

Решая совместно (70), (71) и (72), получим

$$v_1 = \sqrt{\frac{\sin \beta_1}{2 \cos \alpha_1 \sin (\beta_1 - \alpha_1)}} \sqrt{2g\eta_r H} = K_v \sqrt{2g\eta_r H}, \quad (73)$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{\sin (\beta_1 - \alpha_1) \sin^2 \alpha_1}{2 \sin \beta_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sin^2 (\beta_1 - \alpha_1)}} \sqrt{2g\eta_r H} = K_w \sqrt{2g\eta_r H}. \quad (74)$$

Формулы (72), (73) и (74) устанавливают искомую зависимость

$$u_1, v_1 \text{ и } \omega_1 \text{ от } H, \eta_r, \alpha_1 \text{ и } \beta_1.$$

Для геометрически подобных турбин при работе их на изогональных режимах углы  $\alpha_1$  и  $\beta_1$  треугольника скоростей на входе в рабочее колесо сохраняют свое значение, поэтому в тех же условиях сохраняют свое значение скоростные коэффициенты  $K_u$ ,  $K_v$  и  $K_w$ , зависящие для нормального выхода только от углов  $\alpha_1$  и  $\beta_1$ . Для ненормального выхода указанные коэффициенты при изогональных режимах также неизменны для данной серии турбин, однако зависят еще и от углов  $\alpha_2$  и  $\beta_2$  треугольника скоростей на выходе из рабочего колеса.

Вывод этих зависимостей дан [Л.44]. Работа радиально-осевых и пропеллерных турбин при различных режимах связана с изменением только углов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , так как углы  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , обусловленные конструкцией входных и выходных элементов лопастей, остаются неизменными. Изменение происходит при различных открытиях лопаток направляющего аппарата, или за счет чисел оборотов при постоянном рабочем напоре, или за счет изменения напора при постоянном числе оборотов.

Видоизменяя форму лопастей, получим различные типы рабочих колес турбины: тихоходные, нормальные и быстроходные. Их можно характеризовать различными значениями углов  $\beta_1$  и  $\beta_2$  и других величин.

## **§ 21. Связь между оборотами, расходами и мощностями двух геометрически подобных турбин при работе их на изогональных режимах**

Геометрические размеры турбины характеризуются номинальным, т. е. расчетным диаметром  $D_1$  рабочего колеса. За номинальный диаметр  $D_1$  рабочего колеса (рис. 61) гидротурбиностроительными заводами Советского Союза принимается:

- 1) у поворотлопастных и пропеллерных турбин — наибольший диаметр камеры рабочего колеса (рис. 61, а);
- 2) у радиально-осевых турбин — наибольший диаметр входных кромок лопастей рабочего колеса (рис. 61, б и в);