

РАСЧЕТ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

***Аннотация:** При проектировании рабочих органов центробежных насосов, а также лопастной техники важным местом является расчет геометрических параметров рабочих органов, таких как центробежные колеса. Геометрия рабочего колеса имеет высокое значение для коэффициента полезного действия от чего в дальнейшем будет зависеть эффективность всей установки в целом. В данной статье приведен пример расчета рабочего колеса для установки электроприводного центробежного насоса, которые используются для добычи нефти из скважин.*

***Ключевые слова:** расчет рабочего колеса, добыча нефти, УЭЦН.*

***Abstract:** When designing the working bodies of centrifugal pumps, as well as impeller technology, an important place is the calculation of the geometric parameters of the working bodies, such as centrifugal wheels. The geometry of the impeller is of high importance for the coefficient of performance on which the effectiveness of the entire installation as a whole will depend on. This article provides an example of calculating the impeller for installing an electric drive centrifugal pump, which are used to extract oil from wells.*

***Key words:** impeller calculation, oil production, ESP.*

Исходные данные:

частота вращения: $n = 2910 \text{ мин}^{-1} = 48,5 \text{ с}^{-1}$

диаметр вала: $d_g = 0,017 \text{ м}$

подача: $Q = 50 \frac{\text{м}^3}{\text{сут}} = 5,74 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$

диаметр ведущего диска: $D_{2\text{max}} = 0,066 \text{ м}$

максимальный диаметр проточной полости ступени: $D_{BK} = 0,070 \text{ м}$

1. Определим критерий подобия

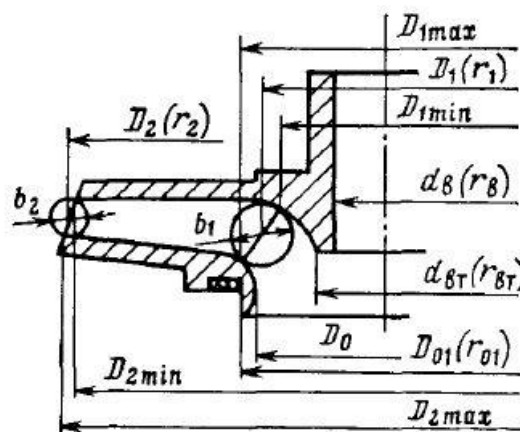


Рис. 1. Расчетная схема рабочего колеса

$$\Pi = \frac{Q \cdot 10^3}{n \cdot D_{BK}^3}; \quad \text{где: } Q = \frac{\text{м}^3}{\text{сут}}; n = \text{мин}^{-1}; D_{BK} = \text{м}. \quad (1)$$

$$\Pi = \frac{5,74 \cdot 10^{-4} \cdot 10^3}{2910 \cdot 0,070^3} = 0,63$$

2. Определим коэффициент быстроходности рабочего колеса, по формуле предложенной в [1]:

$$n_s = 56 + 65 \cdot \Pi; \quad (2)$$

$$n_s = 56 + 65 \cdot 0,63 = 97,1$$

3. Определим напор ступени, зная коэффициент быстроходности рабочего колеса, по формуле предложенной в [1]:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \Rightarrow H = \left(\frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{n_s} \right)^{\frac{3}{4}}; \quad (3)$$

$$H = \left(\frac{3,65 \cdot 2910 \cdot \sqrt{5,74 \cdot 10^{-4}}}{97,1} \right)^{\frac{3}{4}} = 3,6$$

По параметру Π для разрабатываемой ступени найдем конструктивные коэффициенты* [1]. (*Конструктивные коэффициенты получены на основе опытных работ и их обобщения многими исследователями ОКБ БН: Ляпковым П.Д., Гринигейн Н.Е., Карелиной Н.С., Лабинским Ю.Г., Медведевой Э.М., Филипповым В.Н., Белявской М.И., Агеевым Ш.Р., и др.)

4. Определим коэффициент эквивалентного диаметра входа:

$$K_{D_0} = \sqrt{5,7 + 4,5 \cdot \Pi - 0,6 \cdot \Pi^2}; \quad (4)$$

$$K_{D_0} = \sqrt{5,7 + 4,5 \cdot 0,63 - 0,6 \cdot 0,63^2} = 2,88$$

5. Определим эквивалентный диаметр входа, по формуле предложенной [1]:

$$K_{D_0} = \frac{\sqrt{D_0^2 - d_{em}^2}}{10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{onm}}{n}}} \Rightarrow D_0 = \sqrt{\left(K_{D_0} \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{onm}}{n}} \right)^2 + d_{em}^2}; \quad (5)$$

где: $K_{d_{em}} = 0,32 + 0,01 \cdot \Pi$; $d_{em} = K_{d_{em}} \cdot D_{2max}$; $d_{em} = 21,50$ мм, принимаем $d_{em} = 21,0$ мм

$$D_0 = \sqrt{\left(2,88 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{5,74 \cdot 10^{-4}}{2910}} \right)^2 + 21,50^2} = 29,80 \text{ мм, Принимаем } D_0 = 30 \text{ мм}$$

6. Определим коэффициент определяющий наружный диаметр верхнего (ведущего) диска рабочего колеса:

$$K_{D_{2min}} = 0,015 + 0,33 \cdot \sqrt{\Pi}; \quad (6)$$

$$K_{D_{2min}} = 0,015 + 0,33 \cdot \sqrt{0,63} = 0,28$$

7. Определим наружный диаметр заднего (ведомого) диска рабочего колеса, по формуле предложенной [1]:

$$K_{D_{2\min}} = \frac{\sqrt{D_{BK}^2 - D_{2\min}^2}}{D_{2\max}} \Rightarrow D_{2\min} = \sqrt{D_{BK}^2 - (K_{D_{2\min}} \cdot D_{2\max})^2}; \quad (7)$$

$$D_{2\min} = \sqrt{0,070^2 - (0,28 \cdot 0,066)^2} = 65,49 \text{ м, принимаем } D_{2\min} = 65 \text{ мм}$$

8. Определим средний наружный диаметр рабочего колеса:

$$D_2 = \frac{D_{2\max} + D_{2\min}}{2}; \quad (8)$$

$$D_2 = \frac{0,066 + 0,065}{2} = 0,065,5 = 65,5 \text{ мм}$$

9. Определим наибольший диаметр входной кромки рабочего колеса, по формуле предложенной [2]:

$$D_{1\max} = D_0 + 2,5; \quad (9)$$

$$D_{1\max} = 30,0 + 2,5 = 32,50 \text{ мм}$$

10. Определим коэффициент, определяющий минимальный диаметр входных кромок лопастей рабочего колеса, с помощью графика, произведя итерацию точек, получим уравнение (формулу) зависимости $K_{D_{1\min}} = f(\Pi)$ [3]:

$$K_{D_{1\min}} = 0,2432 \cdot \Pi^2 - 1,1816 \cdot \Pi + 3,6214; \quad (10)$$

$$K_{D_{1\min}} = 0,2432 \cdot 0,63^2 - 1,1816 \cdot 0,63 + 3,6214 = 2,97$$

11. Определим наименьший диаметр входной кромки рабочего колеса, по формуле предложенной [3]:

$$D_{1\min} = \frac{D_{2\max}}{K_{D_{1\min}}}; \quad (11)$$

$$D_{1\min} = \frac{0,066}{2,97} = 0,022 = 22,28 \text{ мм, так как получилось очень маленькое значение}$$

принимаем приблизительно равным $D_{1\min} \approx D_0$,

$$D_{1\min} = 30 \text{ мм,}$$

12. Определим средний диаметр на входе в рабочее колесо:

$$D_1 = \frac{D_{1\max} + D_{1\min}}{2}; \quad (12)$$

$$D_1 = \frac{0,0325 + 0,030}{2} = 0,03125 = 31,25 \text{ мм}$$

13. Определим коэффициент определяющий ширину канала колеса на входе, по формуле предложенной [1]:

$$K_{b_1} = 1,055 \cdot \Pi^{0,077} - 0,983; \quad (13)$$

$$K_{b_1} = 1,055 \cdot 0,63^{0,077} - 0,983 = 0,04$$

14. Определим ширину канала колеса на входе, по формуле предложенной [1]:

$$K_{b_1} = \frac{b_1}{D_{2\max}} \Rightarrow b_1 = K_{b_1} \cdot D_{2\max}; \quad (14)$$

$$b_1 = K_{b_1} \cdot D_{2\max} = 0,04 \cdot 0,066 = 2,3 \text{ мм}$$

Принимаем $b_1 = 4 \text{ мм}$

15. Определим коэффициент определяющий ширину канала колеса на выходе, по формуле предложенной [1]:

$$K_{b_2} = 0,019 + 0,037 \cdot \Pi; \quad (15)$$

$$K_{b_2} = 0,019 + 0,037 \cdot 0,63 = 0,04 \text{ мм}$$

16. Определим ширину канала колеса на входе, по формуле предложенной [1]:

$$K_{b_2} = \frac{b_2}{D_{2\max}} \Rightarrow b_2 = K_{b_2} \cdot D_{2\max}; \quad (16)$$

$$b_2 = K_{b_2} \cdot D_{2\max} = 0,04 \cdot 0,066 = 2,8 \text{ мм}$$

Принимаем $b_2 = 4 \text{ мм}$

17. Определим угол наклона средней линии канала рабочего колеса, по формуле предложенной [1]:

$$\delta_{cp} = 12,9 \cdot \Pi - 10,1; \quad (17)$$

$$\delta_{cp} = 12,9 \cdot 0,63 - 10,1 = -1,9^\circ$$

Принимаем $\delta_{cp} = 0^\circ$

18. Определим приведенный диаметр колеса, по формуле предложенной [2]:

$$D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{em}^2}; \quad (18)$$

$$D_{1np} = \sqrt{30,0^2 - 21,0^2} = 21,4 \text{ мм}$$

19. Определим объемный КПД ступени, по формуле предложенной [2]:

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 6 \cdot 10^{-3} \cdot n_s^{-\frac{2}{3}}}; \quad (19)$$

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 6 \cdot 10^{-3} \cdot (97,1)^{-\frac{2}{3}}} = 0,999$$

20. Определим гидравлический КПД ступени, по формуле предложенной [2]:

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg(D_{1np}) - 0,172)^2} \quad (20)$$

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg(0,021,4) - 0,172)^2} = 0,72$$

21. Определим КПД ступени, по формуле предложенной [2]:

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_{об} \cdot \eta_m; \quad \text{где: } \eta_m = 0,95; \quad (21)$$

$$\eta = 0,72 \cdot 0,999 \cdot 0,95 = 0,68$$

22. Определим расход жидкости в каналах рабочего колеса, по формуле предложенной [2]:

$$Q_K = \frac{Q}{\eta_{об}}; \quad (22)$$

$$Q_K = \frac{5,74 \cdot 10^{-4}}{0,999} = 5,8 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

23. Определим скорость на входе в ступень, по формуле предложенной [2]:

$$c_0 = 0,95 \cdot \sqrt[3]{Q_K \cdot n^2}; \quad (23)$$

$$c_0 = 0,95 \cdot \sqrt[3]{5,8 \cdot 10^{-4} \cdot 48,5^2} = 1,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

24. Определим меридиональную составляющую абсолютной скорости на входе в колесо, по формуле предложенной [2]:

$$c_{1m} = k_1 \cdot c_0; \quad (24)$$

k_1 – коэффициент стеснения лопастями сечения на входе,

находящийся в пределах [1.1...1.15], см. [6]. Примем $k_1 = 1,12$, тогда

$$c_{1m} = 1,12 \cdot 1,1 = 1,24 \frac{M}{c}$$

25. Определим переносную скорость жидкости на входе в колесо, по формуле предложенной [6]:

$$u_1 = \frac{\omega \cdot D_1}{2}; \quad (25)$$

$$u_1 = \frac{304,726 \cdot 0,03125}{2} = 4,76 \frac{M}{c}$$

26. Определим угол входной кромки лопасти, по формуле предложенной [2]:

$$\beta_{1Л} = \beta_1 + \delta \quad (26)$$

угол атаки δ , находящийся в пределах [5°...15°] примем равным 15°,

тогда получаем $\beta_{1Л} = 14,6^\circ + 15^\circ = 29,6^\circ$

$$\operatorname{tg}(\beta_1) = \frac{c_{1m}}{u_1}, \beta_1 = \arctan\left(\frac{1,24}{4,76}\right) = 14,6^\circ$$

27. Определим скорость жидкости на выходе из колеса по формуле предложенной [2]:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot n \cdot D_2}{60}; \quad (27)$$

$$u_2 = \frac{\pi \cdot 2910 \cdot 0,0655}{60} = 10,19 \text{ м / с}$$

28. Определим меридиональную составляющую скорости на выходе из рабочего колеса, по формуле предложенной [2]:

$$c_{2m} = k_2 \cdot c_0; \quad (28)$$

k_2 – коэффициент стеснения лопастями сечения на выходе, находящийся в пределах [1.0...1.1], см. [6]. Примем $k_2 = 1,04$, тогда

$$c_{2m} = 1,04 \cdot 1,1 = 1,15 \frac{M}{c}$$

$$c_{2m\infty} = 0,9 \cdot c_0$$

$$c_{2m\infty} = 0,9 \cdot 1,1 = 1,0 \frac{M}{c}$$

29. Определим угол выходной кромки лопасти по формуле, предложенной в [2]:

$$\sin \beta_2 = \sin \beta_{1,l} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{c_{2m\infty}}{c_{1m}}; \quad (29)$$

для насосов $n_s = 0,04 - 0,1$ $\frac{\omega_1}{\omega_2} = 1,6 - 1,2$; [6]

для насосов $n_s = 0,1 - 0,3$ $\frac{\omega_1}{\omega_2} = 1,2 - 1,1$; [6]

Исходя из того что $n_s = 0,08$, принимаем $\frac{\omega_1}{\omega_2} = 1,4$, тогда

$$\sin \beta_2 = \sin(29,6^\circ) \cdot 1,4 \cdot \frac{1,04}{1,12} \cdot \frac{1,0}{1,24} = 0,27$$

откуда $\beta_2 = 15,3^\circ$

30. Определим оптимальное число лопастей по формуле, предложенной в [2]:

$$z_{1l} = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin\left(\frac{\beta_{1l} + \beta_2}{2}\right) \quad (30)$$

$$z_{1l} = 6,5 \frac{0,0655 + 0,03125}{0,0655 - 0,03125} \cdot \sin\left(\frac{29,6^\circ + 15,3^\circ}{2}\right) = 6,8$$

Принимаем число лопастей равным 7

$$c_{2u} = \frac{H \cdot g}{\eta_z \cdot u_2} \quad (31)$$

$$c_{2u} = \frac{3,6 \cdot 9,81}{0,68 \cdot 10,19} = 4,8 \frac{м}{с}$$

$$\Delta w = \frac{\pi}{z} u_2 \left[\sin \beta_2 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \sin \beta_{1l} \right] \quad [21] \quad (32)$$

$$\Delta w = \frac{3,14}{8} \cdot 10,76 \cdot \left[\sin(15,3^\circ) - \left(\frac{0,03125}{0,0655}\right)^2 \sin(29,6^\circ) \right] = 0,98 \frac{м}{с}$$

31. Определим длину втулки, по формуле предложенной [4]:

$$l_{вт} = (1 \div 1,5) \cdot d_{вт}; \quad (33)$$

$$l_{вт} = (1 \div 1,5) \cdot 0,021 = 0,021 \div 0,031,5 \text{ м}$$

Принимаем длину втулки равной 25 мм.

32. Построим планы скоростей

План скоростей для входа потока в колесо:

$$c_0 = 1,1 \frac{м}{с};$$

$$c_{1m} = 1,24 \frac{м}{с};$$

$$u_1 = 4,76 \frac{м}{с};$$

$$\beta_1 = 14,6^\circ;$$

План скоростей для выхода потока из колеса :

$$c_{2m} = 1,15 \frac{M}{c};$$

$$u_2 = 10,19 \frac{M}{c};$$

$$\beta_2 = 15,3^\circ;$$

$$c_{2u} = 4,8 \frac{M}{c};$$

Полученные планы скоростей на входе и на выходе из рабочего колеса представлены на рис. 2 соответственно.

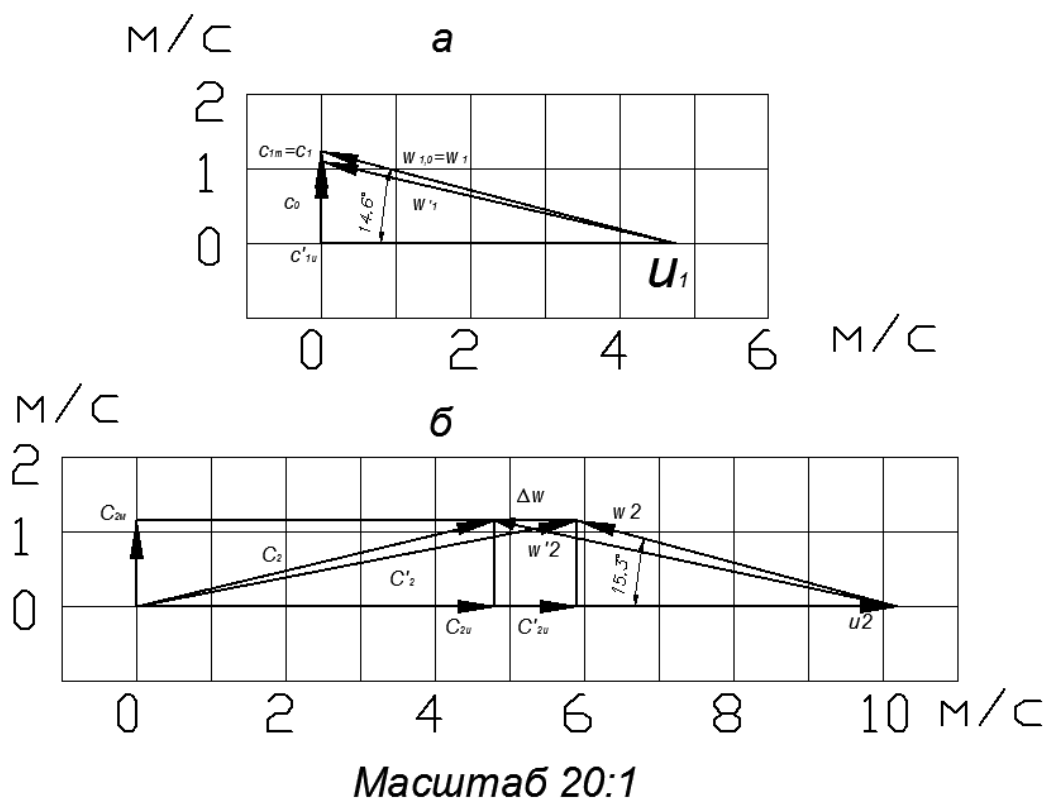


Рис. 2. а) план скоростей на входе в рабочее колесо

б) план скоростей на выходе из рабочего колеса

33. Построение средней линии сечения лопасти.

Построение средней линии сечения лопасти одной дугой круга производится в соответствии с методикой, изложенной в (рис. 3) [4].

Из расчета при вычерчивании рабочего колеса будут использоваться размеры, представленные в таблице 1.

Таблица 1

Сводная таблица результатов расчета

Диаметр вала	$d_B = 17 \text{ мм}$
Диаметр втулки	$d_{BT} = 21,0 \text{ мм}$
Диаметр входа в рабочее колесо	$D_0 = 30,0 \text{ мм}$
Наибольший диаметр входной кромки рабочего колеса	$D_{1_{\max}} = 32,50 \text{ мм}$
Наименьший диаметр входной кромки рабочего колеса	$D_{1_{\min}} = 30,0 \text{ мм}$
Ширина канала на входе в колесо	$b_1 = 4,0 \text{ мм}$
Входной угол лопасти	$\beta_{1/L} = 14,6^\circ$
Наружный диаметр ведомого диска рабочего колеса	$D_{2_{\max}} = 66,0 \text{ мм}$
Наружный диаметр ведущего диска рабочего колеса	$D_{2_{\min}} = 65,0 \text{ мм}$
Наружный диаметр рабочего колеса	$D_2 = 65,5 \text{ мм}$
Ширина канала на выходе из колеса	$b_2 = 4,0 \text{ мм}$
Выходной угол лопасти	$\beta_2 = 15,3^\circ$
Число лопастей	$z = 7$
Длина втулки	$l_{BT} = 25 \text{ мм}$
Толщина лопасти	$\varepsilon = 1,8 \text{ мм}$

Лопасты рабочего колеса имеют постоянную ширину.

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Агеев Ш.Р. Российские установки лопастных насосов для добычи нефти и их применение/ Агеев Ш.Р., Григорян Е.Е., Макиенко Г.П. – Пермь: ООО «Пресс-Мастер», 2007. – 645 с.

2. Чичеров Л.Г. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования/ Чичеров Л.Г., Молчанов В.Г., Рабинович А.М. Учебное пособие для вузов. – М.: Недра, 1987. – 422 с.

3. Богданов А.А. Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти/ Богданов А.А. //Расчет и конструкция. – М.: Недра, 1968. – 272 с.
4. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры/ Черкасский В.М. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.