

ния и тщательный анализ условий работы дезинтегратора показали, что для нормального его функционирования в течение продолжительного времени необходимо обеспечение высокой износостойкости его основного органа – колес зубчатого зацепления.

Применение зубчатых колес с выпукло-вогнутой боковой поверхностью позволяет увеличить продолжительность работы измельчителя до достижения предельного износа практически в два раза. Достижение предельно допустимой величины износа происходит за 300–350 часов работы измельчителя. В выпукло-вогнутом зацеплении площадь контакта зубьев больше, чем в прямозубом торцовом зацеплении, поэтому удельные давления уменьшаются, что естественно ведет к снижению интенсивности изнашивания зубьев зубчатых колес. Одновременно с этим за счет большей площади контакта зубьев измельчаемый материал более длительное время находится в зоне измельчения под действием сдвиговых и линейных растягивающих деформаций. Сдвиговые деформации

способствуют развитию плоскостей скольжения при пластических деформациях и возникновению микротрещин на границах зерен. Растягивающие деформации раскрывают микротрещины и приводят к разрушению частиц материала на более мелкие составляющие. С этой точки зрения и основываясь на результатах расчета можно сделать вывод о необходимости уменьшения коэффициента трения между зубьями дезинтегратора и измельчаемым материалом.

Уменьшить коэффициент трения можно повышением твердости поверхностей зубьев зубчатых колес, что равнозначно повышению их износостойкости. Это достигается различными способами: термической обработкой, нанесением на поверхность зуба износостойкого покрытия, применением износостойких материалов для изготовления зубчатых колес и т. д. Выбор способа повышения износостойкости является задачей дальнейших исследований.

© Козлов Е. К., Тарасов Г. Ф., 2011

УДК 621.6.09: 534.01

И. К. Корнилов, К. И. Лалетин, С. В. Беседин
 Научный руководитель – Ю. А. Филиппов
 Сибирский государственный аэрокосмический университет
 имени академика М. Ф. Решетнева, Красноярск

ОСОБЕННОСТИ БАЛАНСИРОВКИ ЖЕСТКИХ РОТОРОВ

Определены значения допустимых дисбалансов для жёсткого ротора, установленного в подшипники качения.

В производстве изделий АКТ используются различные механизмы, содержащие тела вращения. Нами рассмотрен типовой ротор изделия с массой $m_{рот} = 3,243$ кг (3243 г), максимальной эксплуатационной частотой вращения $n_{э макс} = 3320$ мин⁻¹ установленный на подшипниках качения № 214 ГОСТ 8338-75 в опоре А и № 314 ГОСТ 8328-75 в опоре В. Оба подшипника 6 кл точности по ГОСТ 520-2002 устанавливаются на цапфы ротора по посадке L6/h6. Эксплуатационные дисбалансы на заданный технический ресурс в 10 000 ч приняты 20 % от табличного допустимого удельного дисбаланса. Расстояние от опоры А до центра масс $L_A = 217$ мм, до плоскостей коррекции и плоскостей измерения 1 и 2 $l_1 = l_1 = 112$ мм, $l_2 = l_{II} = 392$ мм. Класс точности балансировки ротора G2,5.



Динамическая модель ротора

1. По чертежу ротора при $n_{э макс} = 3320$ мин⁻¹ по верхней границе для класса точности балансировки G2,5 по ГОСТ ИСО 1940-1-2007 [3] находим табличный допустимый удельный дисбаланс ротора

$$e_{ст. доп. табл} = 8 \text{ мкм} = 0,008 \text{ мм.}$$

2. Балансировку ротора проводим на балансировочном станке модели 9714 на цапфах ротора без собственных подшипников. Для этого случая применима формула [1]

$$D_{ст. доп. верх} = m_{рот} e_{ст. табл} - D_{ст. т} - D_{ст. э}. \quad (1)$$

где $D_{ст. т}$ – значение главного вектора технологических дисбалансов изделия, ротор которого балансировался не в сборе; $D_{ст. э}$ – значение главного вектора эксплуатационных дисбалансов изделия.

Определим слагаемые правой части.

$$m_{рот} e_{ст. табл} = 3\,243 \cdot 0,008 = 25,94 \text{ г} \cdot \text{мм};$$

$$D_{ст. т} = m_{рот} e_{под} = m_{рот} \cdot 0,5 (\delta_1 + \delta_2) = \\ = 3\,243 \cdot 0,5 (0,02 + 0,025) = 72,97 \text{ г} \cdot \text{мм},$$

где $e_{под}$ – наибольшее возможное смещение центра масс ротора от посадки подшипников, когда оба подшипника работают по первому режиму, т. е. местным нагружением; $\delta_1 = 20$ мкм = 0,02 мм – поле допуска Ø 70 отверстий подшипников по ГОСТ 520-2002, оно одинаково для монтируемых на ротор подшипников;

$\delta_2 = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм}$ – радиальное биение беговой дорожки внутренних колец подшипников.

Определяем значение главного вектора эксплуатационных дисбалансов изделия

$$D_{\text{ст.э}} = m_{\text{рот}} e_{\text{ст.доп. табл}} \cdot 0,2 = 3\,243 \cdot 0,08 \cdot 0,2 = 5,19 \text{ г} \cdot \text{мм}.$$

$$\text{Следовательно } D_{\text{ст.доп. верх}} = 25,94 - 72,97 - 5,19 < 0.$$

Очевидно, что выполнить балансировку ротора в собственных цапфах полностью нельзя.

3. При балансировке ротора на собственных подшипниках следует пользоваться формулой [2]

$$D_{\text{ст.доп. верх}} = m_{\text{рот}} e_{\text{ст. доп. табл}} - D_{\text{ст.э}}. \quad (2)$$

Если пренебречь массой внутренних колец подшипников, которые прибавятся к массе ротора, и воспользоваться значениями, полученными в расчете, тогда

$$D_{\text{ст.доп. верх}} = 25,94 - 5,19 = 20,75 \text{ г} \cdot \text{мм}.$$

$$D_{\text{ст.доп. нижн}} = \frac{m_{\text{рот}} e_{\text{ст. доп. табл}}}{2,5} - D_{\text{ст.э}} = \frac{25,94}{2,5} - 5,19 = 5,19 \text{ г} \cdot \text{мм}.$$

4. По формулам находим верхнее и нижнее значения допустимых дисбалансов в плоскостях коррекции 1 и 2:

$$D_{1 \text{ доп. верхн}} = D_{\text{ст. доп. верхн}} \left| \frac{l_2 - L_A}{l_2 - l_1} \right| = 20,75 \cdot \frac{392 - 217}{392 - 112} = 12,97 \text{ г} \cdot \text{мм};$$

Аналогично определяем

$$D_{2 \text{ доп. верхн}} = 7,78 \text{ г} \cdot \text{мм}; \quad D_{1 \text{ доп. нижн}} = 3,24 \text{ г} \cdot \text{мм}; \\ D_{2 \text{ доп. нижн}} = 1,95 \text{ г} \cdot \text{мм}.$$

5. Верхние значения допустимых дисбалансов в плоскостях измерения:

$$D_{1 \text{ доп. верхн}} = D_{1 \text{ доп. верхн}} \cdot \frac{l_2 - l_1}{l_2 - L_A} \cdot \frac{l_{II} - L_A}{l_{II} - l_I} = 12,97 \cdot 1 = 12,97 \text{ г} \cdot \text{мм};$$

Аналогично вычисляем

$$D_{II \text{ доп. верхн}} = 7,78 \text{ г} \cdot \text{мм}.$$

Рассмотренную методику расчета целесообразно использовать для подготовки технологической карты балансировки жесткого ротора в станках дорезонансного и резонансного типов.

Техническая характеристика станка 9714

Модель	Масса балансируемого ротора, кг	Диаметр балансируемого ротора, мм	Диаметр цапф ротора, мм	Расстояние между опорами, мм	Диапазон частот вращения, с ⁻¹	Мощность привода, кВт
9714	0,3–30	500	65	50–700	8–33	0,80

Библиографические ссылки

1. Левит М. Е., Рыженков В. М. Балансировка деталей и узлов. М.: Машиностроение, 1986.
2. Испытательная техника: справ. В 2-х кн. / под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 1982. Кн. 1.

3. ГОСТ ИСО 1940-1-2007. Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов.

© Корнилов И. К., Лалетин К. И., Беседин С. В., Филиппов Ю. А., 2011

УДК 621.9.06.001

Г. В. Кочкина, В. В. Зверинцев, Е. Н. Колмагоров
Научный руководитель – Л. В. Зверинцева
Сибирский государственный аэрокосмический университет
имени академика М.Ф. Решетнева, Красноярск

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПРОТЯГИВАНИЯ ДЕТАЛИ

Проведен анализ дефектов протягивания детали на предприятии, намечены направления дальнейшего исследования.

При нарезании эвольвентных шлицев в детали, изготовленной из жаропрочного сплава, зубья протяжки срезаны на шести рядах, седьмой ряд зубьев выломан (рис. 1). Другой дефект – заклинивание протяжек на образцах детали.

Для выявления причины произошедшего на предприятии были проведены: измерения размеров, металлографический анализ, исследование микрострук-

туры, контроль твердости, химического состава материала протяжки и обрабатываемого материала.

Внешний осмотр поверхности режущих зубьев протяжки проведен под микроскопом МБС-10 при увеличении 16 крат на четырех фрагментах, явных дефектов не обнаружено.

На двух фрагментах проведен контроль на наличие прожогов методом травления. Прожогов не обнаружено.