

Лабораторная работа 8

ИСПЫТАНИЕ ТУРБИНЫ ТУРБОБУРА

Цель работы – получить *характеристику* гидравлической турбины, под которой понимается взаимосвязь между основными техническими показателями при постоянном значении расхода жидкости с определенными свойствами (плотность, вязкость и др.). На графике характеристика представляется кривыми зависимостей крутящего момента M , перепада давления Δp , мощности N и КПД η турбины от частоты вращения вала n .

Определение опытных величин (рис.8.1)

1. Объемный расход жидкости через турбину измеряется расходомером, представляющим собой нормальную диафрагму на отводящей линии стенда. Опытное значение объемного расхода $Q_{\text{оп}}$ определяется по перепаду давления в диафрагме согласно тарировочному графику стенда.

Другой возможный способ определения расхода жидкости – по графику характеристики $Q - H$ центробежного насоса, давление на выходе из которого измеряется манометром (p_m), а давление на входе принимается равным атмосферному ($H = p_m / \rho g$).

2. Плотность жидкости $\rho_{\text{оп}}$ зависит от температуры и определяется по графику (Приложение 3).

3. Нагрузка на вал турбины создается электромагнитным порошковым тормозом. Момент сил сопротивления (тормозной момент) зависит от напряжения, подаваемого на обмотки тормоза, и не зависит от частоты вращения, что является существенным преимуществом данного типа тормоза. При испытании регистрируется опорный момент на корпусе тормоза (равный крутящему моменту на валу, рис. 8.2), измеряемый индикатором, установленным на датчике, выполненным в виде камертона:

$$M_{\text{оп}} = at, \quad (8.1)$$

где t – показание индикатора; a – постоянная моментомера (см. Данные установки).

4. Частота вращения $n_{\text{оп}}$ измеряется электронным тахометром.

5. Перепад давления в турбине $\Delta p_{\text{оп}}$ определяется как разница показаний двух манометров, измеряющих давление на входе и выходе турбины.

Поскольку характеристика турбины строится для заданного (номинального) значения расхода и плотности жидкости ($Q_{\text{ном}}; \rho_{\text{ном}}$), опытные значения частоты вращения, момента и перепада давления (индекс «оп») при необходимости пересчитываются по формулам подобия:

$$n = n_{\text{оп}} \frac{Q_{\text{ном}}}{Q_{\text{оп}}}; \quad M = M_{\text{оп}} \left(\frac{\rho_{\text{ном}}}{\rho_{\text{оп}}} \right) \left(\frac{Q_{\text{ном}}}{Q_{\text{оп}}} \right)^2; \quad \Delta p = \Delta p_{\text{оп}} \left(\frac{\rho_{\text{ном}}}{\rho_{\text{оп}}} \right) \left(\frac{Q_{\text{ном}}}{Q_{\text{оп}}} \right)^2. \quad (8.2)$$

6. Мощность и КПД турбины определяются по построенным первичным характеристикам $M-n$ и $\Delta p-n$ на основании формул:

$$N = 2\pi n M; \quad \eta = \frac{N}{N_{\Gamma}} = \frac{2\pi n M}{\Delta p Q}. \quad (8.3)$$

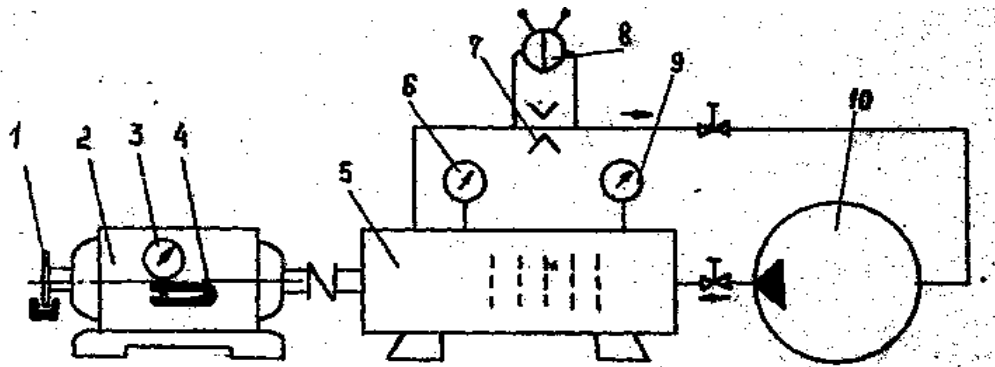


Рис. 8.1. Схема установки для испытания турбины:

- 1 – тахометр; 2 – электромагнитный порошковый тормоз;
 3 – индикатор моментомера; 4 – датчик моментомера; 5 – турбина;
 6 и 9 – манометры на выходе и входе турбины; 7 – диафрагма расходомера;
 8 – дифманометр расходомера; 10 – центробежный насос

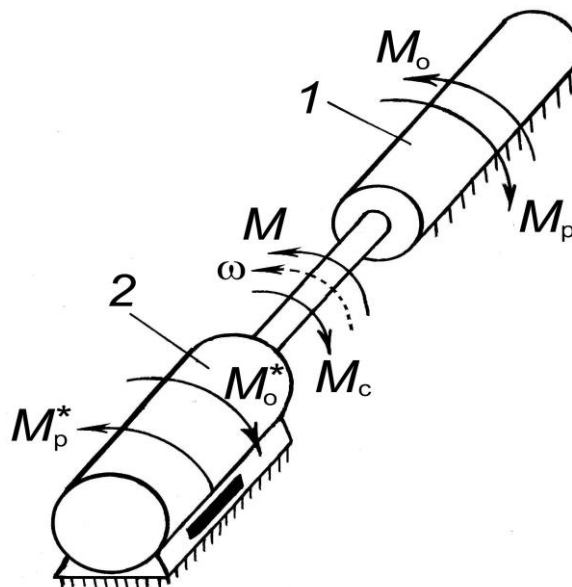


Рис. 8.2. Направления крутящих моментов в системе вала и корпуса:

1 – турбина; 2 – тормоз

M – крутящий момент на валу; M_c – момент сил сопротивления на валу;
 M_p, M_p^* – реактивные моменты на корпусе турбины и тормоза;
 M_o, M_o^* – опорные моменты турбины и тормоза; ω – угловая скорость вала

Устройство экспериментальной установки

Многоступенчатая осевая гидравлическая турбина (рис. 8.3) содержит сварной корпус 14, внутри которого на подшипниках качения 2 и скольжения 22 установлен вал 13, соединенный эластичной муфтой с валом электромагнитного порошкового тормоза. На вал турбины посажены роторы 17, закрепленные по торцам (ступиц роторов и бурта вала) фрикционным способом (затяжкой гайки 23). Статоры 18 ступеней турбины (рис. 8.4), установленные в расточке корпуса 14, упираются в диск 15 и также закрепляются по торцам резьбовым переводником 26, на конце которого расположен цилиндрический входной патрубок (подвод высокого давления).

Жидкость на входе поступает в турбину по кольцевым промывочным каналам в радиальной опоре 22. После прохождения через ступени турбины отработанная жидкость направляется в выходной патрубок (отвод низкого давления), закрепленный на корпусе турбины 14 под углом 90° .

Для уплотнения выходного вала 13 турбины перед осевой опорой 2 (радиально-упорный подшипник качения, воспринимающий усилие от перепада давления в турбине, направленное справа налево), в опорном корпусе 11 установлены две резиновые манжеты 7, между которыми имеется дренажное отверстие для канализации утечек. Для повышения ресурса уплотнения на валу турбины в зоне контакта с манжетами запрессована нержавеющая полированная втулка (на рис. не показана). Радиальная опора 22 турбины, расположенная на входе жидкости (правая часть вала), выполнена в виде фторопластового подшипника скольжения с графитовым наполнителем для снижения коэффициента трения (потерь на трение).

Испытание проводится на установке открытого типа. Турбина и тормоз расположены горизонтально и закреплены на общей раме (см. рис. 8.1).

Рабочая жидкость (вода) подводится к турбине 5 от расположенного на уровне пола центробежного консольного насоса 10, всасывающая линия которого соединена с баком. Расход жидкости регулируется при помощи задвижки на нагнетательной линии насоса. Для изменения момента сил сопротивления на валу имеется регулятор напряжения постоянного тока, подаваемого на обмотки электропорошкового тормоза 2 и контролируемого в ходе испытания вольтметром. Давление на входе и выходе турбины измеряется двумя образцовыми манометрами (6, 9), имеющими одинаковую шкалу и расположенными на одном уровне. Дифрагменный расходомер 8 установлен на отводящей линии стенда (трубопроводе низкого давления). Показывающие приборы расходомера и электронного частотомера 1 расположены на приборной доске рядом с манометрами, вольтметром и ручкой управления тормоза.

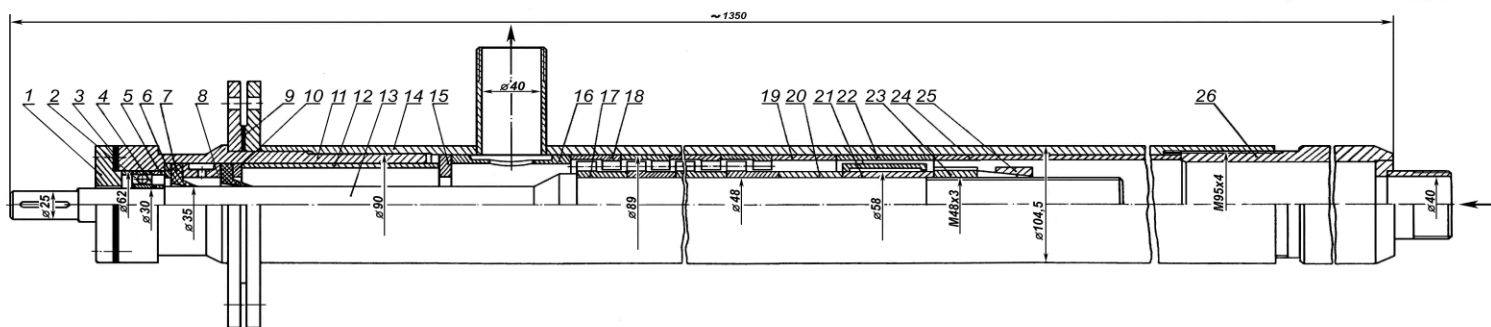


Рис. 8.3. Лабораторная турбина:

- 1 – крышка подшипника; 2 – шарикоподшипник радиально-упорный;
 3, 9 – прокладки уплотнительные; 4, 5, 12 – втулки распорные;
 6, 10 – кольца; 7 – манжета резиновая; 8 – проставка дренажная;
 11 – корпус опорный с фланцем; 13 – вал; 14 – корпус турбины (с фланцем и отводом); 15 – диск упорный; 16 – стакан с отверстиями для отвода жидкости;
 17 – ротор; 18 – статор; 19, 20, 24 – втулки распорные;
 21 – втулка радиальной опоры; 22 – радиальная опора скольжения;
 23 – роторная гайка; 25 – контргайка; 26 – резьбовой переводник с подводом

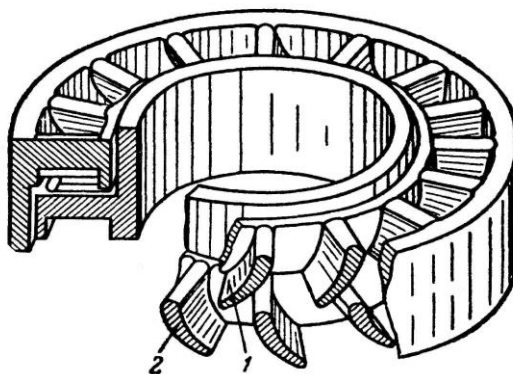


Рис. 8.4. Ступень турбины:

- 1 – статор; 2 – ротор

Проведение испытания

1. Открыть задвижку на всасывающей линии центробежного насоса. Запустить центробежный насос при закрытой задвижке на нагнетательной линии.

2. Установить заданный объемный расход жидкости (подачу насоса), регулируя степень открытия задвижки на нагнетательной линии насоса с учетом показания расходомера или манометра на выходе из насоса.

3. Провести испытание турбины в режиме максимальной скорости при минимальной нагрузке на валу (при отсутствии напряжения, подаваемого на обмотки тормоза). Записать показания расходомера, частотомера, двух манометров и индикатора моментомера.

Данный режим будет отличаться от холостого ($M=0$) в связи с сопротивлением вращению вала тормоза (из-за влияния порошка), поэтому опорный (реактивный) момент на корпусе (см. рис. 8.2) и показание моментомера не будут равны нулю.

4. Произвести испытание турбины в различных режимах нагрузки при частоте вращения, изменяющейся от максимума до нуля. Число рабочих режимов выбирается таким образом, чтобы частота вращения последовательно уменьшалась примерно на 100 об/мин за счет плавного увеличения напряжения тормоза, контролируемого по вольтметру.

В тормозном режиме (при невращающемся роторе турбины) показание моментомера достигает максимального значения.

В ходе испытания расход жидкости поддерживается постоянным (и принимается в качестве номинального $Q_{ном}$), а при необходимости корректируется задвижкой.

Измерения проводятся для установившегося режима, в котором частота вращения вала стабилизируется, крутящий момент турбины равен моменту сил сопротивления тормозной машины ($M=M_c$), а динамический момент отсутствует ($d\omega/dt=0$).

В случае пульсации показаний приборов взять их осредненные значения.

Данные установки и таблица измерений

Тип турбины – осевая безободная 18/13,5 – 104,5:

- средний диаметр $D = 69,5$ мм
- радиальная длина лопасти $l = 10,1$ мм
- число лопастей $z = 18$
- углы наклона лопастей $\alpha_{2л} = \beta_{1л} = 100^\circ$; $\alpha_{1л} = \beta_{2л} = 30^\circ$
- число ступеней $k = 5$

Тип тормоза – электромагнитный порошковый ПТ-2,5М

Постоянная моментомера $a = 0,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Тип насоса – центробежный консольный ЗКМ–6

Рабочая жидкость – вода

Температура жидкости $t =$ °С

Таблица 8.1

[illegible]

Обработка результатов испытания

Построение характеристики турбины

1. По полученным данным построить опытные кривые $M-n$ и $\Delta p-n$, руководствуясь правилами проведения линий и оформления графиков (Приложения 2, 5).

Перепад давления в турбине

$$\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}. \quad (8.4)$$

При построении характеристики потери момента в опорах и уплотнении вала турбины считаются внутренними и не выделяются из общего баланса.

По сглаженным первичным кривым момента и перепада давления построить на том же чертеже графики $N-n$ и $\eta-n$, используя формулы (8.3).

2. На характеристике турбины отметить режимы максимальной мощности (экстремальный) и КПД (оптимальный).

3. Сделать подрисуночную надпись к характеристике турбины. В качестве параметров характеристики указать тип турбины, число ступеней, номинальные значения расхода и плотности жидкости.

Образец оформления характеристики турбины показан на рис. 8.5.

4. Рассчитать кинематические коэффициенты турбины

$$\begin{aligned} \bar{c}_z &= \frac{c_z}{u_b} = \frac{1}{\operatorname{ctg} \alpha_{1л} + \operatorname{ctg} \beta_{1л}}; \\ m_a &= \frac{c_{mu}}{u_b} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\operatorname{ctg} \alpha_{1л} + \operatorname{ctg} \alpha_{2л}}{\operatorname{ctg} \alpha_{1л} + \operatorname{ctg} \beta_{1л}}; \\ \sigma &= \frac{c_{1u} - c_{2u}}{u_b} = \frac{\operatorname{ctg} \alpha_{1л} - \operatorname{ctg} \alpha_{2л}}{\operatorname{ctg} \alpha_{2л} + \operatorname{ctg} \beta_{1л}}. \end{aligned} \quad (8.5)$$

Классифицировать тип решетки турбины, изобразить полигон скоростей и эскиз решетки (рис. 8.6). Определить средние углы наклона лопастей (углы наклона хорды) статора и ротора (рис. 8.7):

$$\alpha_b \approx \frac{1}{2}(\alpha_{2л} + \alpha_{1л}); \quad \beta_b \approx \frac{1}{2}(\beta_{1л} + \beta_{2л}). \quad (8.6)$$

5. Рассчитать частоту вращения и крутящий момент турбины в безударном режиме обтекания лопастей (индекс «Б»)

$$n_b = \frac{Q}{\pi^2 l D^2 \bar{c}_z}; \quad M_b = \frac{\rho Q^2}{2\pi l} \cdot \frac{\sigma}{c_z} \quad (8.7)$$

и сравнить их с соответствующими параметрами оптимального режима турбины (индекс «опт»), полученными в ходе испытания: $n_{\text{опт}}$, $M_{\text{опт}}$ (см. п. 2).

6. Рассчитать безразмерные критерии подобия для оптимального режима турбины:

$$\Pi_n = \frac{n_{\text{опт}} D^3}{Q}; \quad \Pi_M = \frac{M_{\text{опт}} D}{\rho Q^2}; \quad \Pi_{\Delta p} = \frac{\Delta p_{\text{опт}} D^4}{\rho Q^2}. \quad (8.8)$$

7. Определить баланс мощности турбины, для чего нанести на отдельном графике линии полезной ($N = 2\pi n M$) и подводимой гидравлической ($N_r = \Delta p Q$) мощности.

Вычислить потери мощности

$$\Delta N = N_r - N \quad (8.9)$$

в холостом, тормозном и оптимальном режимах.

Построение характеристики ступени

1. По опытной характеристике k -ступенчатой турбины построить характеристику ступени турбины (индекс 1), пренебрегая потерями момента в опорах и уплотнении вала ($\Delta M_{\text{тр}} = 0$). В этом случае

$$n_1 = n; \quad \Delta p_1 = \frac{\Delta p}{k}; \quad M_1 = \frac{M}{k}; \quad N_1 = \frac{N}{k}. \quad (8.10)$$

В строгом виде уравнение баланса моментов имеет вид:

$$kM_1 = M + \Delta M_{\text{тр}}, \quad (8.11)$$

где момент сил трения $\Delta M_{\text{тр}}$ определяется экспериментально.

2. На характеристике ступени турбины нанести точки расчетных значений холостой частоты вращения и тормозного момента, соответствующие типоразмеру испытываемой ступени:

$$n_x = \frac{2Q}{\pi^2 l D^2 c_z}; \quad M_{\text{т}} = \frac{\rho Q^2}{\pi l} \cdot \frac{\sigma}{c_z}. \quad (8.12)$$

Соединив точки предельных режимов турбины (n_x ; $M_{\text{т}}$), провести линию идеального момента ступени ($M_1 - n_1$).

Оценить отклонение опытной и идеальной механической характеристики ступени.

Пересчет характеристики турбины

При помощи формул (8.2) или безразмерных критериев (8.8) подобия пересчитать характеристику турбины при увеличении расхода жидкости на 25% от номинального значения и нанести новую характеристику тонкими линиями на чертеж номинальной характеристики (для $Q_{\text{ном}}$).

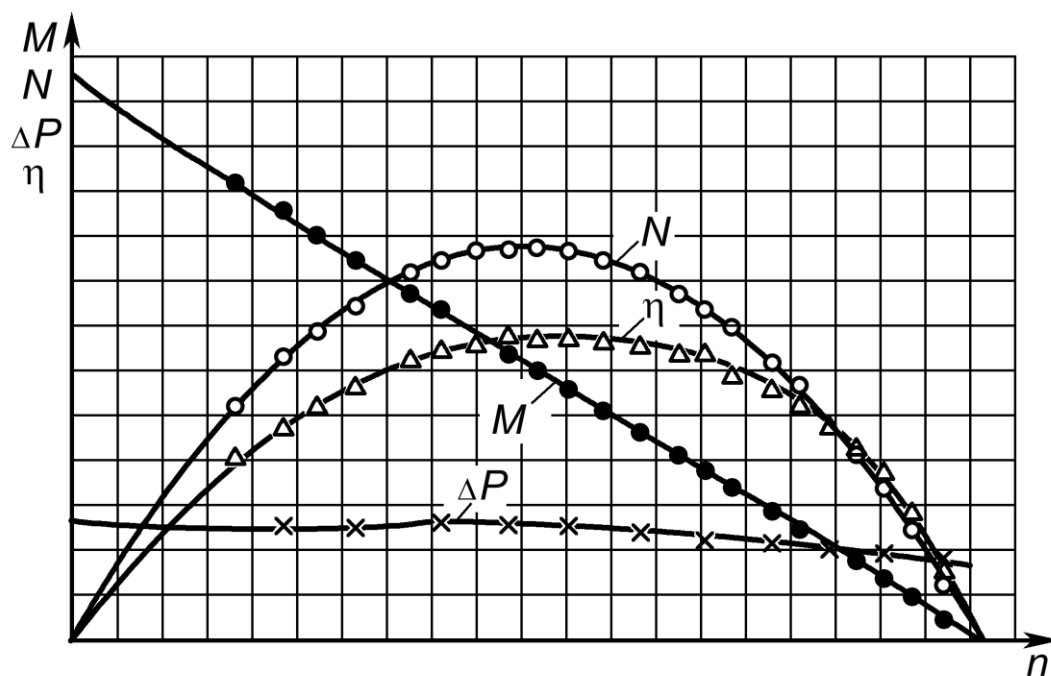


Рис. 8.5. Характеристика турбины ($Q=\text{idem}$; $\rho=\text{idem}$)

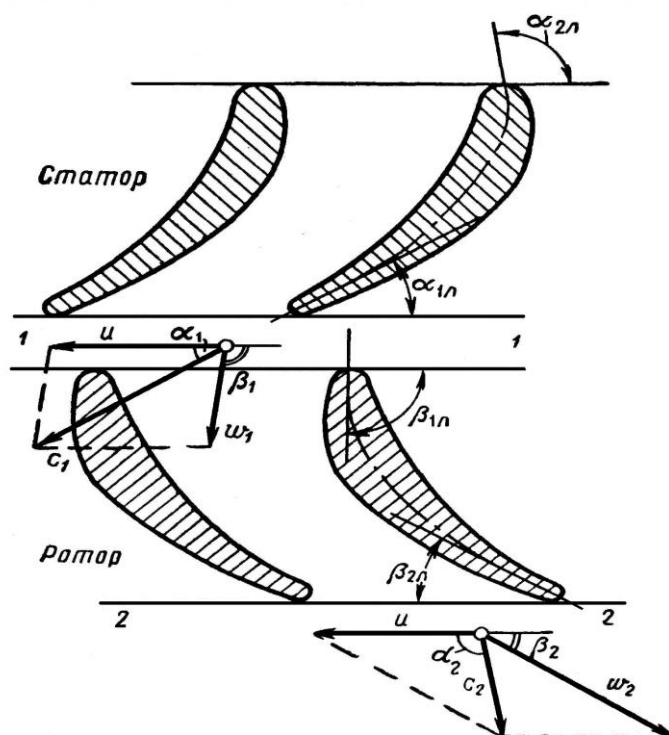


Рис. 8.7. Углы наклона лопастей

	$m_a=0$	$m_a<0,5$	$m_a=0,5$	$m_a>0,5$	$m_a=1$
$\phi > 1$					
$\phi = 1$					
$\phi < 1$					
$\phi = 0$					
$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$	0	<1	1	>1	
$\frac{C_m}{\omega_m}$	<1		1	>1	

Рис. 8.6. Классификация турбинных решеток

Контрольные вопросы

1. Что называется характеристикой турбины?
2. Как измеряется крутящий момент турбины?
3. Что понимается под термином «мощность турбины»?
4. Как приводятся к номинальному расходу опытные значения частоты вращения, крутящего момента и перепада давления?
5. Как рассчитывается КПД турбины?
6. Что следует называть параметрами характеристики турбины?
7. Какие кинематические коэффициенты характеризуют тип лопастной решетки турбины?
8. Какие безразмерные критерии подобия характеризуют режим работы турбины?
9. Как изменится характеристика турбины, если объемный расход жидкости уменьшить в два раза?