

В.В.РУХЛИНСКИЙ, докт.техн.наук; *А.И.РЯЗАНЦЕВ*, *В.Л.ИЛЬИНОВ*,
А.Ф.ВВЕДЕНСКИЙ, БелГТАСМ, Белгород, Россия

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ НА ВОДЯНОМ КОНДЕНСАТЕ

Виконано розрахункові дослідження працездатності ковзання на воді для турбоагрегатів малої потужності. Визначено границі надійної роботи опор тертя при гідродинамічному і статогідродинамічному режимах.

Современная энергетическая политика направлена на развитие газо- и паротурбинных ТЭЦ малой мощности максимально приближенных к потребителям тепловой и электрической энергии. Относительно невысокие удельные нагрузки на опоры скольжения при сравнительно высоких окружных скоростях вращения шеек валов создают благоприятные условия для замены минеральных масел на ингибированный водяной конденсат. В связи с этим теоретический анализ возможности использования воды в качестве смазочного материала в подшипниках турбин малой мощности на режимах номинальной работы, пуска и останова приобретает несомненный практический интерес. В данной работе для расчетных исследований при выборе исходных данных использованы геометрические и режимные параметры работы малогабаритных подшипников одного из турбоагрегатов малой мощности Губкинской ТЭЦ в Белгородской области.

Паровая турбина двухцилиндровая состоит из ЦВД и ЦНД. Подшипники ЦВД и ЦНД имеют различные геометрические размеры и статические нагрузки. В расчетах приняты следующие исходные данные:

- частота вращения ротора $n = 3000$ об/мин;
- масса ротора ЦВД – 4800 кг;
- диаметры подшипников ЦВД – $d = 0,2/0,18$ м;
- ширина рабочей поверхности подшипников ЦВД – $L = 0,16$ м;
- масса ротора ЦНД – 7000 кг;
- диаметр подшипников ЦНД – $d = 0,2/0,18$ м;
- ширина подшипника ЦНД – $L = 0,16/0,15$;
- масса ротора генератора – 9000 кг;
- диаметр подшипников Э.Г. – $d = 0,2$ м;
- ширина подшипников Э.Г. – $L = 0,25$ м.

Нагрузки на подшипники считались равномерно распределенными для каждого рассчитываемого элемента и равными половине массы соответствующего ротора. Кроме того, расчетный диаметр принимался равным меньшему диаметру шейки ротора.

Анализ работоспособности подшипников на водяном конденсате осуше-

ствлялся в два этапа, которые охватывали все режимы от пуска до номинальной работы. На первом этапе на основе решения термогидродинамической задачи турбулентного течения смазочной жидкости по методике, описанной в [1] определялись расчетные характеристики подшипников на номинальном режиме. При заданных значениях средних радиальных зазоров δ_R и описанных выше режимных и геометрических параметрах определялись: расход воды G ; потери мощности на трение N ; максимальная температура поверхности трения T_{\max} ; минимальная толщина несущего смазочного слоя H_{\min} . Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Расчетные характеристики радиальных подшипников турбогенератора №3
Губкинской ТЭЦ

Наименование подшипника	δ_R , мм	N , кВт	G , кг/с	T_{\max} , °С	H_{\min} , мкм	$P_{\text{н}}$, кВт
ЦВД	0,1	19,9	0,19	52,9	69	24
	0,15	15,5	0,38	53	78,8	24
	0,2	14	0,59	52,9	78,4	24
	0,25	13,2	0,79	53	75	24
	0,3	12,8	0,99	53	69	24
ЦНД	0,1	20,5	0,17	53,1	67	35
	0,12	20,4	0,29	53,7	78,1	35
	0,13	20,0	0,37	53,9	77,2	35
	0,15	19,1	0,56	54,1	74,4	35
	0,17	18,7	0,77	54,5	67,1	35
Электрогенератор	0,1	24,1	0,15	54	67,1	50
	0,11	23,9	0,17	54,2	68,2	50
	0,12	23,5	0,175	54,0	69,1	50
	0,13	22,8	0,18	53,5	68,1	50
	0,15	22,5	0,19	53,0	67,2	50

В соответствии с данными таблицы можно определить суммарный расход конденсата воды на все шесть подшипников турбогенератора, который составляет около 1,6 кг/с. Это позволяет выбрать соответствующий питательный насос, обеспечивающий работу подшипников в обычном гидродинамическом режиме.

Важной задачей расчетных исследований является определение границы гидродинамического режима, т.е. предельной скорости после достижения, которой необходимо использовать систему гидростатического подъема. Малые диаметры рабочих поверхностей подшипников уменьшают диапазон частот на которых возможна их работа на воде при допустимых минимальных толщинах несущих пленок не менее 50 мкм. При этом расчетная частота вращения ротора не должна опускаться ниже 2480

об/мин. На более низких частотах останов и пуск должен осуществляться на гидростатическом подъеме.

Следующим этапом выполнен расчет параметров гидроподъема.

Опыт предыдущих исследований показывает, что надежная работа подшипников на водяном конденсате на малых частотах вращения может быть обеспечена лишь с применением гидростатического подъема ротора.

Поскольку в режиме гидроподъема температурные эффекты невелики, в особенности при смазывании водой в данной работе использована изотермическая модель течения смазочной жидкости, что позволяет значительно сократить время счета, что особенно важно для расчета гидростатодинамического подшипника, в расчетах которого приходится определять характеристики системы гидроподъема.

Решение задачи осуществлялось конечно-разностным способом с использованием метода установления. В ходе решения уравнения Рейнольдса определялось распределение давлений в межкамерном пространстве смазочного слоя. Давления в камерах гидроподъема считались постоянными и использовались в качестве граничных условий. Значения давлений в камерах гидроподъема определялись из уравнения балансов расходов для соответствующей камеры в зависимости от режима работы подшипника.

По полученному распределению давлений определялись поля скоростей, а затем расходы смазочной жидкости по контуру каждой камеры гидроподъема. Процесс имеет итерационный характер. Итерации продолжаются до тех пор пока не будет достигнута с заданной точностью сходимости несущей способности подшипника и давлений в камерах гидроподъема при выполнении условия равновесия вала.

Выполненные выше расчеты показывают, что при выборе геометрических размеров и мест расположения камер гидростатического подъема необходимо исходить из условия минимального влияния камер на режиме их отключения и работы подшипников на номинальных оборотах. При этом следует обеспечить абсолютную плотность закрытия обратных клапанов с целью недопущения снижения гидродинамического давления в зоне расположения камер. Опыт эксплуатации подшипников с камерами гидроподъема на турбинах Харьковского НПО "Турбоатом" показывает, что при выполнении этого условия поле давлений и соответственно несущая способность подшипников остаются такими же, как в подшипниках без камер гидростатического подъема.

Для обеспечения надежной работы подшипников на малых частотах вращения играет правильный выбор параметров системы гидроподъема и прежде всего количества, размещения и размеров камер гидроподъема, а также необходимых уровней давлений и расходов. Результаты расчетов в режиме гидроподъема приведены для выбранных значений радиальных зазоров, полученных в результате исследований подшипников на номинальном режиме.

Для всех рассчитываемых подшипников выбран 4-х камерный вариант симметрично расположенных камер (рис. 1).

Радиальный зазор, исходя из выполненных выше гидродинамических расчетов (табл.1) принят равным 0,15 мм. Расточка эллиптическая. Толщина прокладки в разъеме при расточке принята равной 0,07 мм. Таким образом, вертикальный диаметральный зазор должен составлять 0,18-0,23 мм при фиксированном горизонтальном зазоре $0,25 \pm 0,3$ мм.

Возможны два варианта решения проблемы выбора параметров системы гидроподъема:

1. При постоянном заданном давлении отрыва в системе гидроподъема и различной геометрии камер гидроподъема.

2. При одинаковых размерах камер гидроподъема и регулируемом для каждого подшипника давлением или выбором соответствующих диаметров отверстий жиклеров, устанавливаемых на каждую камеру.

Предпочтителен первый вариант, поскольку он обеспечивает возможность применения одного насоса высокого давления или подключения системы к линии питательного насоса.

Выбор геометрических параметров камер гидростатического подъема основан на необходимости обеспечить подъемную силу равную половине массы ротора в статическом состоянии.

Поскольку наиболее нагруженными являются подшипники ЦНД турбины, то давление в системе гидроподъема выбирается с учетом усилий необходимых для отрыва вала и минимального воздействия камер гидроподъема на работоспособность узлов трения. На основании этих требований проведены расчеты, которые показали, что для подшипников ЦНД оптимальным является давление на уровне $P_{гп} = 2,0$ Мпа и размером камер $a = 30$ мм; $b = 30$ мм.

Удельные давления на подшипники ЦВД и генератора существенно ниже, поэтому выбор одинаковых геометрических размеров камер гидростатического подъема и единого давления в системе гидроподъема приведет к некоторому увеличению расхода и к увеличению минимальных толщин несущих пленок. Суммарный расход конденсата в системе гидроподъема при выбранных параметрах составляет 0,09 кг/с. Для снижения расхода конденсата на подшипники ЦНД и электрогенератора можно установить дозирующие жиклеры, но это приведет к усложнению и удорожанию системы гидроподъема. Расчетные значения остальных геометрических размеров подшипников согласно рис. 1 приведены в (табл. 2).

Таким образом, выполненные расчеты показали практическую возможность использования воды и водных растворов полимеров в качестве смазочных материалов в подшипниках скольжения турбогенератора №3 Губкинской ТЭЦ. Однако замена турбинного масла на водяной конденсат требует значительных конструктивных изменений в системе смазки и регулирования и серьезного технико-экономического обоснования.

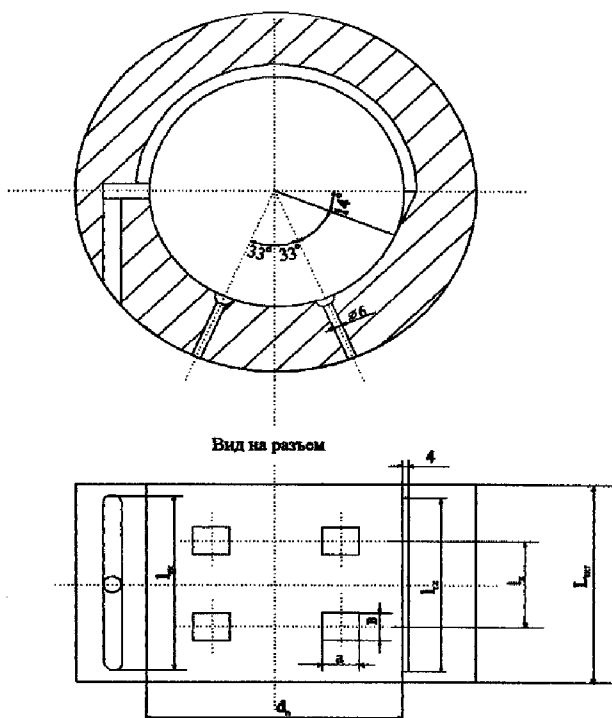


Рис. 1. Геометрия подшипника

Таблица 2

Параметры	ЦВД	ЦНД	Э.Г.
d_v , м	0,2	0,2	0,2
$L_{акт}$, м	0,16	0,16	0,25
l_k , м	0,1	0,1	0,18
$l_{ск}$, м	0,12	1,12	0,2
$L_{вк}$, м	0,12	0,12	0,16

Список литературы: 1. Рухлинский В. В., Рязанцев А.И., Введенский А.Ф. Расчетно-теоретические исследования работоспособности радиальных полномасштабных подшипников скольжения на водяной смазке // Современные проблемы строительного материаловедения: Материалы III Междунар. науч.-практич. конф.-шк.-сем. молод. учен., аспирант. и докторантов. – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 2001. Ч.1. – С. 259-264. 2. Рухлинский В. В., Рязанцев А.И., Ильинов В.Л. Расчетные исследования работоспособности радиальных подшипников скольжения на водяном конденсате на режимах пуска-останова турбины // Современные проблемы строительного материаловедения: Материалы III Междунар. науч.-практич. конф.-шк.-сем. молод. учен., аспирант. и докторантов. – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 2001. Ч.1. – С. 265-271.

Поступила в редакцию 20.11.2001