

УДК 621.22-23

Расчет и проектирование направляющих подшипников гидротурбин

Пак В. В., магистр

*Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, СПбПУ им. Петра Великого,
кафедра «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели»*

Научный руководитель: Новкунский А. А., к.т.н., доцент

*Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, СПбПУ им. Петра Великого
9110957043@mail.ru*

Сегодня на отечественных гидроэлектростанциях в основном функционирует оборудование, изготовленное и введенное в эксплуатацию в середине прошлого столетия, так как с конца 1980-х годов обновление мощностей существенно сократилось. Поэтому к 2010 году средний уровень физического износа основного генерирующего оборудования уже оценивался в 65–70%, а больше половины его выработало нормативный срок эксплуатации. Чтобы переломить установившуюся тенденцию старения оборудования, генерирующие компании в последнее время проводят программы комплексной модернизации своих активов, направленные не только на физическое обновление гидроагрегатов и их узлов, но и на приведение оборудования в соответствие с новыми требованиями, нормами и техническими условиями как в части повышения эффективности и надежности, так и в части экологичности объектов гидроэнергетики.

Особое внимание при проведении реконструкции гидросилового оборудования должно уделяться направляющим подшипникам, как одним из наиболее ответственных узлов гидроагрегата, определяющим его нормальную работу.

Применяемые в гидротурбинах направляющие подшипники скольжения могут быть разделены по роду антифрикционного материала на две группы: с вкладышами на полимерной, в том числе резиновой основе, которые смазываются и охлаждаются водой, и вкладышами на баббитовой основе, которые смазываются и охлаждаются маслом [6]. Преимуществами направляющих подшипников на резиновой основе с водяной смазкой перед баббитовыми со смазкой маслом являются:

- 1) Простота, удобство и надежность эксплуатации вследствие отсутствия необходимости в ряде вспомогательного оборудования для смазки подшипника (резервуары, насосы и т.п.) и в ответственных и трудоемких операциях по

приемке, подготовке, заполнению, доливке, замене и утилизации турбинного масла;

- 2) Способность частичного демпфирования вибраций вала вследствие эластичности резины;
- 3) Уменьшение консольности рабочего колеса турбины за счет возможности более низкого высотного расположения резинового подшипника;
- 4) Уменьшение механических потерь в узле вследствие меньшего коэффициента трения между валом и вкладышами [2];
- 5) Отсутствие необходимости в сложных уплотнениях, предотвращающих попадание воды из зоны рабочего колеса в баббитовый подшипник, а также попадание масла из подшипника в проточную часть турбины, применение которых усложняет конструкцию турбины, а значит, снижает надежность ее эксплуатации;
- 6) Экологичность эксплуатации ввиду полного отсутствия масла в узле.
- 7) Экономическая выгода ввиду более низкой стоимости материалов пар трения, технологии изготовления, эксплуатационного и ремонтного обслуживания и пр.

Вышеперечисленные достоинства обуславливают целесообразность замены существующих баббитовых турбинных подшипников на резиновые с водяной смазкой при проведении реконструкции и модернизации основного оборудования ГЭС, равно как и использование водяных подшипников на вновь создаваемом оборудовании (рис. 1).

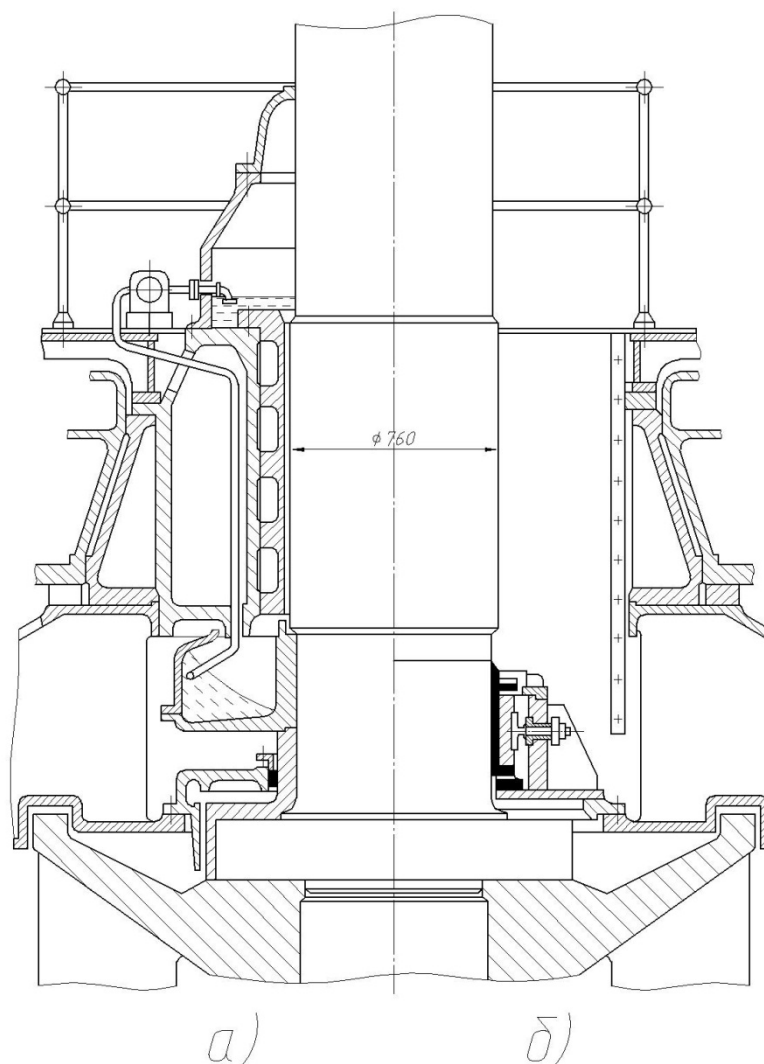


Рис. 1. Направляющий подшипник гидротурбины:

- а – кольцевой баббитовый подшипник (до реконструкции);
 б – сегментный резиновый подшипник (после реконструкции)

Несмотря на довольно широкое распространение в гидротурбинах резиновых подшипников, традиционные конструкции как кольцевых, так и сегментных подшипников обладают и некоторыми недостатками, в числе которых:

- 1) Обрастание элементов подшипника моллюском дрейссеной;
- 2) Необходимость облицовки вала в зоне подшипника нержавеющей сталью;
- 3) Высокая трудоемкость регулировки зазоров у подшипников кольцевого типа;
- 4) Более быстрое возрастание биения вала турбины в ходе эксплуатации у сегментных резиновых подшипников по сравнению с другими типами подшипников;
- 5) Низкая надежность опорных элементов сегментного резинового подшипника [7];

- б) Немедленный выход подшипника из строя (сгорание резины) при внезапном прекращении подачи водяной смазки или ее недостаточности вследствие плохой теплопроводности резины [5].

В рамках проектно-изыскательской работы, выполняемой ОАО «Всероссийский научно-исследовательский институт гидротехники им. Б. Е. Веденеева» по реконструкции масляных турбинных подшипников гидроагрегатов одной из ГЭС в республике Карелия, подразумевающей их замену на обрезиненные с водяной смазкой, был проведен анализ существующих альтернативных вариантов исполнения реконструируемых узлов. При разработке технических решений, помимо безусловных требований по надежности и экологичности подшипникового узла, необходимо было учитывать пожелание заказчика о минимизации изменений, вносимых в существующую конструкцию гидросилового оборудования, а также оптимизации затрат на планируемую модернизацию.

Для реконструкции существующего узла турбинного баббитового направляющего подшипника был принят передовой отечественный вариант кольцевого подшипника с регулируемыми обрезиненными вкладышами на водяной смазке. Такой подшипник вобрал в себя все основные преимущества кольцевых (высокая корпусная жесткость узла, стабильность положения вкладышей, а значит и величины зазора) и сегментных подшипников (возможность легкой регулировки зазора в подшипнике) и, как следствие, практически избавил конструкцию узла от недостатков, присущих традиционным решениям в отдельности для каждого типа. Данная конструкция подшипника ранее была успешно внедрена на Сходненской и Белореченской ГЭС в 2004 – 2005 годах, и вот уже десятилетний успешный опыт эксплуатации подтверждает ее эффективность.

При разработке технического проекта реконструкции подшипникового узла необходимо было подтвердить правильность принятых технических решений поверочными расчетами. Традиционно расчет подшипника скольжения включает в себя расчет на работоспособность, гидравлический и тепловой расчеты.

Для расчета направляющих подшипников необходимо знать действующие на них силы. Во время работы резиновый подшипник подвергается действию радиальных усилий от внешней нагрузки и касательных усилий от силы трения. Однако данные усилия недостаточно изучены, либо вообще не поддаются теоретическому анализу, так как, как правило, вызваны неуравновешенностью вращающихся масс агрегата или несимметричностью потока в рабочих органах гидротурбины. Кроме того, достаточно большое влияние могут оказывать такие случайные явления, как отклонение от допускаемых размеров при изготовлении деталей турбины, некачественная сборка узлов

агрегата при монтаже и др. В связи с этим, является вполне оправданным использование эмпирических формул при определении радиального усилия. Наилучшую сходимость с экспериментом для большинства турбин дает формула, которая предполагает, что доля гидродинамической неуравновешенности рабочего колеса составляет 3,2 % крутящего момента [1]:

$$R = \frac{800N_{max}}{nD_1} = 22,2 \text{ (кН)},$$

где $N_{max} = 11600$ кВт – максимальная мощность, развиваемая на валу гидротурбины;

$n = 167$ об/мин – номинальная частота вращения гидротурбины;

$D_1 = 2,5$ м – диаметр рабочего колеса.

Расчет на работоспособность подшипников, работающих в режиме полужидкостного трения, заключается в определении их размеров, обеспечивающих запас по прочности. Поскольку предлагаемая конструкция кольцевого подшипника с отдельными регулируемыми вкладышами сочетает в себе технические решения как традиционного кольцевого, так и сегментного подшипника, целесообразно провести вычисления обоих типов. Для кольцевых подшипников с жестко закрепленными вкладышами условие работоспособности может быть представлено в виде:

$$p_k = \frac{R}{hd_B} = 112,5 \text{ (кПа)} < [p]_k = 29u = 131,9 \text{ (кПа)},$$

где $h = 0,38$ м – высота подшипника;

$d_B = 0,52$ м – диаметр вала;

$u = 4,55$ м/с – окружная скорость вала.

Для подшипников сегментной конструкции усилие определяется на наиболее нагруженный сегмент:

$$R_1 = \frac{R}{1 + 2\cos\alpha_1 + 2\cos\alpha_2 + \dots} = 6,87 \text{ (кН)},$$

где α_1, α_2 – углы расположения находящихся в работе сегментов относительно линии действия суммарной силы R . Обычно в передаче усилия участвует около 40% сегментов, тем не менее расчет проводился для наихудшей ситуации, когда задействованы только 2 сегмента. При числе вкладышей 12 шт. $\alpha_1 = 30^\circ, \alpha_2 = 60^\circ$.

Работоспособность подшипника сегментного типа обеспечивается условием:

$$p_c = \frac{R_1}{hl} = 117,5 \text{ (кПа)} < [p]_c = 50u = 227,3 \text{ (кПа)},$$

где $l = 0,13$ м – длина сегмента.

По результатам расчетов можно сделать вывод, что для обеих расчетных схем работоспособность подшипника при выбранных его размерах обеспечивается.

Гидравлический и тепловой расчеты направляющих подшипников выполняются для определения расхода воды через подшипник, который обеспечит заданный режим трения и исключит превышения допустимых значений температуры вала и вкладышей.

В резиновом подшипнике практически вся работа силы трения превращается в теплоту. Отвод этой теплоты осложняется плохой теплопроводностью резины. Лишь незначительная часть теплоты передается окружающему воздуху валом, а вся остальная теплота должна выводиться из подшипника охлаждающей водой. Поэтому для обеспечения надежной работы подшипникового узла в целом должна быть гарантирована нормальная работа его системы водоснабжения.

Проектом предусматривается подвод воды для смазки и охлаждения подшипника из двух источников: основного напорного трубопровода системы технического водоснабжения гидроагрегата и, в случае его отказа, от резервного – из системы пожаротушения ГЭС. Расчет проводится применительно к основному источнику и имеет целью определение величины максимального расхода, который может пройти через систему гидравлических сопротивлений подшипникового узла при заданном напоре в системе технического водоснабжения. Для определения срабатываемого напора в системе направляющего подшипника составим уравнение Бернулли, пренебрегая разностью скоростных напоров из-за ее незначительности:

$$h = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) = 19,45 \text{ (м)},$$

где $z_1 = 37,75$ м – отметка уровня перед системой сопротивлений;

$\frac{p_1}{\rho g} = 23,15$ м – напор перед системой сопротивлений;

$z_2 = 34,75$ м – отметка уровня после системы сопротивлений;

$\frac{p_2}{\rho g} = 6,7$ м – напор после системы сопротивлений.

Потери напора в системе подшипника складываются из потерь напора по длине и потерь на местных сопротивлениях:

$$h_{\text{пот}} = h_l + h_r = \sum \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{v_{i \text{ ср}}^2}{2g} + \zeta_{\text{тр}} \frac{v_{i \text{ ср}}^2}{2g},$$

где λ_i – коэффициент трения;

$l_i, d_i, v_{i \text{ ср}}$ – соответствующие длины, диаметры и средние скорости по участкам;

g – ускорение силы тяжести;

$\zeta_{\text{тр}}$ – коэффициент местных сопротивлений, который зависит от конструктивного исполнения того или иного узла трубопровода и определяется по справочным данным [4].

Осуществляя элементарные преобразования и проводя вычисления потерь по длине подшипника (рис.2), получим:

$$h_{\text{пот}} = \left(\frac{\lambda l_{\text{к}}}{4R_{\Gamma}} + 1,5 \right) \cdot \frac{1}{f_{\text{к}}^2} + \left(\frac{\lambda l_{\text{ок}}}{2b} + 1,5 \right) \cdot \frac{1}{f_3^2} + \zeta_{\text{тр}} \frac{1}{f_{\text{тр}}^2} = 0,0517 \cdot 10^8 \left(\frac{1}{\text{м}^4} \right),$$

где $l_{\text{к}} = 0,4$ м – длина канавки;

$R_{\Gamma} = 0,0023$ м – гидравлический радиус канавки;

$f_{\text{к}} = 0,00246$ м² – площадь канавок подшипника;

$l_{\text{ок}} = 0,05$ м – высота ограничительного кольца;

$f_3 = 0,0327$ м² – площадь кольцевого зазора;

$f_{\text{тр}} = 0,002$ м² – площадь поперечного сечения трубопровода.

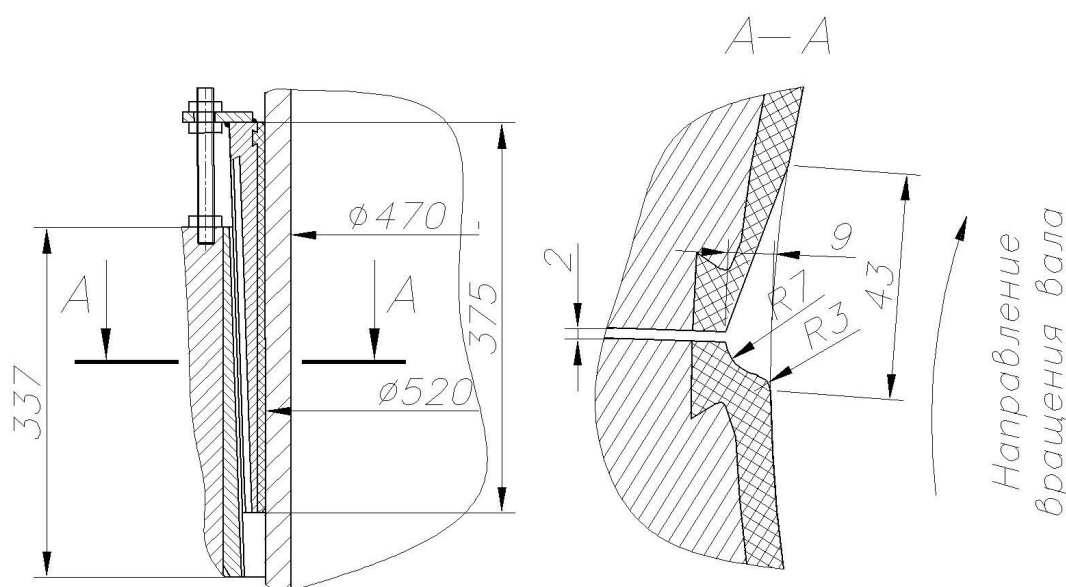


Рис. 2. Расчетная схема для определения потерь по длине подшипника

Следовательно, максимальный расход через систему может быть найден как:

$$q = \sqrt{\frac{2gh}{h_{\text{пот}}}} = 0,0086 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right) = 8,6 \left(\frac{\text{л}}{\text{с}} \right).$$

На рис. 3 приведен график зависимости величин расходов воды, необходимых для нормальной смазки и охлаждения резиновых подшипников от диаметра вала гидротурбины, проверенных в условиях длительной эксплуатации [3], согласно которому при диаметре вала $d_{\text{в}} = 0,52$ м рекомендуемый расход воды составит $q_{\text{р}} = 3$ л/с, что в три

раза меньше максимального доступного расхода в системе. Принимаем для дальнейших расчетов рекомендуемый расход.

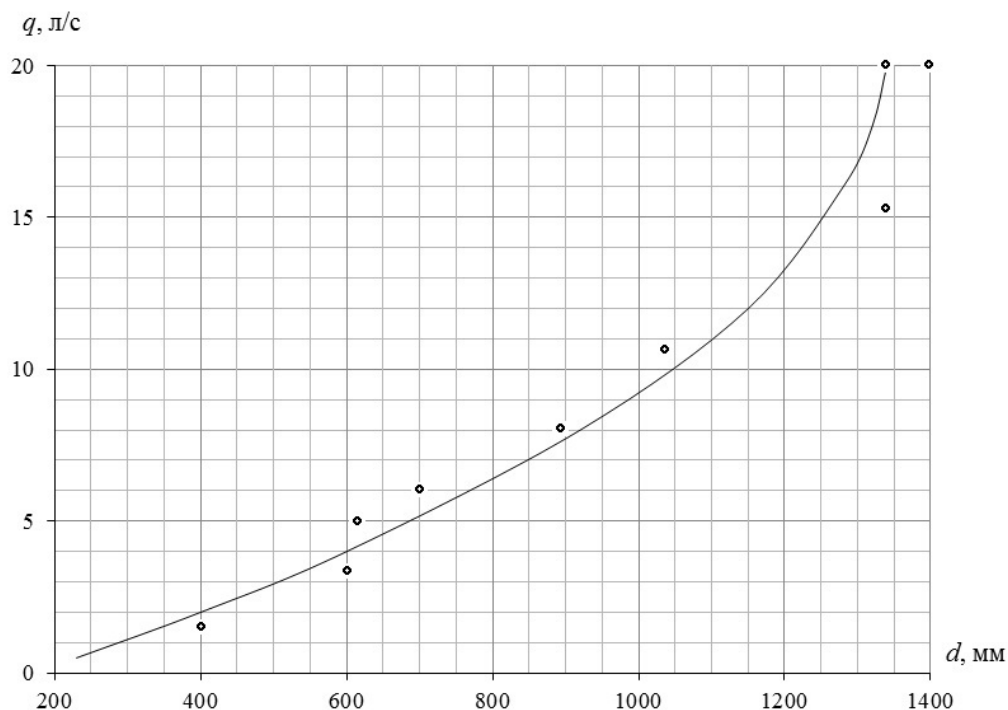


Рис. 3. Расход воды для смазки и охлаждения резиновых подшипников в зависимости от диаметра вала гидротурбины

Для уточнения величины расхода, необходимой для нормального охлаждения разрабатываемого подшипника, проводится тепловой расчет.

Количество тепла, выделяющееся при работе резинового подшипника, зависит от коэффициента трения, нагрузки на подшипник и окружной скорости вала турбины.

Охлаждающая вода, протекающая через резиновый подшипник, нагревается на величину:

$$\Delta t = t_2 - t_1 = \frac{R\mu}{427q\rho c} = 0,643 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

где $t_1 = 25^{\circ}\text{C}$ – температура воды на входе в подшипник;

t_2 – температура воды на выходе из подшипника;

$\mu = 0,08$ – коэффициент трения пары сталь-резина;

$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды;

$c = 1 \text{ ккал/}(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$ – теплоемкость воды.

Принимаем, что все тепло, которое нагревает вал должно отбираться проточной водой. Другими словами, при установившемся режиме количество тепла, выделяющееся в подшипнике за 1 с, равно количеству тепла, переходящего от вала к воде:

$$U = \alpha F (t_{\text{в}} - t_{\text{ср}}),$$

где α – коэффициент теплоотдачи, ккал/(м² · с · °С);

$t_{\text{в}}$ – искомая температура поверхности вала, °С;

$t_{\text{ср}}$ – среднеарифметическая температура воды, °С.

Для турбулентного течения, которое возникает в смазочных канавках (соприкосновение воды с вращающимся валом способствует турбулизации потока), коэффициент теплоотдачи α может быть рассчитан как:

$$\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d_{\text{к}}} Re^{0,8} Pr^{0,4} = 1,49,$$

где $d_{\text{к}} = 0,0093$ м – эквивалентный диаметр канавки;

$Re = 14000$ – критерий Рейнольдса;

$Pr = 5,48$ – критерий Прандтля.

Искомая температура вала составит:

$$t_{\text{в}} = \frac{qvc\Delta t}{\alpha F} + t_{\text{ср}} = 31,9 \text{ °С},$$

где $F = 0,196$ м² – площадь, через которую переходит тепло.

В результате расчетов было получено, что вода, проходящая через смазочные канавки резинового подшипника, нагревается незначительно, а нагрев поверхности вала турбины при расходе 3 л/с не превосходит 40 °С, что указывает на большой запас для нормальной работы резинового подшипника по тепловому режиму. В действительности температура вала будет даже несколько меньше вычисленной, так как отбор тепла происходит не только в зоне канавок, но в других местах, в частности, в верхней ванне подшипника.

Учитывая полученный расчетом значительный запас по температуре вала, с целью определения оптимальной величины расхода была проведена серия расчетов и получен график зависимости температуры поверхности вала $t_{\text{в}}$ от температуры воды на входе в подшипник t_1 при различных значениях расхода воды через подшипник (рис. 4).

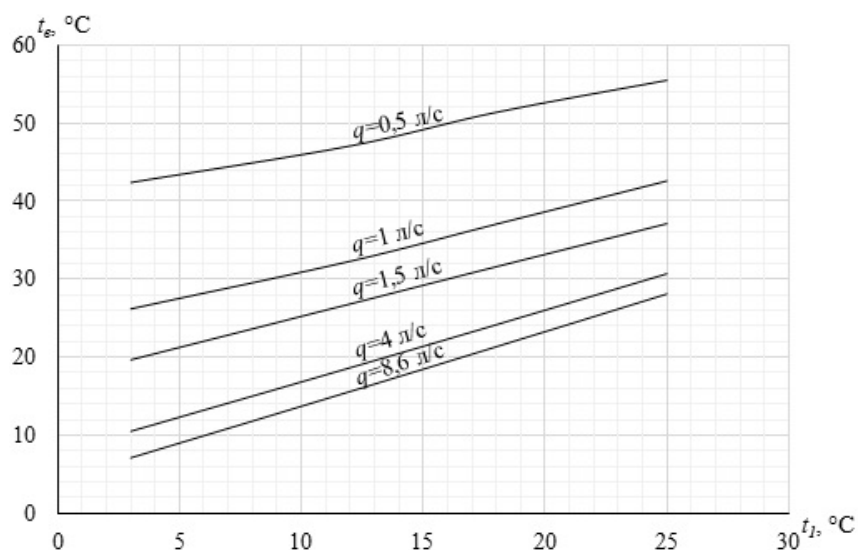


Рис. 4. Зависимость температуры поверхности вала от температуры воды на входе в подшипник при различных значениях расхода воды через подшипник

Из рис. 4 видно, что даже при наибольшей температуре воды на входе в подшипник $t_l = 25$ °C и наименьшем расходе $q = 0,5$ м/с температура вала не превышает 60 °C. Таким образом, данная конструкция резинового подшипника и система его водоснабжения обеспечивает нормальную эксплуатацию гидротурбины даже при сильно заниженных расходах относительно рекомендуемых. В результате расчетов окончательная величина расхода для смазки и охлаждения подшипника была принята равной $q = 1,5$ л/с. Также важно отметить, что чрезмерное увеличение расхода через подшипник не способствует ощутимому снижению температуры поверхности вала, а, следовательно, не ведет к повышению надежности работы подшипника и турбины в целом.

В результате проведенной работы было получено расчетное обоснование работоспособности подшипникового узла и его системы смазки, подтверждающее правильность технических решений, принятых при конструировании. Разработанный технический проект реконструкции турбинного подшипника на масляной смазке с его заменой на резиновый подшипник с водяной смазкой был утвержден Заказчиком и принят к последующей реализации. Учитывая доказанную высокую надежность направляющих гидротурбинных подшипников на полимерной основе, очевидна целесообразность их использования вместо баббитовых подшипников на масляной смазке как в реконструируемых машинах, так и на вновь проектируемых. Необходимо также отметить актуальность дальнейшего совершенствования методов расчета и проектирования подобных узлов с экспериментальной верификацией получаемых результатов.

Список литературы

1. Гальперин М.И., Андриенко Б.К., Майзель Ю.П. Подшипники гидротурбин. М.: Энергоатомиздат, 1986. 112 с.
2. Грановский С.А., Малышев В.М., Орго В.М., Смоляров Л.Г. Конструкции и расчет гидротурбин. Л.: Машиностроение, 1974. 408 с.
3. Давыдов А.П. Резиновые подшипники в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1968. 188 с.
4. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М.О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
5. Майзель Ю.П. Система смазки и охлаждения резиновых подшипников валов вертикальных гидротурбин и ее влияние на надежность подшипника // Гидротехника. 2010. № 3(20). С. 6-11.
6. Пак В.В., Новкунский А.А. Обзор конструкций направляющих резиновых подшипников валов вертикальных гидротурбин // Научный форум с международным участием «Неделя науки СПбПУ»: материалы научно-практической конференции. Институт энергетики и транспортных систем СПбПУ. В 2 ч. Ч. 2. СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2015. С. 83-85.
7. Штерн Е.П., Гальперин М.И., Дмитрухин А.Ф., Киселев Г.С., Клявин Л.А., Кожевников Н. Н., Лычак В.С., Маркин В.Н., Рудник А.Г. Справочник по эксплуатации и ремонту гидротурбинного оборудования / под ред. Е. П. Штерна. М.: Энергоатомиздат, 1985. 368 с.