

ВЫБОР МЕТОДА ИСПЫТАНИЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛА ПРОЧНОСТИ СЦЕПЛЕНИЯ ПОКРЫТИЯ С ОСНОВОЙ

Скобло Т.С., д.т.н.; Власовец В.М., к.т.н.; Лебедь П.К., доцент;
Николенко А.С., студент
(ХДТУСГ)

На основі аналізу роботи кривошипно шпінтного механізму двигуна СМД-60 визначено межі міцності зчеплення покриття з основою – 80 МПа та запропоновано метод її оцінки

Прочность сцепления покрытия с основным металлом считается одним из основных критериев, которые определяют как область применения, так и эксплуатационные свойства покрытия [1]. В связи с этим для получения достоверных сведений представляет особый интерес определение метода измерения прочности сцепления и его уровня.

Анализ существующих методов оценки прочности соединения покрытия с основным металлом позволяет в общем случае разделить их на испытания на отрыв, сдвиг, механические и прочие [2].

Испытания на отрыв покрытий от подложки осуществляют путем создания нормальных напряжений на границе их раздела и подразделяются на 14 самостоятельных способов. Испытания на сдвиг осуществляют путем создания касательных напряжений на границе раздела покрытия с подложкой и подразделяются на 8 самостоятельных способов. Для оценки адгезионной прочности в ряде случаев используют также механические испытания образцов с покрытиями, однако их применение ограничено. Подробное описание каждого из указанных способов общеизвестно [1,2]. Выбирая ту или иную схему испытаний, можно получить разнообразные виды напряженного состояния в зоне адгезионного соединения покрытия с подложкой, и тем самым оценить адгезионную прочность в условиях, наиболее близких к реальной эксплуатации изделий с покрытиями.

Существующее разнообразие методов позволяет с большей или меньшей степенью достоверности и повторяемости оценивать указанную характеристику. Однако многообразие и взаимодействие факторов, определяющих прочность соединения покрытия с основой, а также отсутствие стандартной методики затрудняет, а иногда и делает невозможным сопоставление данных, полученных с отличающимися покрытиями, размерами и формой образцов у различных исследователей [2]. Существенным недостатком большинства из вышеперечисленных методов определения прочности покрытия с основой является зависимость определяемого показателя от размеров образца. Так, для отдельных методов изменение масштабного фактора приводит к падению величины разрушающего напряжения почти в 2 раза [3], что является недопустимым, при оценке целесообразности применения покрытия для ответственных деталей.

Поэтому для соблюдения условия наименьшего расхождения лабораторного эксперимента от условий эксплуатации необходимо осуществлять выбор метода

оценки прочности сцепления индивидуально. Рассмотрим выбор метода испытаний прочности сцепления с основой для одной из наиболее ответственных и дорогостоящих деталей двигателя - коленчатого вала дизельного двигателя.

В кривошипно-шатунном механизме двигателя действуют силы давления газов, силы инерции движущихся масс, силы трения, гравитационные силы, а также реактивный момент, испытываемый двигателем со стороны потребителя мощности (момент сопротивления). В расчетах динамики механизма, проводимых для установившихся режимов работы двигателя, учитываются лишь силы давления газов и силы инерции движущихся масс и порождаемые ими моменты, поскольку остальные факторы играют несущественную роль в условиях нагружения основных деталей двигателя. Метод расчета на прочность коленчатого вала двигателя СМД-60 как абсолютно жесткой разрезной балки подробно изложен в [4].

Исходной для расчета суммарных сил и моментов, действующих в кривошипном механизме, является суммарная сила $P = P_r + P_j$, где P_r - сила давления газов, P_j - сила инерции поступательно движущихся масс. Эту силу раскладывали на две составляющие: перпендикулярную оси цилиндра N и направленную по оси шатуна S : $N = P\lambda(\sin \alpha - k)$; $S = P \left[1 + \frac{\lambda^2}{4}(1 - \cos 2\alpha) \right]$, где

λ - безразмерный параметр, учитывающий отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; α - угол поворота кривошипа (отсчитывается по направлению вращения коленчатого вала двигателя); k - относительное смещение плоскости движения оси поршневого пальца от оси коленчатого вала. Составляющими силы S , перенесенной к оси кривошипа, являются силы: нормальная, направленная по радиусу кривошипа K и тангенциальная, касательная к окружности радиуса кривошипа T ,

$$K = P \left[\cos \alpha - \frac{\lambda}{2}(1 - \cos 2\alpha) + k\lambda \sin \alpha \right]; T = P \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha - k\lambda \cos \alpha \right).$$

Последняя определяет крутящий момент $M_{к.ш.} = (T' + T'')r$, где T' и T'' - тангенциальные силы соседних цилиндров. В результате были получены значения нормальных K и тангенциальных T сил от угла поворота кривошипа для различных цилиндров.

Далее определяли усилия, действующие на наиболее нагруженные шатунные подшипники коленчатого вала. Результирующую силу P_p приложенную к шатунной шейке кривошипа, находили сложением силы S , действующей по оси шатуна, с центробежной силой $K_{R_{\omega}} = -m_{ш.ш} R \omega^2$, возникающей вследствие вращения части массы шатуна.

Пользуясь полярной диаграммой, перестроенной в прямоугольные координаты угла поворота кривошипа α и P_p , определяли средние значения результирующих сил и среднюю удельную нагрузку на подшипники ψ , отнесенные к единице площа-

ди их диаметральной проекции $\psi = \frac{P_{p,ср}}{d_{ш.ш}'^2}$, где $d_{ш.ш}'$ - диаметр шатунной шейки.

$l_{\text{шм}}$ - рабочая ширина вкладыша. По результатам выполненного расчета наибольшее удельное давление в 1,208 МПа испытывает шатунная шейка 4-го цилиндра.

Согласно анализу сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме определяющими работоспособность покрытия будут нормальные и касательные составляющие силы S . При этом направленная по радиусу кривошипа сила K будет создавать усилия сжатия в поверхностном слое, а направленная по касательной сила T - усилия сдвига. В связи с тем, что разрушения покрытия от сжимающих напряжений маловероятно, так как контактная прочность у покрытий практически всегда выше чем адгезионная и когезионная, то напряжения сдвига, создаваемые касательной силой и будут характеризовать требования по прочности, предъявляемые к покрытию.

Для определения усилий сдвига, действующих в наиболее нагруженной шейке 4-го цилиндра по аналогии с диаграммами износа, строили диаграмму дающую условное представление о характере распределения тангенциальной составляющей силы S , в предположении, что её действие происходит в секторе $\pm 60^\circ$ от мгновенного направления силы T . Для построения диаграммы под углом 60° к направлению каждого усилия в обе стороны проводили кольцевые полосы, высота которых была пропорциональна соответствующему усилию T . Суммарная площадь этих полосок в итоге представляла собой условную диаграмму распределения нагрузок от касательной силы (рис. 1).

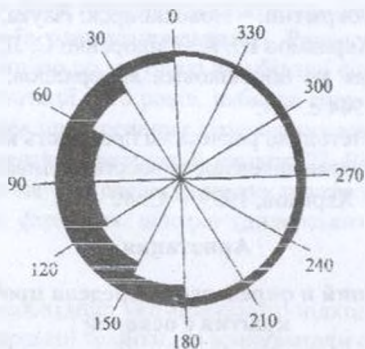


Рис. 1. Диаграмма распределения касательной составляющей результирующей силы, действующей на наиболее нагруженную шатунную шейку 4-го цилиндра двигателя СМД-60

Согласно построенной диаграмме наибольшие значения касательной силы соответствуют углу поворота кривошипа в $60-120^\circ$. Принимая, что усилия в наиболее нагруженном участке шейки распределены также в области $\pm 60^\circ$, что соответствует площади $0,09 \text{ м}^2$, определили максимальные давления сдвига, формируемые в поверхностном слое. Для наиболее нагруженной шатунной шейки данного дизельного двигателя они не превышают 16 МПа.

В связи с тем, что материал коленчатого вала в процессе эксплуатации подвергается действию нормальных и касательных напряжений, то есть находится в

сложном напряженном состоянии, то целесообразным представляется при определении требований к прочности сцепления покрытия с основой ввести дополнительно коэффициент запаса прочности. Для большинства ответственных деталей, особо нагруженных в эксплуатации, его величина не превышает пяти. Таким образом, для обеспечения качества отремонтированных деталей материал покрытия, а также технология его нанесения должны обеспечивать, с учетом коэффициента, прочность сцепления с основой, определяемой на сдвиг, не менее 80 МПа.

Для обеспечения надежной работы в процессе эксплуатации коленчатого вала двигателя СМД-60 с нанесенным покрытием необходимо обеспечить прочность сцепления с основой не менее 80 МПа. Установлено, что основные напряжения, способные привести к разрушению покрытия, формируются под действием тангенциальных составляющих результирующей силы, направленных по касательной к рабочей поверхности шейки коленчатого вала. Поэтому оценку эффективности применения покрытия по данному критерию целесообразно вести методом испытаний на сдвиг.

Список литературы

1. Перегудин Б. П. Методы измерения прочности сцепления газотермических покрытий // Сварочное производство. – 1988. – № 9. – С. 41 – 43.
2. Тупянский Л. И., Плохов А. В. Исследования структуры и физико-механических свойств покрытий. – Новосибирск: Наука, 1986. – 200 с.
3. Борисов Ю. С., Харламов Ю. А., Сидоренко С. Л., Ардатовская Е. Н. Газотермические покрытия из порошковых материалов: Справочник. – Киев: Наукова думка, 1987. – 544 с.
4. Власовец В. М. Методика расчета на прочность коленчатого вала двигателя СМД – 60 // Повышение надежности восстанавливаемых деталей машин: Сб. науч. тр. ХГТУСХ – Харьков, 1999. – С. 40 – 49.

Аннотация

Выбор метода испытаний и определение предела прочности сцепления покрытия с основой

На основе анализа работы кривошипно-шатунного механизма двигателя СМД-60 определен предел прочности покрытия с основой - 80МПа и предложен метод его оценки.

Abstract

Selection of a technique and definition of ultimate strength of ganging of a coverage with a ground

On a base of an operational analysis crank connecting rod of the gear drive ultimate strength of a coverage with a ground - 80MPa is defined and the method of its estimation is offered.