

## МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к курсовой работе по дисциплине «Нагнетатели АЭС»  
(проектирование рабочего колеса)

Исходные данные:

- вид перекачиваемой жидкости;
- $H$  - напор, м;
- $Q$  - подача, м<sup>3</sup>/ч;
- $n$  - частота вращения вала, об/мин;
- $p_{жс}$  и  $t_{жс}$  - давление и температура перекачиваемой жидкости на входе в насос, МПа и °С;
- число ступеней.

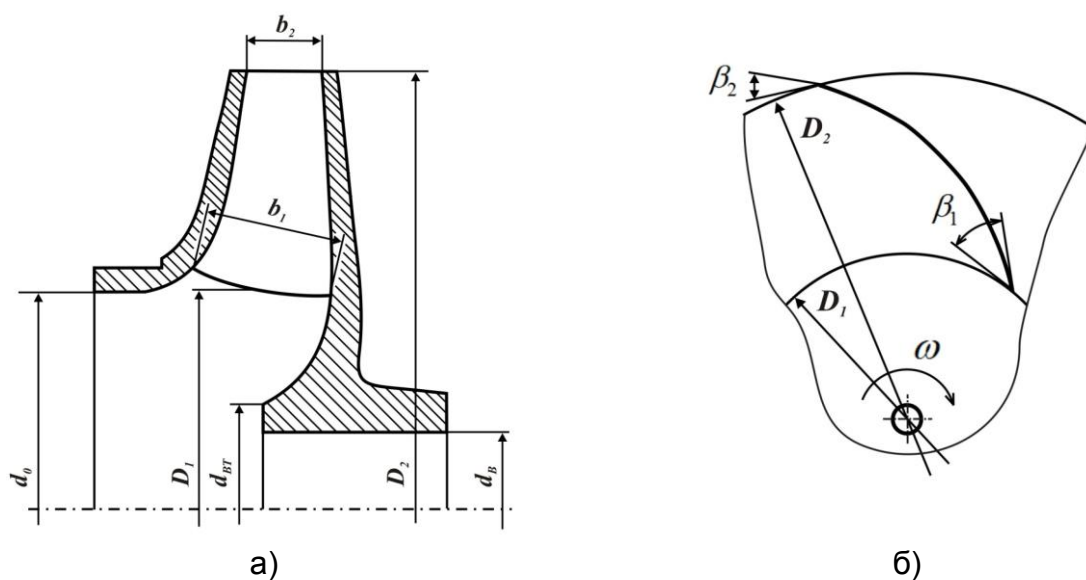


Рис. 1. Схема рабочего колеса центробежного насоса  
а – меридианное (продольное) сечение; б- план (поперечное сечение)

### Алгоритм проектирования рабочего колеса

При выполнении этого подраздела курсовой работы последовательно определяются следующие величины:

1. Коэффициент быстроходности, об/мин

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}},$$

где  $Q$  - подача (производительность) насоса, м<sup>3</sup>/с;  $H$  - в м;  $n$  - в об/мин.

2. Объемный КПД

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + a \cdot n_s^{-0,66}}$$

где  $a = 0,68$ .

3. Приведенный диаметр входа в рабочее колесо, м

$$D_{1np} \approx K_{ex} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

где  $Q$  - в м<sup>3</sup>/с;  $n$  - в об/мин;

$K_{ex} = 4,1 \dots 4,5$  – коэффициент пропорциональности для первых ступеней.

При двухстороннем подводе жидкости под корень необходимо подставлять  $Q/2$ .

4. Гидравлический КПД вычисляется по формуле Ломакина А.

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}$$

где  $D_{1np}$  - в мм.

5. Механический КПД определяется ориентировочно по эмпирической формуле

$$\eta_{мех} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$$

*Внимание ! Обычно значение  $\eta_{мех}$  находится в диапазоне 0,8...0,95. Если полученное значение механического КПД не попадает в указанный диапазон, то его следует принять.*

6. Общий (полный) КПД насоса

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{мех}$$

7. Полезная мощность насоса, кВт

$$N_n = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{1000}$$

где  $\rho$  - плотность перекачиваемой жидкости, кг/м<sup>3</sup>. Определяется как функция соответствующих параметрам  $p_{жс}$  и  $t_{жс}$ ;

$Q$  - в м<sup>3</sup>/сек;

8. Потребляемая мощность (мощность на валу насоса), кВт

$$N = \frac{N_n}{\eta}$$

9. Действительная подача с учетом объемных потерь через переднее уплотнение, м<sup>3</sup>/с

$$Q_d = \frac{Q}{\eta_{об}}$$

10. Крутящий момент на валу насоса, н·м

$$M_{кр} = 9555 \cdot \frac{N}{n}$$

где  $N$  - в кВт;  $n$  - в об/мин.

11. Диаметр вала в месте посадки рабочего колеса определяется по условиям скручивания, м

$$d'_e = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot \tau_{дон} \cdot 10^6}}$$

где  $M_{кр}$  - в н·м ;

$\tau_{дон} = 12 \dots 15$  МПа - допустимое напряжение кручения, МПа.

*Внимание. Вал насоса работает в основном на скручивание, но частично нагружен поперечными и центробежными силами, обусловленными небалансом ротора. Поэтому допустимое напряжение кручения принимается относительно небольшим  $\tau_{дон} = 12 \dots 15$  МПа.*

12. Округленное значение диаметра вала, м. Полученное выше значение диаметра вала принимают с учетом запаса по прочности и необходимости округления до стандартного значения

$$d_e = k_{зан} \cdot d'_e$$

где  $k_{зан} = 1,5 \dots 2$  коэффициент запаса.

*Внимание. Ряд стандартных линейных размеров диаметра вала (мм): 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200.*

13. Диаметр ступицы (втулки) рабочего колеса, м

$$d_{cm} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_e$$

14. Длина ступицы, м

$$l_{cm} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{cm}$$

15. Диаметр входа в рабочее колесо, м

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{cm}^2}.$$

16. Скорость входа в рабочее колесо, м/с

$$c_0 = \frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot (D_0^2 - d_{cm}^2)},$$

где  $Q$  - в м<sup>3</sup>/сек.

*Внимание ! Обычно скорость входа составляет  $c_0 = 2 \dots 6$  м/с.*

17. Диаметр входа на рабочие лопасти, м

$$D_1 = (0,8 \dots 1,1) \cdot D_0.$$

18. Окружная скорость на входе в межлопастной канал (рис. 2), м/с

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}.$$

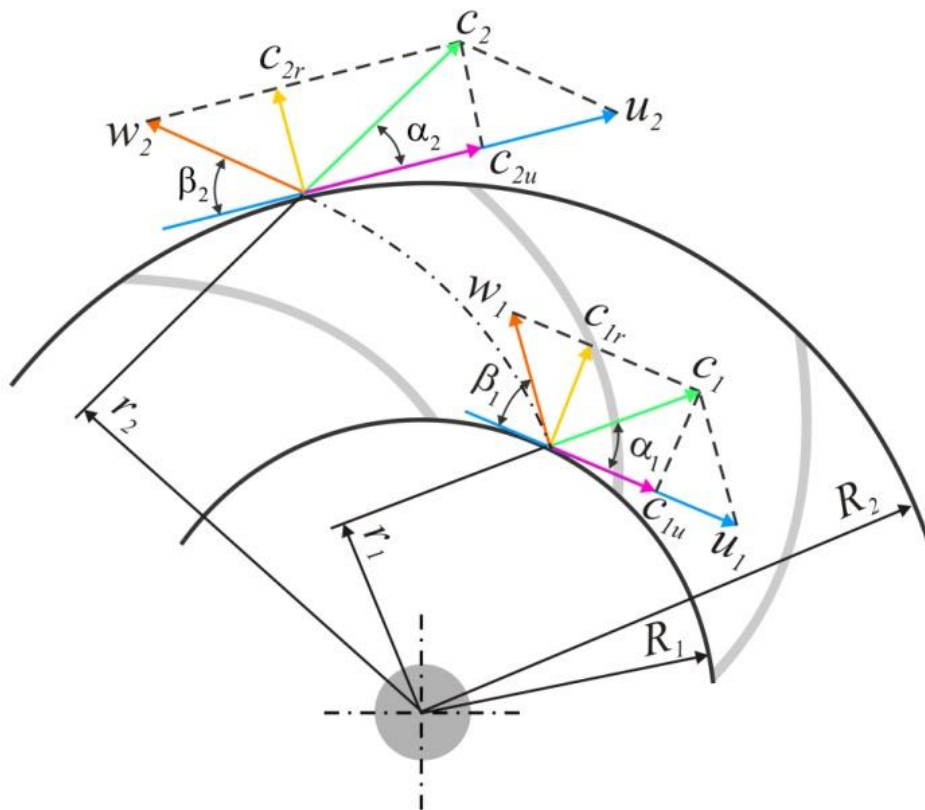


Рис. 2. Схема движения жидкости в

19. Коэффициент стеснения входного сечения от толщины кромок лопастей. Сначала принимается равным  $\mu_1=0,85\dots0,87$ , а потом проверяется и уточняется.

20. Абсолютная скорость на входе в межлопастной канал, м/с

$$c_1 = \frac{c_0}{\mu_1}.$$

21. Угол входа потока на лопасти рабочего колеса.

Полагая, что вход потока в колесо радиальный ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ,  $c_{1r} = c_1$ ,  $c_{1u} = 0$ ), искомый угол определяется из входного треугольника

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_1}{u_1}.$$

22. Относительная скорость на входе в межлопастной канал РК

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2}.$$

23. Строится входной треугольник скоростей.

24. Угол установке лопастей на входе в рабочее колесо (рис. 3)

$$\beta_{1,l} = \beta_1 + i,$$

где  $i = 5\dots10^\circ$  - угол атаки.

*Внимание ! Обычно значение  $\beta_{1,l}$  находится в диапазоне  $15\dots30^\circ$ .*

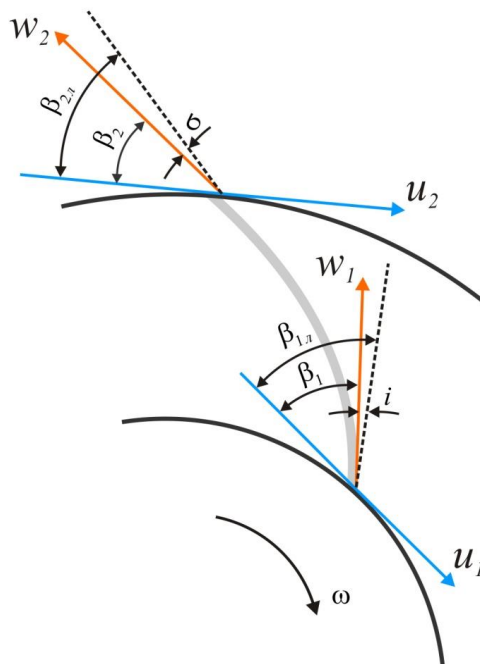


Рис. 3. Углы установки лопастей рабочего колеса центробежного насоса

25. Теоретический напор РК, м

$$H_t = \frac{H}{\eta_2} .$$

26. Теоретический напор РК при бесконечном числе лопастей, м

$$H_{t\infty} = \frac{H_t}{k_{лн}} ,$$

где  $k_{лн} = 0,6 \dots 0,8$  - коэффициент, учитывающий конечное число лопастей. Сначала принимается, а затем уточняется.

27. Предварительное значение окружной скорости, м/с

$$u_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{t\infty}} ,$$

где  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$

28. Предварительное значение диаметра РК, м/с

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} .$$

29. Отношение характерных диаметров

$$m = \frac{D_2}{D_1} .$$

30. Коэффициент стеснения выходного сечения от толщины кромок лопастей. Сначала принимается равным  $\mu_2 = \mu_1 = 0,85 \dots 0,87$  , а потом проверяется и уточняется.

31. Угол выхода потока с лопастей рабочего колеса.

Полагая, что радиальные составляющие абсолютной скорости на входе и выходе потока в колесо равны ( $c_{2r} = c_{1r}$ ), искомый угол определяется из уравнения

$$\sin \beta_2 = k_\beta \cdot \sin \beta_1 ,$$

где  $k_\beta = \frac{\mu_1}{\mu_2} \cdot \frac{c_{2r}}{c_0}$  - коэффициент пропорциональности;

*Внимание. Рекомендуемые значения угла  $\beta_2$  приведены в табл. 1.*

Таблица 1. Оптимальные значения угла выхода потока с лопастей РК [2]

$n_s$	40	100	200	300
-------	----	-----	-----	-----

$\beta_2$ , град	30...36	25...30	20...22	15...20
------------------	---------	---------	---------	---------

Оптимальное значение угла  $\beta_2 = 22-23^\circ$  вне зависимости от коэффициента быстроходности. Нижним пределом для рабочего колеса экономичной конструкции является угол  $\beta_2 = 15...17^\circ$ .

32. Угол установки лопастей на выходе из рабочего колеса (рис. 3)

$$\beta_{2л} = \beta_2 + \sigma,$$

где  $\sigma = 5...10^\circ$  - угол отставания потока.

33. Количество лопаток рабочего колеса определяется по формуле Пфлейдерера К.

$$Z_{л} = k_z \cdot \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2}.$$

где  $k_z$  - коэффициент пропорциональности. Принимается равным 6,5 для литых колес и 8 - для колес из листового металла.

Внимание. Для получения стабильной характеристики число лопастей рабочего колеса желательно иметь равным  $Z_{л} = 6...10$ .

34. Расчетное значение коэффициента влияния конечного числа лопастей

$$k_{лп}^p = \frac{1}{1+p}.$$

Здесь коэффициенты  $\psi$  и  $p$  вычисляются по формулам

$$\psi = 0,6 \cdot (1 + \sin \beta_2);$$

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{Z_{л}} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}.$$

35. Расчетное значение коэффициента  $k_{лп}^p$  сравнивается с заданным в п. 27 значением  $k_{лп}$ . В случае существенного (более 2 %) расхождении расчет повторяется с п. 27 при новом значении коэффициента  $k_{лп} = k_{лп}^p$ , учитывающего конечное число лопастей.

36. Расчетное значение коэффициента стеснения на входе

$$\mu_1^p = \frac{\frac{\pi \cdot D_1}{Z_{л}} \frac{s_1}{\sin \beta_{1л}}}{\frac{\pi \cdot D_1}{Z_{л}}},$$

где  $s_1$  - толщина лопасти на входе РК. Принимается равной 3...5 мм.

37. Расчетное значение коэффициента стеснения  $\mu_1^p$  сравнивается с заданным в п. 20 значением  $\mu_1$ . В случае существенного (более 2 %) расхождении расчет повторяется с п. 20 при новом значении данного коэффициента  $\mu_1 = \mu_1^p$ .

38. Расчетное значение коэффициента стеснения на выходе

$$\mu_2^p = \frac{\frac{\pi \cdot D_2}{Z_{л}} \frac{s_2}{\sin \beta_{2л}}}{\frac{\pi \cdot D_2}{Z_{л}}},$$

где  $s_2$  - толщина лопасти на выходе РК. Принимается равной 3...5 мм (меньшие значения относятся к РК из листового металла, а большие к литым РК)

39. Расчетное значение коэффициента стеснения  $\mu_2^p$  сравнивается с заданным в п. 30 значением  $\mu_2$ . В случае существенного (более 2 %) расхождении расчет повторяется с п. 30 при новом значении данного коэффициента  $\mu_2 = \mu_2^p$ .

40. Уточненное значение окружной скорости

$$u_2 = \frac{c_{2r}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2r}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{т\infty}}.$$

41. Уточненные значения выходного диаметра рабочего колеса (м) и отношения характерных диаметров

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} \text{ и } m = \frac{D_2}{D_1}.$$

*Внимание. Полученное отношения диаметров должно находиться в диапазоне значений 1,25...3,3. Если в результате расчета получается, что  $m > (2,5...3)$  то целесообразно перейти к многоступенчатой схеме. При слишком малом значении  $D_2/D_1$  может оказаться рациональным переход к рабочему колесу с двусторонним входом потока.*

42. Ширина лопасти на входе в межлопастной канал, м



$$b_1 = \frac{Q_d}{\pi \cdot D_1 \cdot c_{1r} \cdot \mu_1},$$

где  $Q_d$  - в м<sup>3</sup>/сек;

$\mu_1$  – уточненный коэффициент стеснения входного сечения кромками лопастей.

43. Ширина лопасти на выходе из межлопастного канала, м

$$b_2 = \frac{Q_d}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \mu_2},$$

где  $Q_d$  - в м<sup>3</sup>/сек;

$\mu_2$  – уточненный коэффициент стеснения выходного сечения кромками лопастей.

44. Окружная составляющая абсолютной скорости жидкости на выходе из рабочего колеса, м/с

$$c_{2u} = \frac{g \cdot H_{t\infty}}{u_2} \text{ или } c_{2u} = u_2 - c_{2r} \cdot \text{ctg} \beta_2$$

45. Абсолютная скорость выхода из межлопастного канала рабочего колеса, м/с

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2}.$$

46. Относительная скорость выхода из межлопастного канала рабочего колеса, м/с

$$w_2 = \sqrt{u_2^2 + c_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_{2u}}.$$

47. Строится входной треугольник скоростей.

48. Угол выхода потока из рабочего колеса в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \text{arctg} \left( \frac{c_{2r}}{c_{2u}} \right).$$

### Список использованной литературы

1. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебник для теплоэнергетических специальностей вузов. - М.: Энергоатомиздат, 1984.
2. Михайлов А. К., Малюшенко В. В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование.- М.: «Машиностроение» 1977.

3. Мелашенко В.И., Зуев А.В., Савельев А.И. Профилирование лопастей рабочих колес центробежных насосов: Учебное пособие. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004.