

При выполнении внезапных остановок с режима максимального крутящего момента ( $M_{кр.max}$ ) при  $t_{ож} = 130^\circ \text{C}$  процессы, происходящие в системе охлаждения дизеля, идентичны процессам, которые наблюдаются при остановке с режима  $N_{e.max}$ .

Одним из мероприятий, позволяющим более быстро вытеснить паровоздушные пузыри из зарубашечной полости цилиндров в компенсационный бачок и избежать выброса ОЖ из системы охлаждения, является выполнение прокруток электростартером коленвалов после внезапной остановки дизеля. Так, после выполнения первой прокрутки в течение 20 с без подачи топлива (через 35 с после внезапной остановки), паровоздушные пузыри становятся мельче и их движение приобретает менее интенсивный характер.

С целью устранения негативных последствий внезапных остановок на ЦПГ дизеля были также проведены испытания по выполнению внезапных остановок с режима  $N_{e.max}$  при  $t_{ож} = 130^\circ \text{C}$  с последующей принудительной прокачкой ОЖ от автономного насоса. При этом, циркуляция ОЖ при включе-

нии автономного водяного насоса осуществлялась в том же направлении, что и при работе штатного водяного насоса дизеля.

Испытания показали, что наиболее эффективным способом охлаждения дизеля и предотвращения выброса воды из компенсационного бачка при внезапной остановке дизеля является обеспечение прокачки воды через блок дизеля автономным насосом.

При этом уже через 2...2,5 мин после внезапной остановки паровоздушные пузыри в водяном коллекторе полностью исчезают, и выброса ОЖ из бачка не происходит. При выполнении прокачки автономным насосом температура ОЖ в зарубашечной полости цилиндра сразу начинает снижаться.

Таким образом, внезапная остановка дизеля с режима полной нагрузки при максимально допустимой температуре ОЖ  $t_{ож} = 130^\circ \text{C}$  отрицательно сказывается на работоспособности деталей ЦПГ и тракта системы охлаждения. Наиболее эффективным способом охлаждения цилиндров является прокачка ОЖ после внезапной остановки дизеля от автономного водяного насоса.

УДК 622.691.4.052

*С.А. Сапрыкин, канд. техн. наук, А.А. Гарагуль, ст. науч. сотр.*

## ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Газомотокомпрессоры (ГМК) типа 10ГКН, МК8, ДР12 предназначены для сжатия и перекачки природных и попутных нефтяных газов в системе магистральных газопроводов, на газобензиновых и нефтеперерабатывающих заводах, станциях подземного хранения газа и других объектах.

ГМК типа 10ГКН состоит из 2-тактного газового двигателя простого действия с газотурбинным наддувом, с V-образным расположением цилиндров, и поршневого компрессора двойного действия с цилиндрами, расположенными горизонтально. Аналогичную схему имеет ДР12, только компрессорные цилиндры располагаются горизонтально с двух сторон. ГМК типа МК8 состоит из 2-тактного газового двигателя простого действия с газотурбинным наддувом, цилиндры двигателя расположены вертикально в один ряд, а компрессорные цилиндры – горизонтально.

К числу основных разрушений узлов и деталей ГМК относятся выходы из строя коленчатого вала, вкладышей шатунного и коренного подшипника; деталей цилиндропоршневой группы и турбокомпрессора.

С точки зрения вибрационной диагностики наиболее информативными являются колебания, вы-

зываемые силами в цилиндропоршневой группе и кривошипно-шатунном механизме, порождающие удары в различных сопряжениях. Главные источники – механические удары в подшипниковых узлах, сопряжении поршень-цилиндр, клапанной системе, масляном насосе смазки и др.

По своему принципу функционирования турбокомпрессор отличается от остальных узлов ГМК. Данное отличие является типичным для роторных машин и заключается в том, что источником вибрации в нормальном режиме функционирования является вращающийся ротор. К основным изменениям технического состояния узлов турбокомпрессора относятся температурные и другие деформации, износ подшипников и, связанные с ним, перекосы и смещения ротора. В свою очередь, перекосы и смещения ротора создают неравномерность зазора между лопатками и корпусом вплоть до касания лопатками корпуса и разрушения лопаток. К сожалению, изменения амплитуды колебаний с частотой вращения и моментные характеристики случайных процессов не являются универсальными критериями, обеспечивающими диагностирование всех возникающих в турбокомпрессорах дефектов. Сложность задач определения неисправностей турбокомпрессоров,

установленных на ГМК, обусловлена также применением в них подшипников скольжения, для которых недостаточно разработаны методы диагностирования.

Для подшипников коленчатого вала ГМК МК8 необходимо учитывать его конструктивные особенности. В отсеках, имеющих компрессорные цилиндры, коленчатый вал имеет широкие шатунные шейки, на которых располагаются два шатуна – двигателя и компрессора (шейки 1, 4, 6, 8). На остальных шейках расположены только шатуны двигателя (шейки 2, 3, 5, 7). Вкладыши изготовлены из алюминиевого сплава, в компрессорных шатунных подшипниках – бронзовые с баббитовой заливкой. В отличие от стальных вкладышей с баббитовой заливкой для ГМК 10 ГКН и триметаллических вкладышей ДР12. Для обеспечения правильной укладки вала необходима подборка партии коренных вкладышей с одним размером по толщине. Регулирующие прокладки в подшипниках не предусмотрены. Сочетание подшипниковых узлов с вкладышами, изготовленными из материалов, обладающих различными модулями упругости, вносят дополнительные трудности при поиске вибродиагностических признаков.

У подшипников МК8 характерными дефектами, возникающими в процессе их работы, являются: износ, потеря натяга и усадка тыльной стороны вкладыша, трещины и усталостные разрушения, задиры и оплавления, смятие и оплавление буртов шатунных вкладышей, полное разрушение вкладышей.

Для 10 ГКН характерными дефектами являются: износ, потеря натяга и наклёпы на тыльной стороне вкладыша, вызывающие разрушения баббитового слоя, отслаивание баббита на 1/3 части рабочей поверхности, полное разрушение вкладыша. Причиной выхода из строя вкладышей подшипников коленчатого вала ГМК ДР12 являются усталостные разрушения. На баббитовом слое образуются трещины с последующим выкрашиванием отдельных участков. Из-за неправильной установки вкладыша происходит их деформация.

Большинство известных работ посвящены решению общих методологических проблем, но недостаточно разработаны модели при наличии конкретных дефектов. Указываемые частотные диапазоны непригодны для практического использования при диагностировании узлов двигателей различных типов.

Использование аномальных сигналов, вызванных, например, стуком поршня в мертвых точках, не дает однозначного результата, так как значение амплитуды импульсных сигналов в данных точках определяется также износом поршневых колец, гильзы цилиндра и поршня и др.

Поэтому целью работы является разработка методологии и способов диагностирования, позволяющих просто, надежно и своевременно, без остановки и разборки, выявить основные дефекты узлов

ГМК.

Для достижения указанной цели, были проведены теоретические и экспериментальные исследования.

Исследования динамики работы ГМК осуществлены с целью определения спектральных и ударных характеристик силового взаимодействия их конструктивных элементов. Спектральные и ударные характеристики силового взаимодействия необходимы для исследования причин возникновения вибрации и выявления связи между основными взаимодействиями и вибрационными параметрами в различных частотных диапазонах и временных интервалах.

Величины сил, действующих на подшипниковые узлы ГМК, определяются давлением газов в цилиндрах, силами инерции, трения, полезного сопротивления и особенностями кинематической схемы кривошипно-шатунного механизма. Расчет усилий производится по методике, изложенной в [1]. Полярные диаграммы сил, действующие на шатунные и коренные подшипники ГМК 10 ГКН, представлены на рис. 1 [2,3].

Силы, действующие на шейки коленчатого вала в условиях вращения, обуславливают перемещение шеек вала в зазорах относительно вкладышей по сложным траекториям. Расчет траекторий движения центров шеек коленчатого вала в подшипниках ГМК производится по методикам, изложенным в работах [4, 5]. Расчетные траектории центров шатунной и коренной шеек представлены на рис. 2. Несущая способность подшипника определяется с учётом изменения величины вектора действующей силы и приведенной угловой скорости, которая учитывает вращение вала и вектора нагрузки

$$\sigma_{np} = \sigma \pm 2\Omega,$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с;

$\Omega$  – угловая скорость вращения вектора нагрузки, рад/с.

Если направление вращения вала и вектора нагрузки совпадает, в формуле принимается знак (-), если не совпадает – (+).

График изменения приведенной угловой скорости по углу поворота коленчатого вала (рис. 3) позволяет установить значения угла поворота вала, при которых  $\omega_{np} = 0$ , т. е. масляный слой теряет несущую способность.

Анализ траектории центра шатунной шейки показывает, что периодические сближения поверхностей шейки и вкладыша в определенных случаях приводят к нарушению режима жидкостного трения, что обуславливает ускоренный износ и разрушение антифрикционного слоя, особенно в зоне стыка шатунных вкладышей со стороны компрессорного цилиндра и в средней части верхнего вкладыша. Аналогичные расчеты произведены для ГМК МК8 и ДР12.

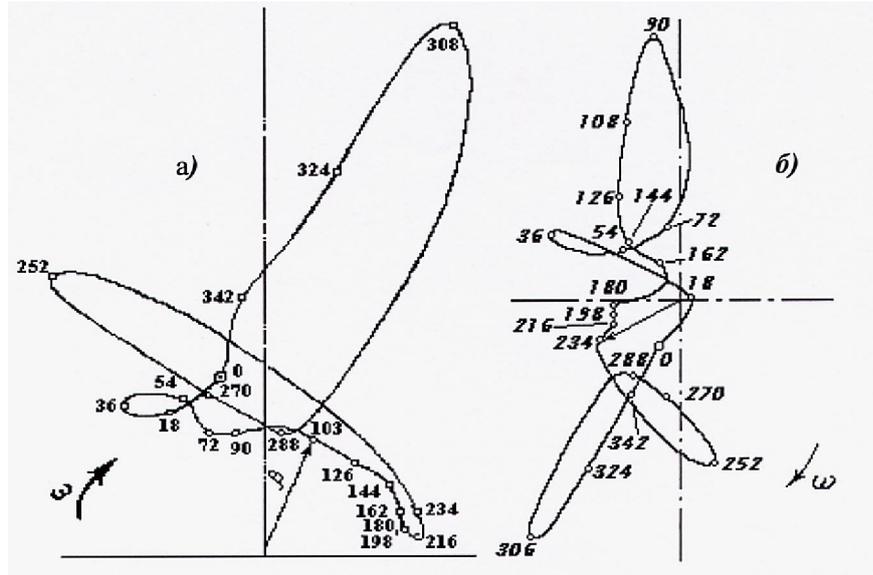


Рис. 1. Полярные диаграммы сил, действующих на шатунный (а) и коренной (б) подшипники ГМК

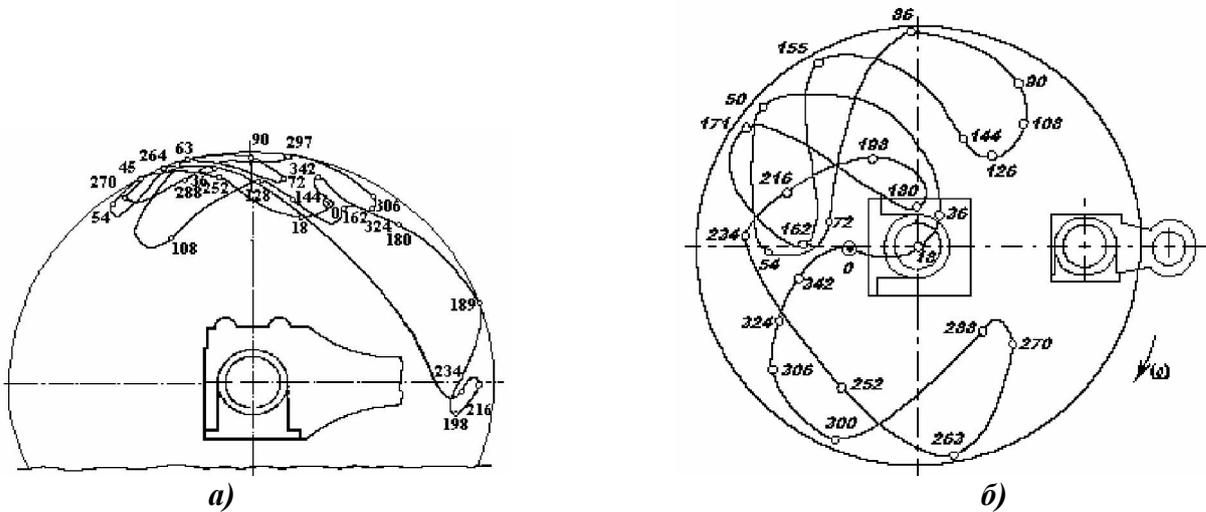


Рис. 2. Расчётная траектория движения центра шатунной (а) и коренной (б) шеек ГМК 10 ГКН

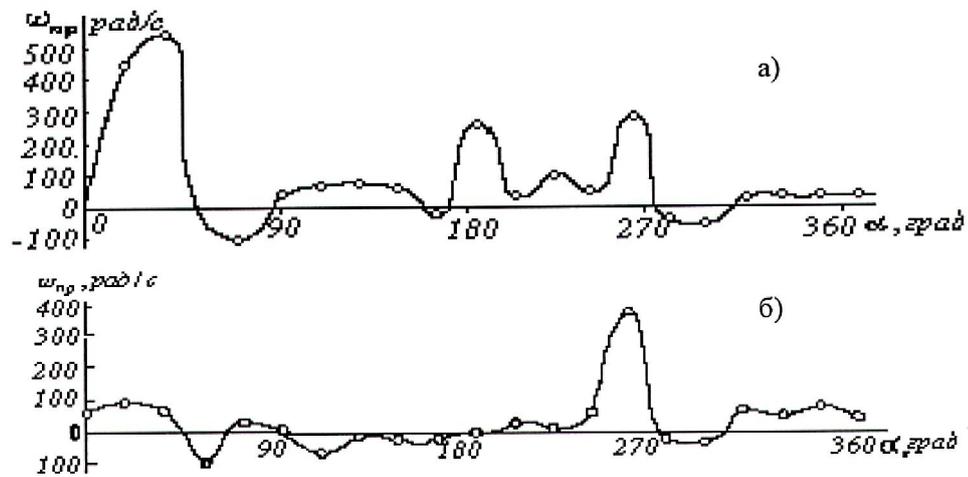


Рис. 3. Приведенная угловая скорость шатунной (а) и коренной (б) шеек ГМК 10 ГКН

Для экспериментального исследования подшипников коленчатого вала использованы серийные вкладыши, претерпевшие термопары, индуктивными датчиками перемещений шейки коленчатого вала и тензодатчиками. Одновременно контролировались: параметры рабочего процесса силового и компрессорного цилиндров; вибрационные характеристики шатунных и коренных подшипников, корпуса рамы; вибрационные характеристики цилиндропоршневой группы и турбокомпрессора на различных нагрузочных режимах работы ГМК в эксплуатационных условиях компрессорной станции. Осциллограммы исследуемых процессов записывались одновременно, что позволило выявить фазовые соотношения между ними.

С помощью разработанного программного обеспечения для ПЭВМ, использующего метод быстрого преобразования Фурье и методы статистического анализа, были проанализированы вибрационные сигналы, полученные при проведении экспериментальных исследований. Это позволило проследить динамику изменения спектральных составляющих вибрационного сигнала во временном интервале,

соответствующем определённому углу поворота коленчатого вала.

Анализ распределения спектральной плотности вибрационных сигналов подшипниковых узлов по частотам и временным интервалам позволил выявить существование нестационарных источников колебательной энергии [6]. Определены предполагаемые источники возбуждения колебательной энергии.

На рис. 4 представлены экспериментальные траектории перемещения центра 2-й коренной шейки в подшипнике ГМК МК8 на различных режимах работы и температурное поле вкладышей 2-го коренного подшипника на тех же режимах. Анализ результатов многочисленных замеров вибрации одновременно с толщиной масляного слоя позволил установить связь между нарушениями режима жидкостного трения в подшипниках и интенсивностью вибрационных сигналов и показал, что гармонические составляющие вибрационных сигналов в среднечастотном диапазоне обуславливаются трением и ударами в подвижных сочленениях при переключке зазора (рис. 5).

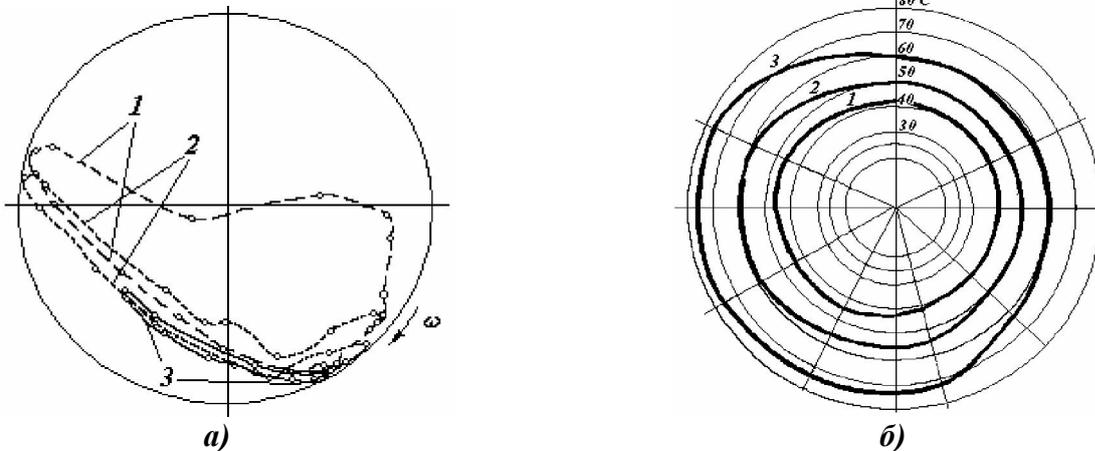


Рис. 4 Траектории движения центра шейки вала в подшипнике (а) и температурное поле вкладыша (б) коренного подшипника ГМК МК8: 1 – холостой ход; 2 – нагрузка 1750 кВт; 3 – нагрузка 1950 кВт

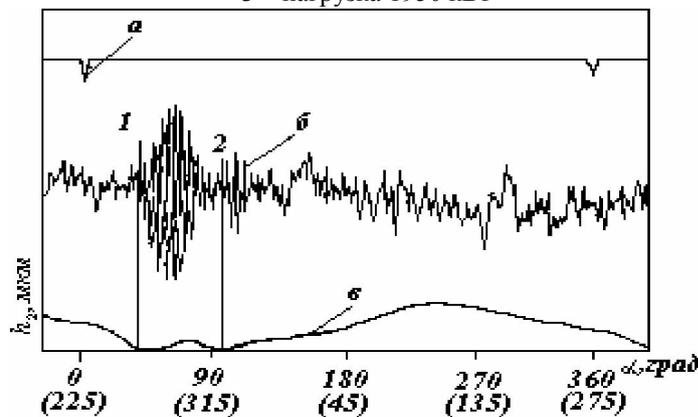


Рис. 5. Совмещённая запись отметки ВМТ (а), вибрации коренного подшипника (б) и перемещения центра коренной шейки вала (в) в подшипнике ГМК МК-8. 1 и 2 – моменты нарушения масляного слоя

Полученная информация позволила расширить информативность вибрационного сигнала, получаемого с корпуса подшипника, в направлении определения зон нарушения режима жидкостного трения и интенсивности износа. Разработанные тесты технического состояния легли в основу методики вибрационной диагностики подшипниковых узлов для обеспечения своевременного обнаружения и устранения дефектов [7].

По аналогичной методологии разработаны технологии диагностирования по вибрационным показателям цилиндропоршневой группы (силовая часть) и турбокомпрессора ГМК [8, 9].

**Список литературы:**

1. Двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов в 3-х т. Т. 2. Конструкция и расчет / Общ. ред. А.С. Орлина. – М.: Машигиз, 1982. – 380 с. 2. Кинематические и динамические параметры газомотокомпрессоров 10ГКН (Расчёт 10ГКН РС-17). - Горький, з-д "Двигатель Революции" 1959, с. 17 – 59. 3. Расчёт кинематических и динамических параметров газомотокомпрессора МК8 (МК8-РС-433). -

Горький, з-д "Двигатель Революции" 1968, 67 с. 4. М.Е Бесклетный, С.А. Сапрыкин, и др.. Оптимальный режим работы шатунных вкладышей газомотокомпрессоров 10 ГКН// Нефтяная и газовая промышленность. – 1983. - № 2. – С. 41 – 45. 5. Захаров С.М., Эрдман В.А. К расчёту нестационарно нагруженных подшипников скольжения на ЭВМ// Вестник машиностроения. – 1976. - № 7. – С. 31-36. 6. С. Сапрыкин, М. Бойко, и др. Поиск вибродиагностических признаков подшипников скольжения коленчатого вала ГМК МК8// Нефтяник. – 1994. - № 3. – С. 34-36. 7. Патент Украины № 26494 Спосіб контролю технічного стану підшипників колінчастого валу./ Саприкін С.О. Поліщук О.Ф., Бойко М.В., Таргонський В.О. Опубл. в бюл. №6 1999 г. 8. Патент Украины № 27647 Спосіб діагностування силових циліндрів газомотокомпресорів/ Саприкін С.О., Бойко М.В., Гарагуль А.А., Галій С.І. Опубл. в бюл. №4 2000 г. 9. Патент России № 1741007 Способ диагностирования цилиндрико-поршневой группы газомотокомпрессора. / Бойко М.В., Делюсто С.Л., Козак Р.В., Сапрыкин С.А. – Опубл. в бюл. № 22 15.06.92 г.