

УДК 621.882.082 : 539.4

Исследование концентрации напряжений в некоторых ответственных деталях гидромашин

Н.В. Корихин, С.Н. Эйгенсон

*Санкт-Петербургский институт машиностроения при государственном
политехническом университете, кафедра сопротивления материалов
и теории упругости*

Аннотация. В статье приведены результаты экспериментального исследования концентрации напряжений в лопатке направляющего аппарата обратимой гидромашин и в лопасти поворотнолопастной гидротурбины. Получены значения коэффициентов концентрации напряжений и распределения напряжений в характерных сечениях деталей. Предложены приближенные аналитические методы расчета, хорошо согласующиеся с данными эксперимента. Даны рекомендации по совершенствованию конструкции.

Abstract. The paper considers results of experimental study of stress concentration in the blade guide vane of reversible hydraulic machines and blades of Kaplan turbines. The values of stress concentration factors and stress distribution in typical cross sections of parts have been obtained. Approximate analytical methods of calculation being in good agreement with experimental data have been proposed. The recommendations for improving the design have been given.

Ключевые слова: гидромашин, лопатка направляющего аппарата, лопасть, концентрация напряжений, метод фотоупругости, "замораживание" деформаций, кручение, изгиб, пластина, галтель, вырез

Key words: hydraulic machines, blade guide vane, blade, stress concentration, photoelasticity method, "freezing" of deformations, torsion, bending, plate, dumbbell, cut

1. Введение

В работе описывается экспериментальное исследование концентрации напряжений в лопатке направляющего аппарата обратимой гидромашин и в зоне перехода лопасти во фланец поворотнолопастной гидротурбины. Исследование осуществлялось методом фотоупругости с применением способа "замораживания" деформаций. Результаты исследования, приведенные в статье, позволяют предложить рекомендации по совершенствованию конструкции деталей гидравлических машин и методов расчета на прочность.

2. Задачи исследования лопатки направляющего аппарата

Поток воды подводится к рабочему колесу гидротурбины спиральной камерой, а направляющий аппарат, находящийся перед колесом, служит для обеспечения оптимальных условий входа потока на лопасти рабочего колеса и регулирования расхода воды в соответствии с мощностью и частотой вращения. В процессе эксплуатации турбины лопатка направляющего аппарата подвергается воздействию потока и усилия, передаваемого от сервомоторов через механизм привода, в результате чего она скручивается в области профильной части и верхней цапфы и одновременно изгибается. На рис. 1 представлена схема нагружения лопатки направляющего аппарата.

По данным эксплуатации обратимых гидромашин известно, что в лопатках направляющего аппарата нередко возникают усталостные повреждения. Это связано с тем, что при работе агрегата в режиме насоса колебания давления между сечением на выходе из рабочего колеса и сечением на входе в спиральную камеру значительно интенсивнее, чем при работе агрегата в турбинном режиме. Изменения давления вызывают динамические и циклические нагрузки, при определенных условиях возможны резонансные колебания лопаток. Для расчета лопаток направляющего аппарата крупной обратимой гидромашин мощностью 200 МВт Загорской ГАЭС на указанные выше нагрузки было выполнено экспериментальное исследование объемного напряженного состояния.

3. Методика исследования лопатки

Экспериментальное исследование осуществлялось методом фотоупругости (Кошеленко, Поздняк, 2004) – одним из наиболее эффективных методов изучения напряженного состояния деталей сложной формы, особенно при наличии концентрации напряжений.

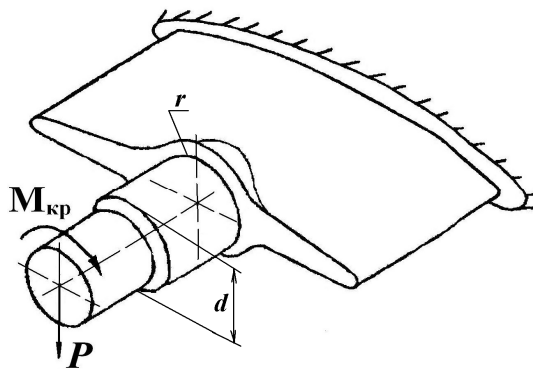


Рис. 1. Схема нагружения лопатки направляющего аппарата

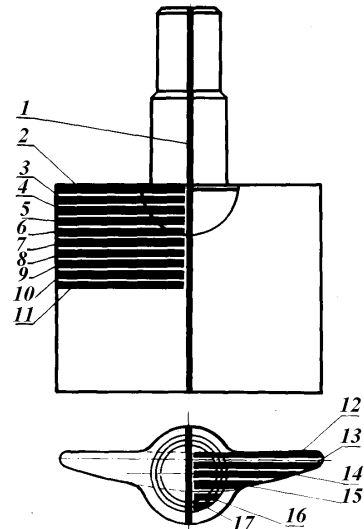


Рис. 2. Схема разрезки на шлифы модели, испытанной на кручение

Использовалась методика "замораживания" деформаций, использующая способность эпоксидного полимера, из которого изготавливается модель детали, сохранять неизменную оптическую анизотропию, вызванную нагружением модели, и после разгрузки. Модель нагружается в термостате при температуре примерно 120 °С, материал ее становится высокоэластичным (резиноподобным). При медленном охлаждении под нагрузкой до комнатной температуры эпоксидный полимер возвращается в стеклообразное состояние, а упругие деформации и соответствующие им оптические эффекты фиксируются ("замораживаются"). Нагрузка снимается, модель распиливается на тонкие плоские шлифы (срезы), которые просвечиваются в полярископе, и определяются параметры двулучепреломления. По ним расшифровывается объемное напряженное состояние модели, далее происходит пересчет на натуру.

Модель лопатки изготавливалась в масштабе 1:5, профильная часть имела длину 254 мм, цапфа – диаметр 72 мм. Модель отливалась в одноразовой гипсовой форме с небольшим припуском, а затем подвергалась окончательной механической обработке, причем профильная часть лопатки шлифовалась вручную по металлическим шаблонам. Нагружались модели отдельно на действие крутящего момента и поперечной изгибающей силы (рис. 1) в специальном нагрузочном приспособлении. Схема разрезки модели, испытанной на кручения, на шлифы, представлена на рис. 2, а на рис. 3 – картина полос (монохромный свет) в одном из шлифов.

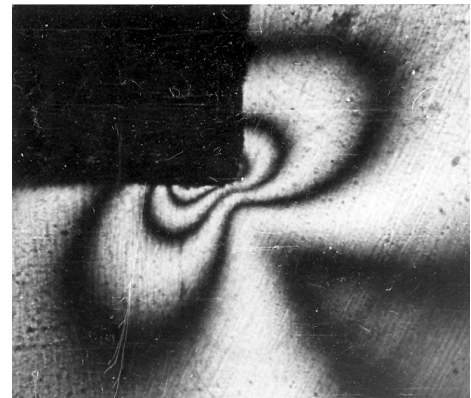


Рис. 3. Картина полос в шлифе 14

Оптические измерения осуществлялись с помощью отечественного поляриметра КСП-7. По точкам плоского шлифа измеряли оптическую разность хода, пропорциональную разности главных напряжений, и угол наклона алгебраически большего главного напряжения к плоскости поляризации. Вопросы расшифровки напряженного состояния моделей здесь не излагаются ввиду их специфичности и трудоемкости, они подробно изложены в работе (Корихин, 2008).

Пересчет модельных напряжений на натуру осуществлялся по формуле:

$$m_{\sigma(\tau)} = (\sigma_n / \sigma_m) (\tau_n / \tau_m) = m_p / m_e^3, \quad (1)$$

где m – величины, относящиеся к модели; n – величины, относящиеся к натуре; m_p – масштаб нагрузок (в нашем случае $m_p = M_n / M_m$, M – изгибающий или крутящий момент); m_e – геометрический масштаб моделирования ($m_e = l_n / l_m = 5$).

Значения моментов определяли в сечении перехода от цилиндрической цапфы в профильную часть. По расчетным данным: $M_n^{кр} = 45,6 \cdot 10^4$ Н·м (соответствует напряжению $\tau_n = 50$ МПа) и $M_n^и = 14,6 \cdot 10^4$ Н·м

(соответствует напряжению $\sigma_n = 32$ МПа). Модельные моменты назначили из условий обеспечения прочности и, с другой стороны, достижения достаточного оптического эффекта: $M_M^{кр} = 8,4$ Н·м, $M_M^n = 9,8$ Н·м. Получили следующие значения коэффициентов пересчета модельных напряжений на натуру: $m_\tau = 434$ и $m_\sigma = 119$.

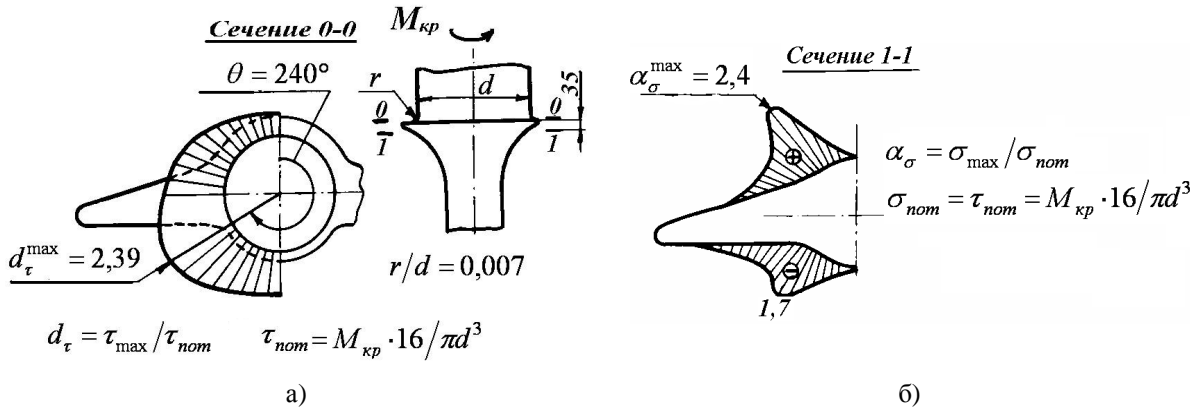


Рис. 4. Распределение напряжений в зоне перехода от цилиндрической цапфы к профильной части лопатки: а) – ККН α_τ в цапфе; б) – ККН α_σ в профильной части

4. Результаты исследования лопатки

Найдены упругие коэффициенты концентрации напряжений (ККН). На рис. 4 и 5 приведены некоторые результаты исследований.

Основным источником концентрации напряжений при кручении является галтель сопряжения цапфы с плоским торцом профильной части. В зоне профильной части, непосредственно примыкающей к торцу, возникают значительные нормальные напряжения, которые быстро затухают по мере удаления от торца.

При изгибе наибольшие нормальные напряжения возникают в средней части профиля лопатки, в зоне перехода к плоскому торцу. По результатам экспериментального исследования предложили приближенные инженерные методы расчета концентрации напряжений в лопатке. ККН α_τ определяется по схеме кручения ступенчатого вала с галтелью. В работе *Р. Петерсона* (1977) приведены графики зависимости α_τ от отношения радиуса галтели r к минимальному диаметру d при различных отношениях диаметров сопрягаемых валов. Экстраполяция теоретической кривой на область очень малых отношений r/d (в модели $r/d = 0,007$) дала значение α_τ , хорошо совпадающее с найденным экспериментально: $\alpha_\tau^{\text{теор}} = 2,3 \dots 2,4$; $\alpha_\tau^{\text{эксп}} = 2,3$. Использовалась кривая для $d/D = 0,8$. Это отношение было подсчитано как отношение радиуса цилиндрической цапфы к большему радиусу плоского торца профильной части лопатки ($d/D = 36/46 = 0,782$).

Для оценки нормальных напряжений, возникающих при кручении в зоне профильной части, непосредственно примыкающей к торцу, приняли следующую расчетную схему. Половина профильной части лопатки считается заделанной в месте перехода в круговое сечение. Изгибающий момент $M_n = 1/2 M_{кр}$ вызывает нормальные напряжения, распределенные по линейному закону. Усилия, создающие в заделке модели момент $M_n = 4,2$ Н·м, составляют $P = 165$ Н. Теперь находим напряжения от усилия P по схеме осевого растяжения:

$$\sigma_{\max}^{\text{теор}} = (P / F) m_\tau = (165 / 5,6 \cdot 10^{-4}) \cdot 434 = 128 \text{ МПа,}$$

где $F = 5,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площадь зоны краевого эффекта, равная произведению радиуса перехода от плоского торца к профильной части $R = 0,04$ м на половину высоты профильной части $b = 0,014$ м. Полученное значение хорошо совпадает с экспериментальным $\sigma_{\max}^{\text{эксп}} = 117$ МПа.

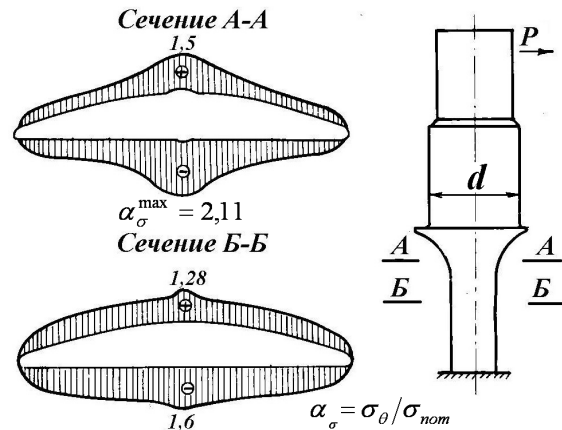


Рис. 5. Распределение напряжений в профильной части лопатки от изгиба

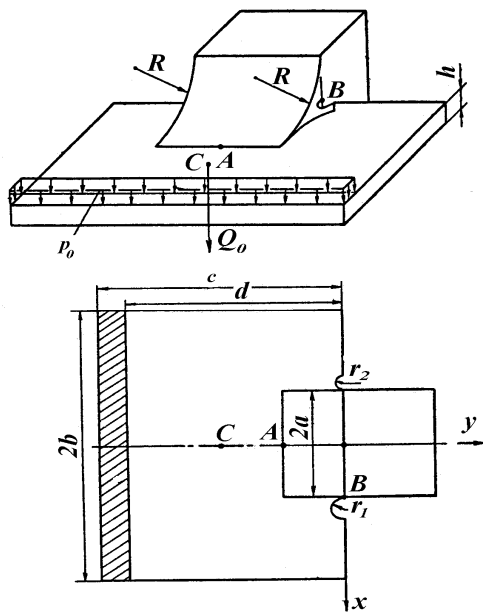


Рис. 6. Расчетная схема лопасти поворотно-лопастной гидротурбины (модель для исследования методом фотоупругости)

Касательные напряжения в профильной части могут быть найдены по схеме кручения эллипса: $\tau_{\max} = 61,7$ МПа. По данным эксперимента $\tau_{\max}^{\text{эксп}} = 56,4$ МПа.

При ориентировочном расчете лопатки на изгиб необходимо учитывать, что даже вне зоны перехода профильной части в цапфу имеет место неравномерность распределения напряжений. Минимальный коэффициент концентрации напряжений составляет $\alpha_{\sigma} = 1,8 \dots 2,0$.

5. Лопасть поворотнолопастной гидротурбины – эксперимент и аналитическое решение

Опыт эксплуатации поворотнолопастных гидротурбин показал, что в зоне перехода лопасти во фланец нередко возникают усталостные трещины. Для снижения концентрации напряжений используются галтельные переходы радиусом R , предложено также делать боковые вырезы радиусом r . На объемных моделях лопасти (рис. 6) с использованием "замораживания" деформаций исследовано распределение напряжений в окрестности указанных концентраторов в зависимости от геометрических параметров (радиуса основной галтели R и радиуса выреза r). Размеры моделей приведены в табл. 1.

Таблица 1. Размеры моделей лопасти (см)

Модель	a	b	c	d	h	$R^{\text{верх}}$	$R^{\text{низ}}$	r_1	r_2
М-1	3,5	8	14	13	2	2	1	0,5	0,2
М-2	3,5	8	14	13	2	0,5	0,2	0,1	0

Предложен аналитический метод расчета концентрации напряжений. При расчете концентрации напряжений, связанной с галтельным переходом, лопасть рассматривалась как пластина толщиной h , а галтель радиуса R считалась симметричной. Приблизительно считая деформацию одноосной, получили для силы и момента следующие выражения:

$$P = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma dx; \quad M = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma x dx \quad (2)$$

Функция σ достигает максимума при $x = h/2$:

$$\sigma_{\max} = \alpha_{\sigma 1}(P/h) + \alpha_{\sigma 2}(6M/h^2). \quad (3)$$

В выражении (3) $\alpha_{\sigma 1}$ и $\alpha_{\sigma 2}$ – ККН для растяжения и изгиба:

$$\alpha_{\sigma}^{\text{раст}} = \frac{1}{\sqrt{2\lambda} \arcsin \frac{1}{\sqrt{1+2\lambda}}}, \quad (4)$$

$$\alpha_{\sigma}^{\text{изг}} = \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \frac{1}{\sqrt{\lambda} \left[(1+2\lambda) \arcsin \frac{1}{\sqrt{1+2\lambda}} - \sqrt{2\lambda} \right]}, \quad (5)$$

где $\lambda = R/t$.

На рис. 7 показаны кривые ККН $\alpha_{\sigma 1}$ и $\alpha_{\sigma 2}$, подсчитанные по формулам (4) и (5), в сравнении с данными эксперимента.

При постановке задачи расчета концентрации напряжений в окрестности другого конструктивного концентратора (точки перехода от свободного края лопасти к заделке) учитывали, что эта точка – точка разрыва граничных условий, т.е. особая точка. Рассматривали задачу об изгибе полубесконечной пластины толщиной h с заделкой по части края как при наличии выреза в виде полукруга радиуса r , так и без него. Задачу изгиба пластин решали методом линейного сопряжения, применяемым для решения смешанной плоской задачи теории упругости. Изгибающие моменты M_x, M_y и

крутящий момент H_{xy} , выражали через функцию напряжений $\Phi(z)$, а максимальные напряжения считали по обычным для тонких пластин формулам:

$$\sigma_x = 6M_x / h^2; \sigma_y = 6M_y / h^2; \tau_{xy} = 6H_{xy} / h^2. \quad (6)$$

Формулы для моментов и функции напряжений здесь не приводятся для краткости. Возможность применения обычной теории изгиба пластин в окрестности особой точки обосновывается аналогией с линейной механикой разрушения.

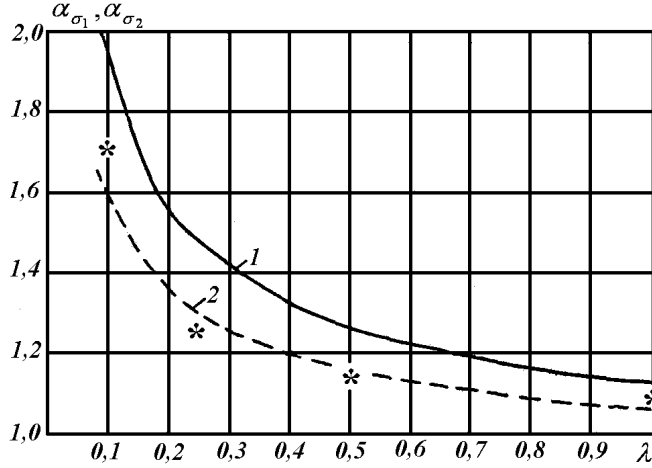


Рис. 7. ККН в галтельном переходе: 1 – α_{σ_1} ; 2 – α_{σ_2} ; * – эксперимент

Для сравнения с экспериментом произведен расчет пластины массой $Q_0 = 0,56$ кг при интенсивности нагрузки $P_0 = 0,015$ МПа. Силу тяжести прикладывали в центре пластины в точке С. Хотя при подобных расчетах реальных лопастей гидротурбин силами тяжести пренебрегают, в данном случае их необходимо было учитывать ввиду низкого модуля нормальной упругости эпоксидной смолы при температуре "замораживания". По данным эксперимента находили ККН в галтельном переходе и по контуру выреза

$$\alpha_\sigma = \sigma_T / \sigma_n, \quad (7)$$

где σ_T – напряжение на контуре галтели или выреза; σ_n – номинальное напряжение (напряжение в точке А).

На рис. 8 приведены графики ККН около бокового выреза, а в табл. 2 – сравнение экспериментальных и теоретических значений ККН.

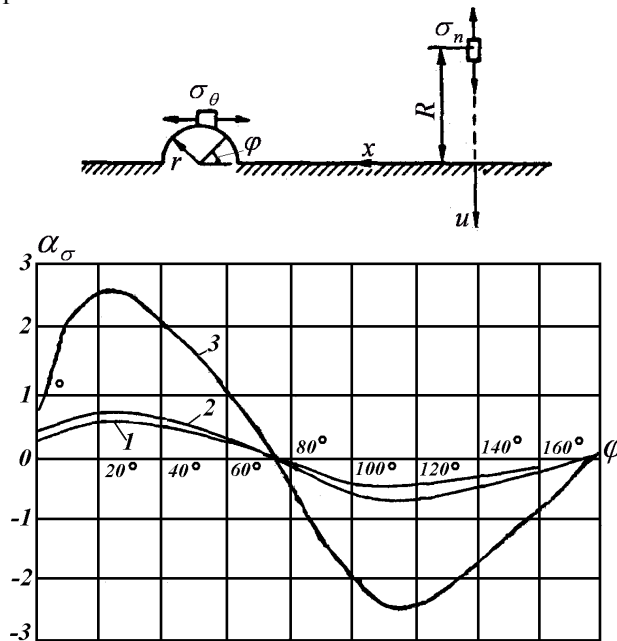


Рис. 8. Концентрация напряжений около бокового выреза (эксперимент):
1 – $r = 5$ мм; 2 – $r = 2$ мм; 3 – $r = 1$ мм

Таблица 2. Коэффициент концентрации напряжений в лопасти

Вид ККН	Галтель (мм)				Вырез (мм)			
	$R = 20$	$R = 10$	$R = 5$	$R = 2$	$r = 5$	$r = 2$	$r = 1$	$r = 0$
Теория, α_σ	1,1	1,16	1,3	1,6	0,8	1,2	2,7	
Эксперимент, α_σ	1,12	1,14	1,26	1,58	0,6	1,0	2,65	7,0

Из таблицы следует, что аналитическое решение (Шрайбер, Эйгенсон, 1986) адекватно описывает концентрацию напряжений в лопасти поворотнлопастной гидротурбины.

6. Заключение

Результаты экспериментального исследования лопатки направляющего аппарата использовались для определения эффективных ККН при расчете лопатки на усталость, а также для апробации численного расчета методом конечных элементов.

Результаты экспериментального исследования лопасти поворотнлопастной гидротурбины позволяют сделать вывод об эффективности галтели и выреза с точки зрения снижения концентрации напряжений. Предложенный метод расчета дает возможность обоснованного выбора параметров галтели и выреза. Для того чтобы галтель полностью снижала концентрацию напряжений, ее радиус R должен быть примерно равен толщине лопасти (пластины) h . Выбирая размер выреза, необходимо иметь в виду, что снижая концентрацию напряжений в точке разрыва краевых условий, вырез сам является концентратором напряжений. Поскольку номинальное напряжение в точке A не зависит от выреза, радиус r следует выбирать из условия $\sigma_B = \sigma_A$.

В результате описанного в работе исследования изучено напряженное состояние некоторых ответственных деталей гидравлических машин и даны рекомендации по совершенствованию их конструкции и методов расчета на прочность.

Литература

- Корихин Н.В.** Обеспечение прочности деталей и узлов турбоустановок с использованием метода фотоупругости. СПб., ПИМаи, 371 с., 2008.
- Кошеленко А.С., Поздняк Г.Г.** Теоретические основы и практика фотомеханики в машиностроении. М., Изд. дом "Граница", 296 с., 2004.
- Петерсон Р.** Коэффициенты концентрации напряжений (графики и формулы для расчета конструктивных элементов на прочность). М., Мир, 302 с., 1977.
- Шрайбер Ю.Л., Эйгенсон С.Н.** О концентрации напряжений в лопастях гидротурбин. Тр. ЦКТИ. Л., вып. 226, с.68-77, 1986.