все усилия, действующие на каждый элемент, а затем без особых затруднений — напряжения и перемещения в любой точке корпуса рабочего колеса поворотнолопастной гидротурбины. Обычно наиболее напряженными оказываются перемычки между окнами и нижнее кольцо (элементы 2 и 3). Самыми опасными сечениями в них оказываются минимальное сечение перемычки и сечение кольца, образованное вертикальной плоскостью, проходящей через ось поворота лопасти.

ЛИТЕРАТУРА

1. Б. А. Беркман. Расчет кольца корпуса рабочего колеса поворотнолопастной гидротурбины. Труды ЦКТИ, № 72. Л., 1967.
2. И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Р. М. Шнейдерович. Расчет на прочность деталей машин. Машгиз, 1959.
3. Н. Н. Ковалев. Гидротурбины, Машгиз, 1961.
4. Е. И. Михайловский. К расчету коротких оболочек вращения. Сб. «Исследования по упругости и пластичности», вып. 6. Изд-во ЛГУ, 1967.
5. Е. И. Михайловский. Расчет элементов автоклава (определение напряжений). Труды ВНИИСтроймаш, сб. 7, М., 1967.

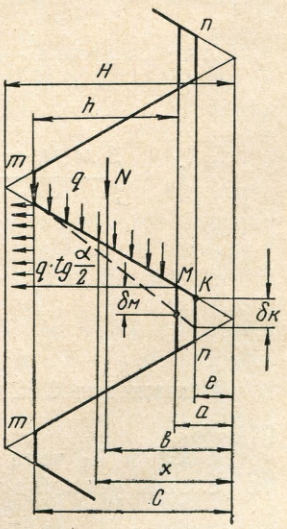
ПОДАТЛИВОСТЬ РЕЗЬБЫ КРУПНЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ГИДРОТУРБИН

Н. Ф. Киркач, А. Д. Тодоров

Харьковский политехнический институт

Харьковский турбинный завод

При расчетах на прочность тяжелонагруженных ответственных резьбовых соединений гидротурбин (соединение валов агрегата, рабочего колеса и вала, лопастей крупных гидротурбин, соединение половин рабочего колеса типа гидротурбины Плявиньской ГЭС) важно знать податливость резьбы — один из основных параметров, влияющих на распределение усилий по ее виткам. Это необходимо не только при расчете деформаций короткого крепежа, но и при оценке деформаций стягиваемых деталей, податливость которых зависит от характера распределения усилий по опорной поверхности головки болта или гайки, находящегося в прямой зависимости от закона распределения нагрузки по виткам резьбы. Этот закон, в свою очередь, зависит от отношения податливости резьбы $\lambda_р$ к податливости стержня болта $\lambda_б$ и тела гайки $\lambda_г$.



Оценим аналитически податливость витка метрической резьбы. Для выяснения характера распределения нагрузки по витку гайки и болта, определяющего деформацию витков, необходимы серьезные экспериментальные и теоретические исследования. Приближенно виток можно рассматривать как балку переменной высоты, защемленную для болта по сечению «*nn*», для гайки — по «*mm*» и нагруженную распределенной нагрузкой интенсивностью $q = \frac{N}{h}$ (рисунок), где N — уси-

лие, приходящееся на виток, h — ширина рабочей части витка. Одновременно с осевой нагрузкой интенсивностью q на боковую поверхность витков на участке $h \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ действует нагрузка интенсивностью $q_1 = q \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$.

При совместной работе пары витков — гайки и болта — под нагрузкой вертикальное перемещение точки K определяется перемещением точки M, т. е. зависит от деформации витка гайки:

$$\delta_K = \frac{c-e}{c-a}\delta_M.$$

Определим вертикальное перемещение точки M как сумму деформаций витка гайки от сдвига δ_c и изгиба $\delta_и$. Согласно ГОСТам 9150-59 и 8724-58 размеры профиля метрической резьбы (рис. 1):

$$H = 0{,}86603; \qquad b = 0{,}48714;$$
$$h = 0{,}54125; \qquad c = 0{,}75775;$$
$$a = 0{,}2165; \qquad e = 0{,}14433;$$
$$\delta_K = 1{,}1333\,\delta_M \qquad \delta_M = \delta_c + \delta_и.$$

Для определения δ_c и $\delta_и$ используем интеграл Мора

$$\delta_c = \int_a^c \frac{KNN_1 dx}{FG} = 0{,}86\frac{a}{Ed_p}\left[c - a - a\ln\frac{c}{a}\right] = 0{,}2322\frac{qS}{Ed_0} \approx 0{,}43\frac{N}{Ed_0}.$$

Принимаем $d_p = d_0$.

Здесь

$$N = q(x-a);$$

$N_1 = 1$ — единичная сила;

$K = 1{,}2$ — безразмерный коэффициент, зависящий от распределения касательных напряжений в сечении витка;

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)}.$$

$$\text{При } \mu = 0{,}3 \quad G = \frac{E}{2{,}6},$$

$$\delta_и = \int_a^c \frac{M_q M_1\,dx}{EI} = \int_a^c \frac{\frac{q}{2}\left[(x-a)^2 - (x^2-a^2)\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}\right](x-a)\,dx}{E\pi d_0 \frac{8}{12}x^3\operatorname{tg}^3\frac{\alpha}{2}} =$$

$$= 0{,}063\frac{qs}{Ed_0} \approx 0{,}12\frac{N}{Ed_0};$$

$$\delta_K = 1{,}1333(\delta_c + \delta_и) \approx 0{,}62\frac{N}{Ed_0}. \qquad (1)$$

Выражение $0{,}62\frac{1}{Ed_0} = \lambda_p$ можно рассматривать как податливость резьбы.

Оценим $\lambda_б$ тела болта большого диаметра в его резьбовой части из условия равной деформации по всему сечению:

$$\lambda_б = \frac{s}{\frac{\pi}{4}d_0^2 E} = 1{,}275\frac{l}{Ed_0 K}, \qquad (2)$$

где

$$K = \frac{d_0}{s}.$$

Сравнивая выражения (1) и (2), заметим, что с изменением K от 16 до 60 (для крупного крепежа), отношение d_0/s изменяется примерно от 8 до 30. Это ведет к более равномерному распределению нагрузки по виткам резьбы крепежа большого диаметра.

Сравнивая значения податливости резьбы, предлагаемые И. А. Биргером *, с полученными на крепеже М64 × 4 и М220 × 4 — теоретическое 0,62 $\frac{1}{Ed_0}$ и экспериментальное 0,56 $\frac{1}{Ed_0}$ — отмечаем хорошее совпадение последних.

ИССЛЕДОВАНИЕ МОДЕЛЕЙ ВЫСОКОНАПОРНЫХ ШАРОВЫХ ЗАТВОРОВ

Н. П. Воробьев, Т. Е. Пупко

Харьковский турбинный завод

Проектирование и изготовление уникальных высоконапорных шаровых затворов потребовало наряду с подробными конструкторскими, технологическими и расчетными проработками проведения экспериментальных исследований с целью создания надежной и экономичной конструкции таких затворов.

Модели шаровых затворов исследовались в лабораторных и в натурных условиях на ГЭС.

В лаборатории изучалось напряженное состояние и перемещение ротора шарового затвора для натурной конструкции ∅ 4200 *мм*, работающей при напоре $H = 310$ *м вод. ст.* Модель выполнена в масштабе 1 : 10, геометрически подобна натурной конструкции (рис. 1). Для создания нагрузок, соответствующих натурным условиям, было изготовлено специальное приспособление, предусматривающее два варианта нагружения: изнутри ротора (при рабочем положении ротора затвора) и со стороны ремонтного уплотнения.

Для измерения деформаций использовались проволочные тензодатчики типа ПКБ-5-100 с выводом от них провода МГШВ-0,14. Перемещения определялись индикаторами часового типа с ценой деления 0,01 *мм*.

В результате испытаний было установлено:

1. Наиболее напряженной деталью являются цапфы ротора (место перехода цилиндрической части цапфы во фланец). Средний уровень напряжений в этих местах лежит в пределах 1700—1800 *кг/см²*. Лишь в одной точке зафиксировано напряжение 2870 *кг/см²*, что можно объяснить влиянием концентрации напряжений в этой точке.

2. Напряженное состояние ротора (с учетом его конфигурации) довольно сложное. Большинство датчиков зафиксировало сравнительно невысокий уровень напряжений — порядка 400—800 *кг/см²*. Лишь в отдельных точках напряжения оказались выше, но нигде не превышали допустимых значений. При оценке напряженного состояния ротора следует иметь в виду, что нагрузка на ротор действует лишь короткий промежуток времени (во время посадки уплотнительного клапана).

2. Максимальная величина вертикальных перемещений (в натурной конструкции им соответствуют осевые перемещения ротора — вдоль оси трубопровода) не превышает 0,38 *мм*.

---

* И. А. Биргер. Расчет резьбовых соединений. Оборонгиз, 1969.