

УДК 621.165

Совершенствование подшипников скольжения паровых турбин

Иванова К.С., Колос В.М.

Научный руководитель – к.т.н., доцент КАЧАН С.А.

В связи с разработкой и созданием в середине 60-х годов паровых турбин мощностью 300–1200 МВт и рабочим проектированием турбоагрегатов для АЭС мощностью 500–1000 МВт важное значение приобрела проблема экспериментальной отработки конструкций подшипников скольжения с целью повышения их экономичности и надежности [1].

Известно, что основной частью механических потерь турбомашин являются потери мощности на трение в подшипниках скольжения [2].

С ростом единичных мощностей энергетических агрегатов увеличились размеры проточной части, диаметры шеек роторов, радиальные нагрузки на опоры и, как следствие, размеры подшипников. Увеличение диаметров подшипников и масляных зазоров при одновременном повышении окружных скоростей привело к повышению турбулентности течения смазки и, соответственно, существенному увеличению потерь мощности на трение, расхода масла и температуры баббита рабочей поверхности. Так, например, в крупных паровых турбинах потери мощности на трение в подшипниках скольжения достигли 0,3–0,5% номинальной мощности агрегатов [2]. При этом значительно повысились расход масла, а также емкость маслобаков и потребляемая мощность энергооборудования системы смазки, что заметно влияет на технико-экономические показатели энергоблоков.

В советском и зарубежном турбостроении используются различные конструкции радиальных подшипников скольжения. Преимущественное применение в мощных турбоагрегатах получили радиальные подшипники сегментного и втулочного типа.

Вначале сегментные радиальные подшипники, обладающие высокими антивибрационными свойствами, были впервые в нашей стране применены в высокооборотных электрических машинах и компрессорах, а также в паровых турбинах ЛМЗ на сверхкритические параметры пара с целью предотвращения низкочастотной вибрации [2]. Позднее экспериментальными исследованиями [3] было установлено, что применение индивидуального подвода смазки к каждому сегменту, особенно в крупно-габаритных сегментных радиальных подшипниках, позволяет существенно снизить потери на трение и расход масла.

Наиболее обширные экспериментальные исследования по отработке конструкций радиальных сегментных подшипников были выполнены в 70-х годах на ХТГЗ [3]. В результате испытаний были разработаны и широко внедрены в турбоагрегатах мощностью 220–750 МВт сегментные подшипники с индивидуальным подводом смазки диаметром 420 и 520 мм, обеспечивающие повышенную экономичность [2].

При этом следует отметить, что из-за уменьшения ширины расточки рабочей поверхности и соответственно при работе на повышенной удельной нагрузке с уменьшенными масляными зазорами в подшипниках с целью улучшения теплового режима на ХТГЗ вынуждены были разработать и использовать специальную систему охлаждения и конструкцию несущих сегментов.

За рубежом наибольший опыт по проектированию, исследованию и применению радиальных крупногабаритных сегментных подшипников приобрела фирма «Броун Бовери», которой были разработаны и внедрены трехсегментные подшипники диаметром 560 и 900 мм для РНД мощных паровых турбин с низкими потерями на трение и низким расходом масла [2]. Однако из-за повышенных удельных нагрузок и уменьшенных масляных зазоров температура баббита несущих сегментов этих подшипников на номинальном режиме работы достигла 150–160°C, поэтому фирмой для данных подшипников были разработаны и применены специальные высокотемпературные баббитовые сплавы [2].

В 80-х годах в НПО ЦКТИ были также проведены экспериментальные исследования различных вариантов конструкций радиальных сегментных подшипников диаметром 600 мм

с индивидуальным подводом масла [4], которые подтвердили их высокую экономичность. При испытаниях подшипников с увеличенными удельными нагрузками (1,6–1,8 МПа) было установлено значительное влияние типа и конструктивного исполнения опирания сегментов и величин масляных зазоров на основные характеристики и надежность работы подшипников.

На основании результатов дополнительных исследований в НПО ЦКТИ были своевременно разработаны и внедрены практические рекомендации по усовершенствованию данных элементов конструкции сегментных подшипников для паровых турбин К-500-240 АО ЛМЗ, в том числе был сделан вывод о нецелесообразности применения крупногабаритных радиальных сегментных подшипников для роторов низкого давления турбин мощностью 500–1000 МВт [4].

Вместе с тем многочисленными экспериментальными исследованиями [2] подшипников втулочного типа было установлено, что односторонний подвод смазки к нисходящей области масляного клина выводит подшипник из турбулентного режима смазки, снижает потери на трение и расход масла, улучшает температурный уровень работы.

На рисунке 1 приведены конструктивные схемы традиционного и модернизированного радиального подшипника [2].

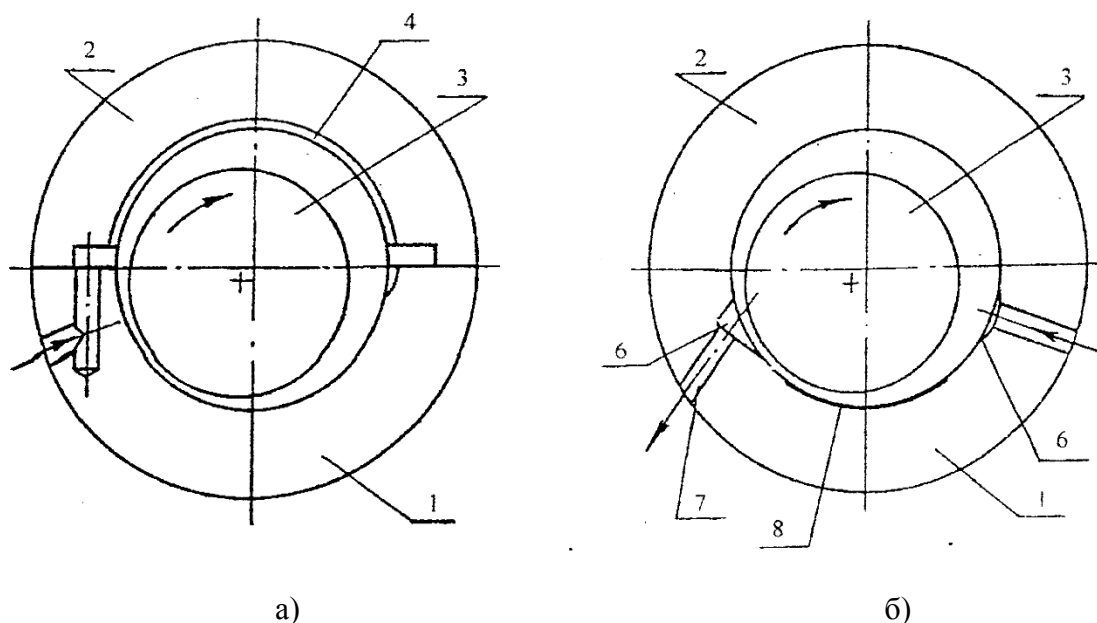


Рисунок 1 – Традиционная (а) и модернизированная (б) конструкция радиального подшипника: 1 – нижний полувкладыш; 2 – верхний полувкладыш; 3 – вал; 4 – маслораспределительный карман; 5 – полость отвода масла, 6 – отверстия отвода масла; 8 – микрорельеф

Испытаниями в НПО ЦКТИ была подтверждена эффективность такого способа подвода смазки для крупногабаритных радиальных подшипников втулочного типа [2]. Это позволило в дальнейшем разработать основные конструктивные мероприятия, направленные на улучшение основных статических характеристик крупногабаритных радиальных подшипников [2]:

- организация подвода смазки непосредственно на входе в несущий слой по направлению вращения вала;
- выполнение дополнительного отвода отработанного масла на выходе из несущего слоя в нижней половине вкладыша;
- исключение возможности заполнения маслом ненагруженных зон расточки;
- значение оптимальных параметров геометрии рабочей поверхности [2].

На основании результатов исследований, проведенных НПО ЦКТИ совместно с ЛМЗ, была разработана и внедрена на паровых турбинах К-200-130, К-300-240, К-500-240, К-800-

240, К-1000-60/3000 и К-1200-240 модернизированная конструкция радиальных подшипников втулочного типа диаметром 300–620 мм повышенной экономичности и надежности. Это позволило по сравнению с исходной конструкцией на 40–50% снизить в них потери мощности на трение и расход масла, уменьшить на 10–20°С температуру баббита и соответственно значительно повысить надежность и технико-экономические показатели энергоблоков.

Сравнительный анализ основных статических характеристик сегментных подшипников с индивидуальным подводом смазки и модернизированной конструкции втулочных подшипников диаметром 600 мм показал, что при относительно равных потерях на трение (240–260 кВт) и уменьшенном расходе масла (400–450 л/мин) тепловой режим работы подшипников втулочного типа является лучшим (температура баббита меньше на 15–18°С), а конструкция более простой, менее трудоемкой при изготовлении, сборке и монтаже турбоагрегата [2].

В связи с широким внедрением (с целью повышения пожаробезопасности) в паровых турбинах для АЭС огнестойкого масла НПО ЦКТИ совместно с УралВТИ и ЛМЗ выполнили большой объем необходимых исследований по определению влияния специфичных свойств ОМТИ на характеристики и работу подшипников, систем гидростатического подъема вала и аварийного маслоснабжения. Это позволило разработать и оперативно внедрить практические рекомендации по конкретному изменению масляных зазоров в подшипниках, конструктивному исполнению отвода отработанной смазки, и оптимизации параметров гидроподъемных устройств и элементов дозирующих устройств системы аварийной смазки, что соответственно повысило надежность паровых турбин К-800-240-5 и К-1000-60/3000 при работе на огнестойком масле ОМТИ [2, 4].

Наряду с исследованиями радиальных подшипников в НПО ЦКТИ были проведены многочисленные испытания различных конструкции радиально-осевых подшипников для газотурбинных установок НЗЛ мощностью 6–25 МВт и паровых турбин К-300-240, К-800-240 и К-1000-60 /3000 [2].

В результате выполненных исследований на основе отработки отдельных элементов конструкций (например, исполнения опирания, оптимального профилирования входной кромки, схемы охлаждения сегментов и т.д.) и оптимизации геометрических параметров были разработаны и внедрены эффективные, надежные и экономичные конструкции радиально-осевых подшипников [2].

Следует также отметить, что НПО ЦКТИ совместно с ЛМЗ выполнили широкий комплекс экспериментальных исследований систем гидростатического подъема вала, аварийного маслоснабжения подшипников, различных конструкций масляных уплотнений, в результате которых были разработаны и внедрены в мощных паровых турбинах их оптимальные схемы и конструкции [2, 4].

Кроме того, в 90-х годах по заказу ЛМЗ были проведены уникальные сравнительные поэтапные испытания радиального втулочного подшипника традиционной и модернизированной конструкции диаметром 750 мм на 3000 об/мин при повышенных удельных нагрузках [2], результаты подтвердили высокую надежность и экономичность разработанной конструкции, а также перспективность ее использования при проектировании крупногабаритных радиальных подшипников для турбоагрегатов мощностью 1400–2000 МВт для АЭС.

В заключение отметим, что НПО ЦКТИ и ЛМЗ на основе результатов обширных стендовых и станционных испытаний был накоплен большой практический опыт по совершенствованию конструкций подшипников скольжения и их элементов [2]:

– радиальных и радиально-осевых подшипников с целью повышения их надежности и экономичности (снижение на 35–40% потерь мощности на трение, расхода масла и температуры баббита, а также уменьшение 25–30% трения и износа рабочей поверхности за счет нанесения специального микрорельефа или газотермического напыления модифицированных антифрикционных материалов);

– систем гидростатического подъема вала (повышение на 20–25% надежности и экономичности работы за счет оптимизации параметров и элементов устройства системы аварийного маслоснабжения (обеспечение гарантированного и надежного маслоснабжения при аварийном останове);

– масляных уплотнений (сокращение на 50% протечек масла и исключение «разбивания» уплотнений на критических частотах вращения вала турбомашин).

Литература

1. Егоров, Н.П. Основные результаты экспериментальных исследований подшипников скольжения и их элементов для мощных паровых турбин. СПб. Изд. НПО ЦКТИ. Труды ЦКТИ. Выш. 281, 1997.

2. Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС. Том 1. Совершенствование паровых турбин / Л.А. Хоменок, А.Н. Ремезов, И.А. Ковалев и др. Под ред. Л.А. Хоменка – СПб.: Изд. ПЭИпк, 2001. – 340 с.

3. Вишнинецкий, М.Г., Мищенко, Ю.И. Совершенствование радиальных подшипников. – М. НИИинформтяжмаш. – 1975. – № 29.

4. Егоров, Н.П. Исследование и совершенствование конструкции крупногабаритных опорных подшипников скольжения мощных паровых турбин: автореферат дис. кандидата технических наук: 05.04.12 / Науч. произв. об-ние по исслед. и проектированию энерг. оборудования им. И. И. Ползунова. – Ленинград, 1989. – 22 с.