Последовательное нагружение |



На рисунке 22 приведена форма колебаний при раскатке вала.

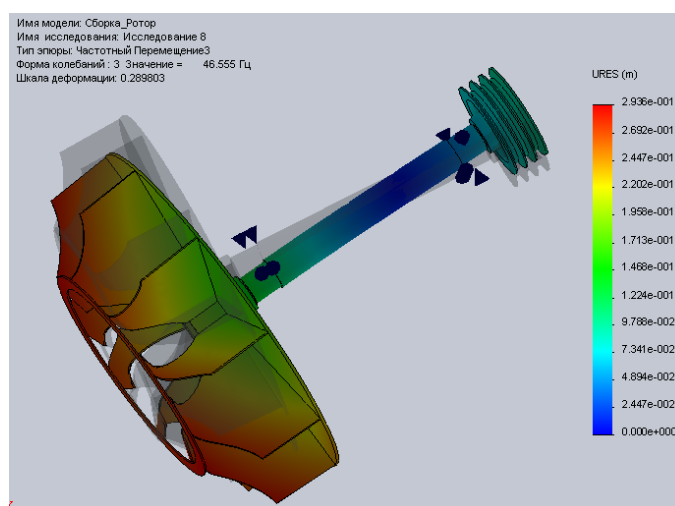


Рисунок 22 – Раскатка вала на частоте 47 Гц при радиальных зазорах в обоих подшипниках

Моделирование показало, что частоты крутильных колебаний диска, колебаний диска с узловыми диаметрами и колебаний лопаток практически не изменились. Частота раскатки в зазорах подшипников уменьшилась незначительно (на 3 Гц по сравнению с предыдущим расчетом). Амплитуда колебаний со стороны шкива небольшая, т.к. влияние радиального зазора в правом подшипнике компенсируется достаточно большой радиальной нагрузкой на опору.

Для обеспечения стабильной работы на подшипники должна всегда действовать определенная нагрузка не менее минимально допустимой. Практический опыт показывает, что для шарикоподшипника минимально допустимая нагрузка составляет приблизительно 0,01 от величины динамической грузоподъемности. Для подшипника серии 1210 эта величина равна 229 Н. Таким образом, минимальная нагрузка на левый подшипник (193 Н) меньше минимально допустимой, а на правый (432 Н) – несколько больше.

Применение специального грузозачного приспособления для левого подшипника нецелесообразно, т.к. это существенно усложнит конструкцию агрегата и создаст несколько дополнительных источников возбуждения колебаний ротора.

Выполнено моделирование с использованием в левой опоре вместо сферического подшипника серии 1210 шарикового радиально-упорного однорядного подшипника серии 26210, имеющего такие же геометрические характеристики, что не потребует переделки корпуса подшипника. В такой конструкции радиальный зазор левого подшипника будет устранен при контакте шариков по правой дорожке внутренней обоймы и по левой дорожке наружной обоймы подшипника. Прижим шариков к дорожкам обойм обеспечит осевое усилие, возникающее на крыльчатке вентилятора и направленное влево. Правый сферический подшипник должен обеспечить компенсацию неточностей сборки.

На правом подшипнике смоделирована возможность радиального и осевого перемещения ротора. В таблице 8 приведены характеристики обоих подшипников, а на рисунке 23 – модель внутренней обоймы левого подшипника.

Таблица 8 – Определения соединителей

| Имя соединителя                | Выбранный набор                                                                                                                                | Тип нагрузки                |
|--------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------|
| Основание подшипника-1 <Вал-1> | Подшипник Жесткая связь на вкл 1 Грани Гибкая жесткость; с осевой жесткостью 1000000000.00000 N/m и с жесткостью вращения 1000000000.00000 N-m | Последовательное нагружение |
| Основание подшипника-2 <Вал-1> | Подшипник Жесткая связь на вкл 1 Грани Гибкая жесткость; с осевой жесткостью 11500000.00000 N/m и с жесткостью вращения 11500000.00000 N-m     | Последовательное нагружение |



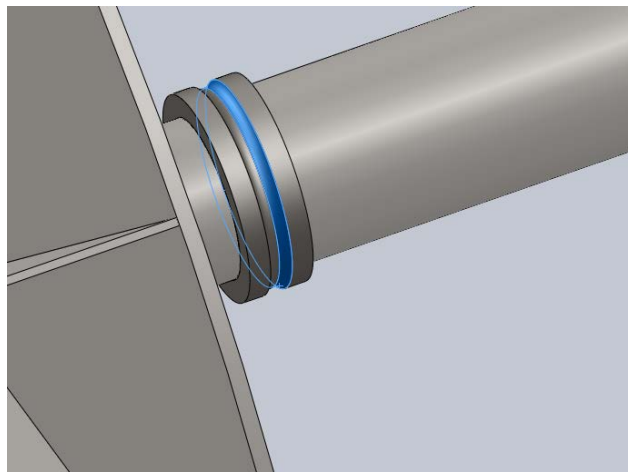


Рисунок 23 – Модель внутренней обоймы левого подшипника

Результаты моделирования показали, что на частоте 94...96 Гц возникают колебания вала, близкие к изгибным колебаниям ротора на подшипниках без зазора (112 Гц) с небольшой раскачкой ротора в правом подшипнике (рисунок 24). Такие колебания практически безопасны, источник их возбуждения незначительный – частота 93...119 Гц при перекачивании тел качения. Частота колебаний вала находится далеко от возбуждающих частот 28,75 Гц и 57,5 Гц, определяемых частотой вращения.

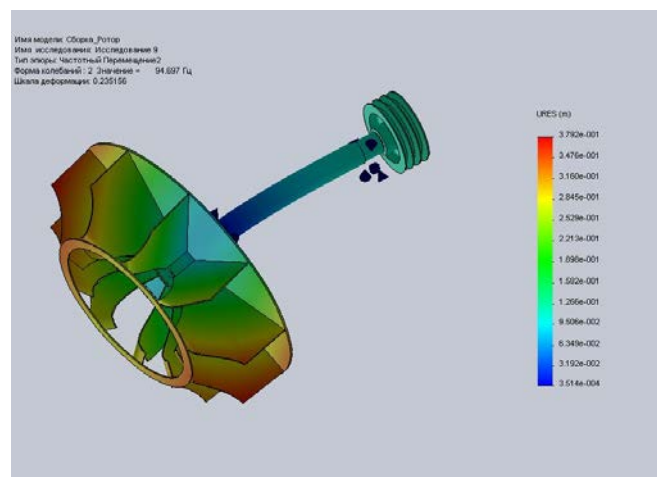


Рисунок 24 – Колебания ротора с частотой 94...96 Гц

Изгибные колебания ротора на частоте 171 Гц и частотах 482...485 Гц (рисунок 25) также безопасны, так как нет мощных источников их возбуждения.

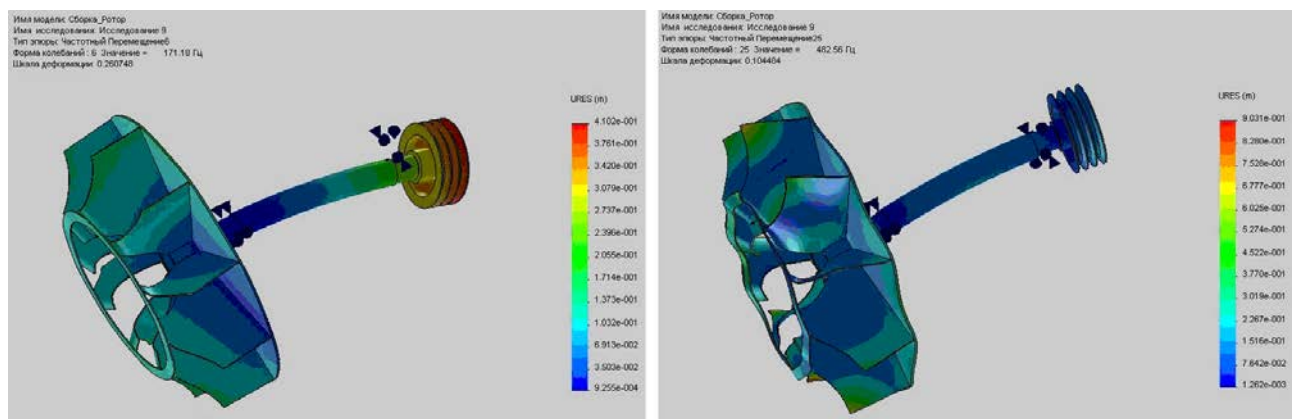


Рисунок 25 – Колебания ротора с частотой 171 Гц и на частотах 482...485 Гц

Использование подшипников, выполненных по технологии NoWear (с покрытием тел качения и дорожек), рекомендуемых при пониженных нагрузках на опору, нецелесообразно. Эта технология может увеличить ресурс подшипниковых опор, но не уменьшит уровня вибрации.

## **10 Выводы и рекомендации**

На основе проведенных исследований можно предложить следующие выводы и рекомендации:

1. Причиной повышенных вибраций ротора при работе установки может быть повышенный радиальный зазор в подшипниках (в основном, в левом радиальном шариковом сферическом подшипнике). Повышение уровня вибрации должно возникать при увеличении радиального зазора более 0,1 мм.

2. Провоцировать повышенную вибрацию на частоте вращения и удвоенной оборотной частоте могут дисбаланс ротора, несоосность в вертикальном и поперечном направлениях и некоаксиальность стаканов корпусов подшипников.

3. Высшие формы изгибных колебаний вала безопасны, так как при работе установки отсутствуют мощные возбуждающие воздействия на этих частотах.

4. Крутильные и изгибные колебания диска вентилятора и колебания лопастей возникают при любом состоянии подшипников на практически стабильных частотах и не являются причиной повышенных вибраций установки.

5. Уменьшить уровень вибрации возможно за счет подбора подшипников с малым радиальным зазором и выполнением не только статической балансировки крыльчатки и шкива, но и динамической балансировки ротора на собственных подшипниках после сборки.

5. Целесообразно проверить экспериментально вариант с заменой левого подшипника серии 1210 на радиально-упорный шариковый подшипник, например, серии 26210.

## **Список использованной литературы**

1. Гаркуша, А.И. Динамика и прочность деталей газотурбинных двигателей [Текст]: курс лекций / А.И. Гаркуша, В.С. Чигрин. – Х.: Нац.аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2011. – 136 с.
2. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. [Текст]: т. 3 / под ред. Ф.М. Дименберга и К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.
3. Кошкин, Н.И. Справочник по элементарной физике [Текст] / Н.И. Кошкин, М.Г. Ширкевич. – М.: Наука, 1975. – 256 с.
4. Общий каталог SKF [электронный ресурс].
5. Руководство пользователя SolidWorks Premium 2009 [электронный ресурс].
6. Чигрин, В.С. Віброакустика і вібродіагностика авіаційних двигунів [Текст] / В.С. Чигрин, С.І. Суховій. Х.: Нац. аерокосміч. ун-т «ХАІ», 2010. – 286 с.