

УДК 621.43

А.В.Тимофеев (асп., каф. ДВС), А.Ю.Шабанов, к.т.н., доц.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ НА НАГРУЖЕННОЙ ЧАСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

Несмотря на большое развитие моделирования процессов в ДВС, мало изученной является область ресурсных характеристик узлов трения двигателя. Общий подход к построению этой модели известен, однако предложенные модели учитывают реальное состояние двигателей в процессе эксплуатации только через изменение зазоров в зонах работы трибологических узлов.

Тем не менее, очевидно, что состояние узлов трения (степень шероховатости, наличие, величина и расположение дефектов трения) оказывает большое влияние на технико-экономические показатели ДВС и на условия работы этих узлов. Однако в настоящее время не существует расчетных методик, способных отследить изменение параметров работы пар трения, т.е. каким образом меняется величина трения в узле в зависимости от изменения состояния контактирующих поверхностей.

Основным условием работы узла трения в ДВС является наличие в нем гидродинамического режима трения. Для описания такого варианта трения используется уравнение Навье-Стокса, для случая цилиндрических подшипников задача имеет решение в виде задачи Зоммерфельда. Однако ввод в рассмотрение реального профиля рабочих поверхностей трения с учетом наличия дефектов поверхности делает невозможным аналитическое решение задачи. Более того, вероятностный характер распределения дефектов на поверхностях вносит случайный, недетерминированный характер в саму задачу.

Для анализа работы цилиндрического подшипника ДВС, была предпринята попытка смоделировать работу нагруженной части этого узла. Была построена трехмерная модель масляного клина цилиндрического подшипника, а именно, той его части, на которую приходится основная нагрузка во время движения поршня вниз во время рабочего такта. Нагрузка в этот момент приложена к нижней полусфере подшипника, и пятно максимального давления движется по сектору, расположенному примерно в 270 градусов по нижней части подшипника. Этот сектор и был смоделирован в виде трехмерной модели клина с граничными условиями, предполагающими наличие приложения силы как в реальном ДВС.

На основании этой модели были построены еще ряд моделей для оценки влияния различных видов повреждений, имеющих место в реальном двигателе. Основой являлась модель цилиндрического подшипника без каких-либо повреждений, т.е. абсолютно гладкая. Далее был построен вариант модели, где была предпринята попытка учесть влияние масляной канавки как в реальном подшипнике. Далее строился ряд вариантов модели, где на поверхности подшипника моделировались различного вида повреждения, различного их числа, а их расположение при этом носило абсолютно случайный характер.

В результате были получены реальные профили гидродинамического давления в узле трения с различным количеством и размерами дефектов трения. Интегрирование этих величин позволило получить реальные величины давления подъемной силы узла трения.

Анализ результатов полученных в ходе расчета позволил выявить факторы, наиболее влияющие на характер изменения давления по масляному клину, а также, на форму распределения давления. Было установлено, что изменение вязкости масла в клине на 50% оказывает влияние на среднее значение давления на 17%, а на максимальное давление на 16%, при этом характер изменения носит практически линейную зависимость, это

справедливо для модели без каких-либо повреждений. Повреждение, имитирующее масляную канавку в подшипнике, оказывает очень большое влияние на характер распределения давления по поверхности подшипника, а также на величины максимальных и средних давлений. При изменении параметра вязкости масла в масляном клине на 50%, значения максимального давления изменялись при этом на 17%, а среднего давления на 20%.

Изменение зазора между движущимися частями подшипника и соответственно увеличение или уменьшение толщины масляного клина, также оказывало влияние на величины максимальных и средних давлений.

Для гладкого подшипника изменение зазора на 50% изменяло величину среднего давления на 346%, а максимального давления на 322%, для подшипника с канавкой эти изменения носят подобный характер.

При анализе результатов полученных с моделей с повреждениями можно отметить, что наибольшее влияние на величину среднего и максимального давления оказывает в первую очередь длина дефекта, а потом уже его глубина. Влияние увеличения количества дефектов на поверхности подшипника носит практически линейный характер. Максимальное влияние будет оказано дефектом в зоне пятна максимального давления, в зонах, где нагрузка минимальна, влияние дефектов практически незаметно.

Анализ результатов проведенных расчетов позволяет отметить, что для различных видов повреждений и режимов работы двигателя, характер изменения распределения давления имеет вполне определенные закономерности, которые можно будет учесть при определении окончательной формы зависимости и проведении необходимых экспериментов.