

По данным выполненного анализа получили регрессионные МНК полиномиальные модели для основных параметров оценки виброактивности и оптимальных параметров нащечных противовесов в зависимости от угла развала цилиндров γ :

$$L'_{\dot{e}i\ddot{i}} \dots_{\max} = 0,000005 \cdot \gamma^3 - 0,00136 \cdot \gamma^2 + 0,251 \cdot \gamma - 11,228$$

$$L''_{\dot{e}i\ddot{i}} \dots_{\max} = 0,000015 \cdot \gamma^3 - 0,0036 \cdot \gamma^2 + 0,304 \cdot \gamma - 6,465$$

$$L'''_{\dot{e}i\ddot{i}} \dots_{\max} = -0,0000084 \cdot \gamma^3 + 0,0017 \cdot \gamma^2 + 0,067 \cdot \gamma + 8,809$$

$$\varphi = -0,000083 \cdot \gamma^3 + 0,0214 \cdot \gamma^2 - 1,62 \cdot \gamma + 8,057$$

$$M_{\dot{n} \dot{a} \dot{o}} = -0,000021 \cdot \gamma^2 + 0,0109 \cdot \gamma + 0,921$$

По этим моделям можно оценивать виброактивность и определять параметры нащечных противовесов для уравнивания $\sum M_{ji}$ и для иных (промежуточных) углов развала цилиндров рассматриваемой схемы.

Вывод.

Выполненный анализ показывает возможность существенного снижения виброактивности двигателей типа V-6 со смещенными шатунными шейками без применения балансирных валов, естественным способом – только с помощью нащечных противовесов. При этом с уменьшением угла развала цилиндров монотонно уменьшается виброактивность от действия всех инерционных моментов. При углах развала менее 80° виброактивность “остаточного” момента от сил инерции первого порядка (после уравнивания его нащечными противовесами) меньше, чем от момента от сил инерции 2-го порядка, т.е. весьма незначительна. С точки зрения уравниваемости вариант ДВС с $\gamma = 80^\circ$ лучше, чем с $\gamma = 90^\circ$. Однако с уменьшением углов развала, конструкция коленчатого вала с разрезными шатунными шейками ослабляется, в следствии всё меньшего перекрытия шеек при увеличении угла смещения шеек α (рис.1). Оптимальным представляется угол порядка $\gamma = 80^\circ$, впрочем, оптимальная величина развала γ будет зависеть от конкретных особенностей проектируемого ДВС: диаметров шеек, размеров цилиндров, материала коленчатого вала и др.

Литература:

1. Гусаров В.В., Ашишин А.А. Анализ уравниваемости 6-ти цилиндровых V-образных поршневых ДВС с углом развала цилиндров 90° градусов. Сборник научных докладов VI научно-практической конференции. 2006. С. 38-43.
2. Гусаров В.В. Анализ возмущающего действия неравномерного крутящего момента. Журнал “Грузовик”. 2002. №6. С. 27-30.

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНТАКТА НЕРОВНОСТИ В УСЛОВИЯХ ГРАНИЧНОГО ТРЕНИЯ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА И ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА

Заренбин В.Г. (Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры)

Заренбин А.В. (ООО ИП «НЦВО – Фотоника»)

Расчету температуры на микроконтакте трибосопряжений посвящен ряд исследований [1-4], в том числе применительно и к парам трения в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) [5,6]. В приведенных публикациях по ДВС расчетные выражения даны при установившейся температуре вспышки.

Вместе с тем, трение поршневого кольца (ПК) о гильзу цилиндра (ГЦ) ДВС осуществляется при изменяющихся в широких пределах в течение рабочего цикла

двигателя давлений, скоростей, толщин масляной пленки (МП) и продолжительности контакта, т.е. в условиях неустановившегося трения. Поэтому учет особенностей контактирования неровностей ПК и ГЦ позволит уточнить значения температур на контакте, прогнозировать влияние различных параметров трибосопряжения и характеристик материалов, выявить оптимальные режимы работы двигателя, например, в процессе его обкатки.

Цель работы – предложить расчет температуры неровности в условиях неустановившегося граничного трения ПК и ГЦ, а также показать необходимость ее использования при расчете тепловой нагруженности трибосопряжения.

Для расчета температуры на пятне касания предполагаем, что ее максимальная величина t_{\max} определяется как сумма усредненной температуры t_{Π} на номинальном контакте и избыточной над t_{Π} температурой вспышки $t_{\text{вц}}$, т.е. $t_{\max} = t_{\Pi} + t_{\text{вц}}$. Допуская, что микровыступ ПК перемещается в условиях граничного трения по гладкой поверхности ГЦ, выражение для неустановившейся температуры $t_{\text{вц}}$ можно записать в виде [6]:

$$t_{\text{вц}} = \frac{(1 - \alpha_{\text{тп}}) \cdot q \cdot d_c \cdot J_{\text{ц}}}{2 \cdot \lambda_{\text{пр}_{\text{ц}}} \cdot \pi \cdot \sqrt{\pi}},$$

где

$$J_{\text{ц}} = f(Pe_{\text{ц}}, n); Pe_{\text{ц}} = \frac{V \cdot d_c}{a_{\text{пр}_{\text{ц}}}}; n = \frac{l_k}{d_c}$$

$\alpha_{\text{тп}}$ – коэффициент распределения тепловых потоков; q – удельный тепловой поток; $\lambda_{\text{пр}_{\text{ц}}}$, $\alpha_{\text{пр}_{\text{ц}}}$ – соответственно приведенные коэффициенты теплопроводности и температуропроводности материала ГЦ; d_c , l_k – соответственно средний диаметр фактического пятна касания и путь трения неровности. Значения $\alpha_{\text{тп}}$, $\lambda_{\text{пр}_{\text{ц}}}$, $\alpha_{\text{пр}_{\text{ц}}}$ могут быть определены по формулам, приведенным в работе [6]. Оттуда же были заимствованы исходные данные, необходимые для расчета температур на пятне касания применительно к номинальному режиму работы дизеля 8Ч 12/12.

В результате расчетов выявлены изменения суммарной неустановившейся температуры t_{\max} и температуры вспышки $t_{\text{вц}}$ от продолжительности трения единичной неровности. Показано, что с увеличением продолжительности контакта максимальная температура t_{\max} в начале резко возрастает, достигая максимальных значений 300°C, после чего происходит ее снижение и при времени большем $1 \cdot 10^{-7}$ с изменения t_{\max} и $t_{\text{вц}}$ составляют не более 5...10%. Подобный характер протекания температур объясняется тем, что с увеличением продолжительности контакта неровности возрастает как величина приведенного коэффициента теплопроводности $\lambda_{\text{пр}_{\text{ц}}}$, так и значение функции $J_{\text{ц}}$.

Максимум температуры вспышки наступает в момент, когда тепло проникает на всю толщину граничной МП, т.е. при продолжительности контакта $\tau_m = \tau_m = \delta_m^2 / (3a_m)$ [4]; δ_m , a_m – соответственно толщина и коэффициент температуропроводности МП. В этом случае

$$n = \tau_m \cdot V / d_c; Pe_{\text{ц}} = Pe_{\text{ц}} \cdot V \cdot d_c / qm.$$

Представляет большой интерес вопрос оценки влияния максимальной неустановившейся температуры t_{\max} на разрушение адсорбированного масляного слоя при граничном трении.

Известно [2], что разрушение масляного слоя с вероятностью последующего схватывания происходит вследствие десорбции поверхностно-активных веществ, содержащихся в смазочном материале. Десорбция же возникает тогда, когда про-

должительность воздействия температур на адсорбированную молекулу больше продолжительности нахождения адсорбированной молекулы на контакте τ , определяемой по формуле [2]

$$\tau = \tau_0 \exp(E/RT_{кр}),$$

где τ_0 – коэффициент, связанный с периодом колебаний адсорбированной молекулы, с; E – энергия активации десорбции молекулы смазочного материала, Дж/моль; R – универсальная газовая постоянная; $T_{кр}$ – критическая температура.

Согласно работе [2]: $\tau_0 = 4,5 \cdot 10^{-12}$ с; $E = 25000-30000$ Дж/моль; $R = 8,314$ Дж/моль. Тогда при $T_{кр} = 503$ К найдем $\tau = (1,8...5,9) \cdot 10^{-9}$ с.

В нашем случае продолжительность воздействия максимальных температур, превосходящих $T_{кр}$, составляет $2,4 \cdot 10^{-8}$ с, т.е. примерно на порядок выше, чем τ . Следовательно, продолжительность воздействия максимальных температур на МП при граничной смазке вполне достаточно для десорбции молекул при толщине $\delta_m = 0,1 \cdot 10^{-6}$ м. Отсюда очевидная необходимость учета неустановившейся температуры вспышки при определении максимальной температуры на пятне касания неровности ПК.

Проведенные исследования показывают, что если при $\varphi_1 = 430^\circ$ п.к.в. не будет реализован гидродинамический режим смазки (острые кромки колец, недостаток масла и т.д.), то с большой вероятностью возможно появление очагов схватывания на микроуровне с последующим схватыванием в макрообъеме, т.е. возникновение заедания трущейся пары.

При $\varphi_2 = 370^\circ$ п.к.в. граничный режим смазки возможен, т.к. неустановившаяся максимальная температура ниже критической (230°C), а ее установившееся значение приближается к 178°C . В этих условиях указанные температуры будут представлять интерес для решения задач термопластической усталости материалов поверхностей трения и их износа.

В заключение следует отметить, что достоверность расчетов неустановившихся температур на контакте неровности ПК и ГЦ повысится, а, следовательно, и уточнится оценка противозадирной стойкости ДВС, когда в результате экспериментов будут получены числовые значения теплофизических свойств граничных смазочных слоев.

Литература

1. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. – М.: Наука, 1967. 231 с.
2. Матвеевский Р.М., Чичинадзе А.В., Буяновский И.А. и др. К вопросу о механизме разрушения смазочного слоя на фрикционном контакте. // Трение и износ, 1980. – т.1.-№ 3, С.548-554.
3. А.В.Сергенчев, Н.Е.Денисова, В.В.Данилов. Использование температуры вспышки в качестве критерия при выборе на стадии проектирования антифрикционных материалов и покрытий трибосопряжений // Трение и износ. 2005. – т.26.-№2.- С.159-165.
4. А.В.Чичинадзе, А.Г.Гинзбург. Тепловая динамика трения в зубчатых передачах. /Материалы в триботехнике нестационарных процессов. – М.: Наука, 1986.- С.169-174.
5. В.И.Пикус, Б.С.Стефановский, В.Г.Новиков и др. Оценка температур на фактическом пятке контакта в условиях ДВС. //Межвузовский сб.науч.тр. –Ярославль: ЯПИ.- 1976.-С.63-67.
6. Заренбин В.Г. Расчет пути трения смазочного единичного пятна касания.

МЕТОДИКА КИНЕМАТИЧЕСКОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ДВИГАТЕЛЯ С БЕСКРИВОШИПНО-ШАТУННЫМ МЕХАНИЗМОМ

Иващенко Н.А.

(Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана)

Пахомов Ю.А., Киселев С.А.

(Брянский государственный технический университет).

Перед двигателестроением в настоящее время очень остро поставлена задача по значительному улучшению технико-экономических показателей вновь создаваемых перспективных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), а также совершенствованию существующих за счет различных факторов.

Однако, форсирование ДВС, например, путем увеличения среднего эффективного давления P_e и частоты вращения коленчатого вала n , применение альтернативных видов топлива привели к появлению ряда проблем при проектировании, изготовлении и эксплуатации дизелей. Наиболее важные из них связаны с ростом механических и особенно тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы. Их тепловая напряженность стала основным препятствием к дальнейшему форсированию и повышению надежности ДВС.

В связи с этим назрела необходимость поиска иных путей повышения технико-экономических параметров двигателей, которые при неизменных параметрах рабочего процесса позволили бы получить повышение мощности и топливной экономичности.

Одной из возможностей в данном направлении является применение нетрадиционных конструкций двигателей и их узлов.

Двигатель с бескривошипно-шатунным механизмом (БКШМ) (рис. 1) состоит из цилиндра 1 с оппозитно расположенными поршнями 2 и 7, которые жестко соединены между собой двумя зубчатыми рейками 3 и 4. Зубчатые рейки расположены друг против друга в вертикальной плоскости цилиндра и скользят по его образующей. Между рейками на осях цилиндра расположен зубчатый сектор, который одновременно является и приводным валом 5. Зубчатый сектор выполнен радиусом R_3 , а длина полуокружности зубчатого сектора равна ходу поршня.

Зубчатый сектор со стороны схода зубьев из зацепления срезан на высоту зуба перпендикулярно линии, соединяющей концы сектора. На противоположных сторонах зубчатых реек выполнены две проточки радиусом полуокружности зубчатого сектора R_3 , которые смещены одна относительно другой на величину хода поршня, а центры проточек находятся на вертикальной оси цилиндра.

В двигателе может быть необходимое количество цилиндров, установленных в ряд или с поворотом цилиндров относительно друг друга на заданный угол. В рядном двигателе заковка зубчатого сектора осуществляется аналогично заковке кривошипов двигателя с КШМ, в двигателях других типов заковка сектора смещается на угол разворота цилиндров относительно друг друга или выбирается исходя из конкретных условий и технических требований.

Приводной БКШМ ДВС данного типа может быть использован в двигателях или других поршневых машинах с длиной хода поршня, ограниченной длиной полу-