

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ, УПРОЧНЕННЫХ МЕТОДОМ ППД

С.Э. Завистовский, А.С. Кириенко

УО «Полоцкий государственный университет», Новополоцк;

М.А. Белоцерковский, А.Е. Черепко

ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Минск

Введение. Наиболее рациональным методом упрочнения галтелей коленвалов является местное пневмодинамическое упрочнение дробью или шариками. Это может увеличить их усталостную прочность до 40 – 50 % и тем самым продлить ресурс работы восстановленных деталей. Для выбора обоснованных режимов ППД и оценки их эффективности отработана методика усталостных испытаний натуральных моделей коленвалов и сопоставлены пределы выносливости моделей восстановленных и упрочненных.

Методы исследований. Исследования произведены на натуральных образцах с элементом шатунных шеек, выполненных в 2-х сериях:

1 серия – неупрочненные коленчатые валы;

2 серия – после упрочнения дробью \varnothing 3 мм.

Упрочнение галтелей шатунных и коренных шеек натуральных образцов 2-й серии выполнено пневмодинамической камерой.

Усталостные испытания образцов выполнены на машине УП-50 на базе 2×10^6 циклов.

Для закрепления натуральных образцов на испытательной машине образцы подвергались дополнительной доработке (рис. 1).

Щеки натуральных образцов с элементом шатунных шеек проходили фрезеровку в размер (в зоне вероятного разрушения), равный 105 мм для всех серий моделей. Образцы перед погружением тарировали с помощью динамометра на испытательной машине УП-50 и по тарировочному графику устанавливали амплитуду деформации в зависимости от испытательного усилия.

В каждой серии использовались 2 образца, что при испытании натуральных моделей соответствует точности 7 – 8 %. Точность нагрузки при испытании поддерживалась в диапазоне ± 5 %.

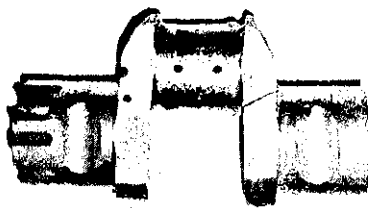


Рис. 1. Модель натурального образца коленчатого вала для исследований на усталостную прочность

В результате предварительных экспериментов по выбору режимов упрочнения по давлению воздуха и времени обработки были приняты следующие режимы: давление воздуха 0,46 – 0,48 МПа; продолжительность обработки 5 мин. Выбранные режимы упрочнения обеспечивают покрытие поверхности галтелей следами отпечатков и достаточны для одновременного упрочнения наплавленного слоя.

Для испытания на предел выносливости были изготовлены две серии натуральных моделей восстановленных коленвалов из стали 45Х без упрочнения галтелей и с упрочненными галтелями пневмодинамическим наклепом шариками.

В каждой серии было подготовлено по 2 модели для установки в захваты испытательной машины УП-50.

Статическая тарировка осуществлялась с помощью динамометра типа ДОСМ-1000. Испытание образца считалось законченным с момента зарождения усталостной трещины или после отработки им без разрушения принятой базы испытаний. Момент появления усталостной трещины определялся по изменению режима работы установки (увеличение амплитуды колебаний при заданной частоте). Предел выносливости определялся с точности до 10 МПа.

Результаты и обсуждение. Момент сопротивления щеки коленвала после доработки при $b = 105$ мм и $h = 30$ мм составит

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{105 \cdot 30^2}{6} = 15750 \text{ мм}^3 \approx 16000 \text{ мм}^3.$$

При длине $l = 500$ мм, где l – плечо приложения нагрузки при тарировке испытуемых образцов, напряжение в опасном сечении определяется по формуле

$$\sigma = \frac{P \cdot l}{W}.$$

Момент сопротивления в шатунной шейке диаметром d вычисляется:

$$W = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 84^3 = 592000 \text{ мм}^3.$$

Место разрушения коленвалов проходит по линии (через щеку), соединяющей галтели шатунной и коренной шейки и имеет длину 45 мм, тогда уточненный момент сопротивления составит

$$W_y = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{105 \cdot 45^2}{6} = 35500 \text{ мм}^3; \quad \sigma = \frac{P \cdot l}{W_y} = \frac{P \cdot 500}{35500},$$

где P – усилие нагружения при испытании.

Общий вид модельных образцов после испытаний представлен на рис. 2.

Приведенные на рис. 3 результаты показывают, что упрочнение галтелей восстановленных коленвалов пневмодинамическим наклепом шариками диаметром 3 мм увеличивает их предел выносливости при изгибе от 40...60 МПа до 90 МПа, т.е. в 1,5 раза и более, а по количеству циклов нагружения, при одинаковой нагрузке 5кН, более чем в 5 раз.

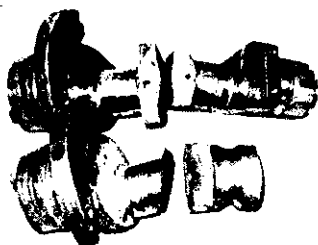


Рис. 2. Вид натуральных образцов после испытаний на машине УИ-50

При этом следует отметить, что для увеличения усталостной прочности коленвала недостаточно упрочнения галтелей только на шатунных шейках, т.к. начало зарождения трещины может появиться в неупрочненных галтелях на коренных шейках.

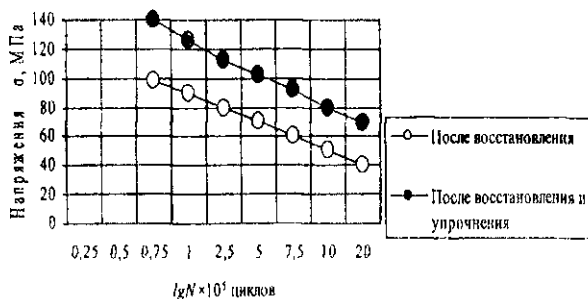


Рис. 3. Кривые усталости натуральных образцов

Выводы. В результате проведенных исследований установлено:

1) усталостная прочность коленчатых валов Д-240 из стали 45Х, прошедших восстановительный ремонт с плазменной наплавкой шатунных и коренных шеек и последующей шлифовкой галтельных переходов, может быть значительно увеличена за счет упрочнения галтелей пневмодинамическим наклепом шариками диаметром 3 мм;

2) предел выносливости при изгибе натуральных моделей коленвалов с упрочненными галтелями увеличивается на 50 % и более, а их долговечность при одинаковом уровне испытательной нагрузки возрастает более чем в 5 раз.

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СФЕРИЧЕСКИХ РОТОРОВ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ

А.В. Кулешова

ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Минск

Для современного машиностроения характерна тенденция к выпуску высокопроизводительного оборудования, работающего на высоких скоростях вращения роторов. Типичным примером такого технологического оборудования являются центробежно-ударные дробилки, широко применяемые для измельчения твердых материалов в различных областях промышленности, в том числе горнодобывающей. Производительность и надежность таких установок во многом определяются динамической нагруженностью их сферических роторов на воздушной подушке с вертикальным расположением оси вращения. Основной задачей исследований является создание динамической модели установки и определения зависимостей колебаний ее элементов от уровня неуравновешенности ротора.

Для решения задачи колебаний ротора центробежной установки изобразим ее расчетную схему (рис. 1).

Сферический ротор 1 установлен в корпусе (статоре) 2 и приводится во вращение через шток (карданный вал) 4 электродвигателем 3. Воздух от установки высокого давления подается между ротором и статором. Начало координат выбрано в точке B , ось X – горизонтальное направление, ось Z – вертикальное. Здесь R – радиус определяющей сферы, A – точка зацепления ротора со штоком, B – точка зацепления штока с валом электродвигателя. Шток 4 имеет ограничения по перемещению вдоль оси Z и считается абсолютно жестким стержнем длиной l , шарнирно связанным в точке B с двигателем массой m_1 . Центр тяжести ротора массой m находится в точке O на расстоянии d от точки A . Ввиду большой жесткости стенки ротора ее прогиб и изгибные колебания в расчетах не учитываются [1].

На ротор действуют силы $F_x = a_x \sin \omega t$ – в горизонтальном направлении и $F_z = a_z \sin \omega t$ – в вертикальном, вызванные динамической неуравновешенностью ротора.

Здесь ω – частота вращения ротора (считаем, что силы F_x и F_z приложены в центре масс ротора, точке O). Движению массы m препятствуют силы сопротивления, вызванные жесткостями C_1 , C_2 и демпфированиями h_1 , h_2 воздушной подушки ротора. Через x , z обозначим перемещения цен-