НАИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
МОСКОВСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Б. М. ОРАХЕЛАШВИЛИ

ВЫБОР ГИДРОТУРБИН ДЛЯ ГЭС

Москва

2017

ВВЕДЕНИЕ

Целью работы является приобретение студентами практических навыков по вариантному выбору гидротурбины на заданные условия ГЭС, построению характеристик, определению основных размеров агрегата и принятию компоновочных решений.

Выбор системы, типа и конструктивно – установочной схемы гидротурбины основан на применении теории подобия в сочетании с технико-экономическим анализом. При этом учитываются такие факторы, как размеры и масса турбины и соединенного с ней генератора, заглубление здания ГЭС и др. В качестве основы для проектирования рассматриваются современные гидротурбины, универсальные характеристики которых получены при испытаниях их моделей.

Универсальные характеристики модельных гидротурбин приведены в приложении.

В реальных условиях выбор гидротурбины тесно связан с водно-энергетическими расчетами и проектированием здания ГЭС, на которой они будут установлены. Однако, при выполнении настоящей работы многие обстоятельства, которые надо учитывать при проектировании, неизвестны и не могут быть учтены в полной мере.

Поэтому методика, изложенная ниже, содержит неизбежные отклонения от действительных условий. К ним можно отнести упрощенное и условное определение действующих напоров без учета потерь напора в подводящих сооружениях и водоводах, фиксированное задание допустимой высоты отсасывания и др.

В реальных условиях высота отсасывания определяется в результате нескольких сравнительных расчетов для турбин различных типоразмеров, причем важную роль играет отметка подошвы отсасывающей трубы.

Данный расчет выполняется каждым студентом самостоятельно по индивидуальному заданию и включает в себя выбор системы и типа гидротурбины и определение её основных параметров.

Требования к оформлению.

Работа оформляется в виде расчетно-пояснительной записки, содержащей оглавление, задание, все расчеты, таблицы, графики, текст, обосновывающий принятые решения и список использованной литературы.

В тексте следует давать ссылки на источники, рисунки и таблицы, которые должны быть подписаны и пронумерованы.

Выбор гидротурбины.

Необходимо выбрать систему и тип турбины, номинальный диаметр рабочего колеса D_1 и частоту вращения n таким образом, чтобы при наименьших размерах турбины и генератора и при возможно больших значениях КПД обеспечить получение заданной номинальной мощности. При этом требуемая высота отсасывания H_s для данной турбины должна соответствовать заданной величине (с точностью ± 0,5 м).

Выбор турбины производится по универсальным характеристикам (УХ), которые получены по результатам испытаний моделей и приведены в Приложении.

Исходными данными при выборе турбины являются:

- требуемая мощность турбины N, кВт;
- расчетный по мощности напор $H_р$, м;
- максимальный напор H_{max}, м;
- располагаемая высота отсасывания Hs, м и др.

1.1. Определение рабочих напоров гидротурбины:

$$H_р = \nabla ВУ_р - \nabla НУ_р;$$
$$H_{max} = \nabla ВУ_{max} - \nabla НУ_{min};$$
$$H_{min} = \nabla ВУ_{min} - \nabla НУ_{max}, \qquad (1.1)$$

где ∇ - отметки горизонтов верхнего и нижнего бьефов.

В формулах (1.1) условно не учитываются потери энергии в водоподводящих сооружениях ГЭС, что вносит определенную погрешность в значения действующих напоров.

1.2. Выбор системы и типа гидротурбины производится по величине максимального напора (Таблица 1), так чтобы значение H_{max} было бы близко к предельному напору $H_{пред}$ выбранного типа, но не превышало его, т.е. $H_{max} \leq H_{пред}$.

Рекомендуемые диапазоны напоров для различных систем реактивных гидротурбин следующие:

- для осевых поворотно-лопастных (ПЛ) 3 – 80 м;
- для диагональных поворотно-лопастных (ПЛД) 40 – 170 м;
- для радиально-осевых (РО) 30 – 500 м.

Как видно из таблицы 1, в которой приведены основные параметры перечисленных типов турбин, на одни и те же заданные условия можно выбрать 2 –3 различных типа турбин.

Например, для H_{max} = 58 м можно предварительно выбрать турбины ПЛ60 - В, ПЛД60 - $В60^0$ или РО75 – В.

Таблица 1. Основные параметры модельных реактивных гидротурбин

	Горизонтальные				**Вертикальные**							
Марка	ПЛ10-ГК	ПЛ15-ГК	ПЛ20-ГК	ПЛ25-ГК	ПЛ20-В	ПЛ30а-В	ПЛ30б-В	ПЛ40а-В	ПЛ40б-В	ПЛ50-В	ПЛ60-В	ПЛ70-В
№ УХ	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**
$H_{пред}$, м	10	15	20	25	20	30	30	40	40	50	60	70
H_{min}/H_{max}	0.33	0.33	0.35	0.35	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
$n_{I\ opt}^{'}$, об/м	150	145	155	150	146	126	130	125	123	116	116	106
$Q_{I\ opt}^{'}$, л/с	1800	1700	1580	1680	1160	890	1270	1020	1150	1000	1080	860
$\eta_{м\ opt}$	0.924	0.916	0.918	0.912	0.920	0.912	0.911	0.913	0.904	0.916	0.913	0.902
$Q_{I\ max}^{'}$, л/с	3250	3000	2750	2750	2000	1950	1900	1800	1700	1500	1500	1400
$\sigma\ (Q_{I\ max}^{'})$	2.4	2.1	1.8	1.6	1.0	1.0	1.0	0.65	0.65	0.60	0.55	0.55
$D_{1\ m}$, м	0.460	0.460	0.460	0.460	0.500	0.460	0.460	0.460	0.460	0.460	0.460	0.460
$H_{мод}$, м	3	3	3	3	10	4	8	4	4	12	12	4
$t_{мод}$, ^{0}C	16	6	18	18	20	5	21	10	20	21	20	4

	Диагональные						
Марка	ПЛД50-В60^0	ПЛД60-В60^0	ПЛД70-В60^0	ПЛД90-В45^0	ПЛД115-В45^0	ПЛД140-В45^0	ПЛД170-В30^0
№ УХ	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**	**19**
$H_{пред}$, м	50	60	70	90	115	140	170
H_{min}/H_{max}	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
$n_{I\ opt}^{'}$, об/м	113	111	107	85	83	85	80
$Q_{I\ opt}^{'}$, л/с	1100	1130	1020	820	830	800	650
$\eta_{м\ opt}$	0.910	0.906	0.907	0.921	0.916	0.921	0.909
$Q_{I\ max}^{'}$, л/с	1650	1600	1600	1300	1200	1100	1100
$\sigma\ (Q_{I\ max}^{'})$	0.60	0.65	0.60	0.45	0.40	0.35	0.32
$D_{1\ m}$, м	0.350	0.460	0.345	0.460	0.460	0.460	0.325
$H_{мод}$, м	5	12	6	4	4	4	5
$t_{мод}$, ^{0}C	16	20	7	16	9	7	16

	Радиально – осевые										
Марка	РО45 - В	РО75 – В	РО115–В	РО140–В	РО170а–В	РО170б–В	РО230а–В	РО230б–В	РО310–В	РО400–В	РО500-В
№ УХ	**20**	**21**	**22**	**23**	**24**	**25**	**26**	**27**	**28**	**29**	**30**
$H_{пред}$, м	45	75	115	140	170	170	230	230	310	400	500
H_{min}/H_{max}	0.60	0.60	0.60	0.60	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.70	0.80
$n_{I\ opt}^{'}$, об/м	82	83	75	73	68	69	66	69	64	65	66
$Q_{I\ opt}^{'}$, л/с	1200	1020	900	840	625	585	535	500	400	237	227
$\eta_{м\ opt}$	0.921	0.920	0.927	0.927	0.923	0.928	0.927	0.926	0.928	0.908	0.907
$Q_{I\ max}^{'}$, л/с	1430	1200	1080	980	780	670	640	580	500	310	280
$\sigma\ (Q_{I\ max}^{'})$	0.23	0.13	0.15	0.15	0.07	0.12	0.085	0.065	0.075	0.04	0.04
$D_{1\ m}$, м	0.460	0.460	0.5156	0.515	0.4355	0.5587	0.625	0.630	0.388	0.800	0.800
$H_{мод}$, м	4	4	4	4	4	4	4	4	30	5	5
$t_{мод}$, ^{0}C	8	20	2	16	7	4	8	7	20	19	19

1.3. Определение номинального диаметра рабочего колеса D_1 выбранных типов турбин (предварительно)

$$D^*_1 = (N/(9.81* Q_I^{'} * \eta_м * H_р^{1.5}))^{0.5}, \qquad (1.2)$$

где N в кВт и $H_р$ в м – определены заданием.

Расчет выполняется для всех выбранных типов гидротурбин. Значения $Q_I^{'}$, [$м^3$/с] и КПД модельной турбины $\eta_м$ принимаются в «расчетной точке» соответствующей УХ (см. Приложение «Характеристики турбин»). На этом этапе «расчетная точка» назначается на линии, соответствующей оптимальной приведенной частоте вращения $n_{I\ opt}^{'}$.

Значение приведенного расхода $Q_I^{'}$ следует принимать в диапазоне от оптимального до максимального значений из Табл. 1.

Предварительно оценивается требуемое значение коэффициента кавитации турбины

$$\sigma_T^{треб} \le (8{,}5 - H_S) / Hрасч$$

Соответственно, принимаемое значение приведенного расхода в «расчетной точке», должно обеспечивать выполнение условия $\sigma_т \le \sigma_т^{треб}$.

Полученная по (1.2) величина D^*_1 округляется до ближайшего стандартного значения в соответствии с данными Таблицы 2.

Таблица 2.

Ряд стандартных диаметров рабочего колеса (D_1, мм)

1000	1250	1400	1600	1800	1900	2000	2120	2240
2360	2500	2650	2800	3000	3150	3350	3550	3750
4000	4250	4500	4750	5000	5300	5600	6000	6300
6700	7100	7500	8000	8500	9000	9500	10000	10600

Для более полного и глубокого анализа возможных вариантов применения турбин на заданные параметры целесообразно принимать для дальнейшего рассмотрения оба значения D_1 - большее и меньшее. В некоторых случаях условия безкавитационной работы могут потребовать увеличения диаметра D_1, с тем, чтобы уменьшить приведенный расход и, соответственно, коэффициент кавитации $\sigma_т$ в рабочей точке.

1.4. Определение максимального значения КПД натурной машины

$$\eta_{н\ opt} = 1 - (1 - \eta_{м\ opt})*(0{,}25 + 0{,}75(Re_м / Re_н)^{0.2}). \qquad (1.3)$$

Здесь и далее индекс «н» относится к натурной, а индекс «м» к модельной турбине.

Re – число Рейнольдса, определяемое в виде

$$(Re_м / Re_н)^{0.2} = (\nu_м / \nu_н)^{0.2} (D_{1м} / D_{1н})^{0.2} (H_м / H_н)^{0.1}, \qquad (1.4)$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости воды, зависящей от её температуры, определяемый по Таблице 3.

Таблица 3.

Зависимость коэффициента кинематической вязкости воды.

t, ^{0}C	0	5	10	15	20	25	30	35
$\nu*10^6$, м^2/с	1.79	1.51	1.30	1.14	1.01	0.90	0.81	0.74

Значения номинального диаметра модели, напора и температуры воды, при которых проводились испытания, указаны в Таблице 1. Средняя температура воды для натурной турбины назначается в зависимости от предполагаемого места расположения ГЭС по согласованию с консультантом. Обычно можно принимать её на уровне 10 – 15^0 С.

1.5. Определение поправки КПД за счет масштабного эффекта и отношения КПД натурной и модельной турбин в оптимальном режиме:

$$\Delta\eta = \eta_{\text{н opt}} - \eta_{\text{м opt}} \quad (1.5)$$

$$m = \eta_{\text{н opt}} / \eta_{\text{м opt}} \quad (1.6)$$

1.6. Определение частоты вращения турбины:

$$n^{*} = n_{I\,p}^{'} (m * H_p)^{0.5} / D_1, \quad (1.7)$$

где $n_{I\,p}^{'}$, об/мин – расчетное значение приведенной частоты вращения. Предварительно принимаем $n_{I\,p}^{'} = n_{I\,opt}^{'}$ по Таблице 1.

Полученное по (1.7) значение округляется до ближайшего синхронного значения частоты вращения $n_{синх}$, определяемого по формуле:

$$n_{синх} = 3000/p, \quad (1.8)$$

где p – число пар полюсов синхронного генератора.

1.7. Уточнение расчетной приведенной частоты вращения

$$n_{I\,p}^{'} = n_{синх} * D_1 / (m * H_p)^{0.5} \quad (1.9).$$

1.8. Определение рабочей зоны турбины на УХ:

$$n_{I\,max}^{'} = n_{синх} * D_1 / (m * H_{min})^{0.5} \quad (1.10)$$

$$n_{I\,min}^{'} = n_{синх} * D_1 / (m * H_{max})^{0.5} \quad (1.11)$$

1.9. Определение «расчетной точки» турбины на УХ. Вычисляется произведение

$$(Q_I^{'} * \eta_м) = N/(9.81 * D_1^2 * (m*H_p)^{1.5}) \quad (1.12).$$

Далее необходимо определить в какой точке УХ, расположенной на линии $n_{I\,p}^{'}$ = Const, произведение $Q_I^{'}$ и КПД модели отвечает условию (1.12). Поиск ведется методом последовательных приближений.

Для найденной «расчетной точки» выписываем значения $Q_I^{'}$, $\eta_м$ и коэффициента кавитации σ.

1.10. Определение допустимой высоты отсасывания:

$$H_s^{доп} = 10 - \nabla т/900 - \sigma*H_p - \Delta H_s + \Delta Z_{х.\,пл.}, \quad (1.13)$$

где ∇т - отметка расположения характерной плоскости турбины принимается предварительно равной $\nabla НУ_р$; ΔH_s = 1,5 м – дополнительное заглубление рабочего колеса, учитывающие неточности определения σ при модельных испытаниях, масштабный эффект и антикавитационный запас; $\Delta Z_{х.\ пл.}$ – разность отметок характерных плоскостей модельной и натурной турбин, которая определяется следующим образом:

- для осевых горизонтальных капсульных турбин (ПЛГК)

$$\Delta Z_{х.\ пл.} = - D_1 /2;$$

- для осевых вертикальных турбин (ПЛ)

$$\Delta Z_{х.\ пл.} = 0;$$

- для вертикальных диагональных и радиально-осевых турбин (ПЛД и РО)

$$\Delta Z_{х.\ пл.} = B_{0\,н} /2.$$

Здесь $B_{0\,н}$ – фактическая высота направляющего аппарата натурной турбины, которая пересчитывается с модели:

$$B_{0\,н} = B_{0\,м} * D_{1\,н} / D_{1\,м}, \qquad (1.14)$$

где - $B_{0\,м}$ и $D_{1\,м}$ - указаны на УХ.

Примечания.

1. Расчеты по п.п. 1.3 – 1.10 проводятся для всех типов турбин, выбранных в п. 1.2.

2. Если при округлении диаметров или частот вращения до стандартных величин принималось по два значения, то дальнейшие расчеты ведутся для всех принятых значений.

1.11. Сопоставление вариантов турбин и выбор оптимального решения.

При определении $\eta_{н\ р.т.}$ в «расчетной точке» (столбец 4, табл.4) следует учитывать поправку на масштабный эффект:

$$\eta_{н\,р.т} = \eta_{м} + \Delta\eta, \qquad (1.15)$$

где $\Delta\eta$ - поправка, определенная ранее по (1.5).

Величина $B_{сп}$ рассчитывается на основании габаритного чертежа турбины, приведенного в папке «Характеристики гидротурбин».

Ориентировочное значение веса гидротурбины определяется следующим образом:

1. Осевая ПЛ с бетонной спиральной камерой

$$G_{Т\ б}^{пл} = 1.15 * D_1^{2,6} * H_{макс}^{0,35} \qquad (1.16)$$

2. Осевая ПЛ с металлической спиральной камерой

$$G_{Т\ м}^{пл} = 1.5 * D_1^{2,6} * H_{макс}^{0,35} \qquad (1.17)$$

3. Диагональная ПЛ с металлической спиральной камерой

$$G_{Т\ м}^{дпл} = 1.4 * D_1^{2,7} * H_{макс}^{0,35} \qquad (1.18)$$

4. Радиально - осевая гидротурбина с металлической спиральной камерой

$$G\text{т}_{\text{м}}^{\text{ро}} = 1.4 * D_1^{2,6} * H_{\text{макс}}^{0,35} \quad (1.19)$$

5. Горизонтальная капсульная гидротурбина

$$G\text{т}_{\text{м}}^{\text{гк}} = D_1^{2,6} * H_{\text{макс}}^{0,35} \quad (1.20)$$

Данные расчетов по всем рассматриваемым вариантам турбин представляются в виде таблицы.

Таблица 4.

Показатели натурных гидротурбин

№ вар.	Марка турбины	D_1	n	$\eta_{\text{н опт}}$	$\eta_{\text{н р.т.}}$	$B_{\text{сп.}}$	$G_{\text{т}}$	$n_{I\ \text{р}}'$	$n_{I\ \text{опт}}'$	$H_s^{\text{доп}}$
		м	об/мин			м	т	об/мин	об/мин	м
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
1										
2										
3										
4										

Из выбранных показателей формируются безразмерные параметры, для которых проводится нормирование в промежутке от 0 до 1.

Предполагается, что для лучшей системы значение параметра стремится к нулю.

Результаты расчетов по всем вариантам сводятся в табл. 5.

Для параметров из столбцов 1 - 6 в рассматриваемых вариантах определяется максимальное и минимальное значение $y_{kj\ max}$ и $y_{kj\ min}$ и проводится их нормирование:

$$\overline{\Pi}_{kj} = \frac{y_{kj} - y_{kj\ min}}{y_{kj\ max} - y_{kj\ min}} \quad (1.21)$$

Каждый параметр рассматривается отдельно, и в случае удовлетворения требования о стремлении к нулю для обеспечения лучших свойств технической системы (т.е. чем меньше параметр, тем лучше), остается неизменным.

В случае не удовлетворения указанного требования (т.е. чем больше параметр, тем лучше), проводится преобразование:

$$\Pi_{kj} = 1 - \overline{\Pi}_{kj} \quad (1.22)$$

Для определения степени соответствия варианта по приведенной частоте вращения (столбец 7) вычисляется величина:

$$\Pi_7 = ABS\left(\frac{\text{nI}'\text{р} - \text{nI}'\text{опт}}{\text{nI}'\text{опт}}\right) \quad (1.23)$$

Степень соответствия варианта по допустимой высоте отсасывания (столбец 8) можно оценить из выражения

$$П_8 = ABS(\frac{Hs^{доп} - Hs}{Hs}) \quad (1.24)$$

Необходимо учесть, что низконапорные радиально-осевые гидротурбины могут иметь положительную допустимую высоту отсасывания. Значение параметра $П_8$ в этом случае следует условно принимать равным 1.

Таблица 5.

Нормированные параметры натурных гидротурбин

№ вар.	Марка турбины	П1	П2	П3	П4	П5	П6	П7	П8
		D_1	n	$\eta_{н\ опт}$	$\eta_{н\ р.\ т.}$	$B_{сп.}$	$G_т$	$n_{I\ р}^{'}$	$H_s^{доп}$
		1	2	3	4	5	6	7	8
1									
2									
3									
4									

Для корректной оценки влияния параметров назначаются весовые коэффициенты W_j, которые должны подчиняться следующему правилу:

$$\sum_{j=1}^{n} W_j = 1. \quad (1.25)$$

По результатам расчета заполняется табл. 6.

Таблица 6.

Нормированные параметры гидротурбин с учетом весовых коэффициентов

№ вар.	Марка турбины	П1* W1	П2* W2	П3* W3	П4* W4	П5* W5	П6* W6	П7* W7	П8* W8	Σ (Пj *Wj)
		D_1	n	$\eta_{н\ опт}$	$\eta_{н\ р\ т.}$	$B_{сп.}$	$G_т$	$n_{I\ р}^{'}$	$H_s^{доп}$	
	Wj - весовой коэффициент	0,15	0,12	0,15	0,2	0,08	0,05	0,15	0,1	
1										
2										
3										
4										

По результатам анализа выявляется оптимальный по совокупности показателей вариант, имеющий наименьшую сумму.

После согласования с консультантом он и утверждается в качестве окончательного проектного решения.

Литература

1. **Ковалев Н.Н**. Гидротурбины. Л.: Машиностроение, 1971.

2. **Справочник** по гидротурбинам /под. ред. Ковалева Н.Н./ Л.: Машиностроение, 1984.

3. «Характеристики реактивных гидротурбин» (электронная версия).