



ИПМ им.М.В.Келдыша РАН • [Электронная библиотека](#)

[Препринты ИПМ](#) • [Препринт № 63 за 2016 г.](#)



ISSN 2071-2898 (Print)
ISSN 2071-2901 (Online)

**[Боровин Г.К.](#), Петров А.И.,
Протопопов А.А.**

Методика и алгоритм
определения основных
конструктивных параметров
малорасходного
центробежного насоса

Рекомендуемая форма библиографической ссылки: Боровин Г.К., Петров А.И., Протопопов А.А. Методика и алгоритм определения основных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса // Препринты ИПМ им. М.В.Келдыша. 2016. № 63. 16 с. doi:[10.20948/prepr-2016-63](https://doi.org/10.20948/prepr-2016-63)
URL: <http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2016-63>

**Ордена Ленина
ИНСТИТУТ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ
имени М.В.Келдыша
Российской академии наук**

Г.К. Боровин, А.И. Петров, А.А. Протопопов

**Методика и алгоритм определения
основных конструктивных параметров
малорасходного центробежного насоса**

Москва – 2016

Боровин Г.К., Петров А.И., Протопопов А.А.

Методика и алгоритм определения основных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса

В работе представлена методика и алгоритм определения основных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами. В изложенной методике учтены утечки рабочей жидкости в осевом зазоре насоса и гидравлические потери на входе в рабочее колесо и в отводе. Предложенная методика может быть использована при проектировании малорасходных центробежных насосов.

Работа выполнена при частичной поддержке грантами РФФИ 16-01-00521, РНФ 16-19-10705.

Ключевые слова: рабочее колесо, центробежный насос.

Borovin G.K., Petrov A.I., Protopopov A.A.

The technique and the algorithm of the determination of the main design parameters of the low mass centrifugal pump

The technique and the algorithm of determination of the main design parameters of the low mass flow rate centrifugal pump with semi-open impellers were presented in this paper. The leakage of the working fluid in the axial clearance of the pump and the hydraulic losses at the inlet to the impeller were taken into account in the above-mentioned method. The proposed method can be used for the design of the low mass centrifugal pumps.

This work was partially supported grants by RFBR 16-01-00521 and by RSF 16-19-10705.

Key words: impeller, rotary pump.

Введение

Малорасходные центробежные насосы применяются в ряде отраслей промышленности, таких как: космонавтика, авиация, робототехника, в электронной промышленности и ряде других. Они применяются в качестве источников питания различных циркуляционных систем, например, в составе систем терморегулирования, систем сбора конденсата, в экспериментальных установках различного назначения для подачи рабочей жидкости. Для малорасходных центробежных насосов обычно характерны гидравлические параметры: подача насоса от 0 до 20 л/мин, напор – от 0 до 25 м.

Принципиальная схема малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами представлена на рис.1. Малорасходный центробежный насос работает следующим образом: рабочая жидкость подводится со стороны всасывания по оси рабочего колеса, поступает на лопатки вращающегося рабочего колеса и под действием центробежных сил устремляется в отвод (на рисунке эта область между выходом из рабочего колеса и корпусом насоса, определяемыми диаметрами D_2 и D_3), откуда рабочая жидкость поступает на выход из насоса.

Большинство существующих методик расчета основных конструктивных параметров центробежных насосов, изложенных в литературе, например в ([1]-[7]), ориентируются на относительно большие значения подачи рабочей жидкости. Применение этих методик для малорасходных центробежных насосов может приводить к получению в расчетах увеличенных геометрических размеров проточной части насоса.

В предлагаемом алгоритме расчета эти погрешности в размерах проточной части получаются существенно ниже. Предложенный в работе

алгоритм может быть использован для практических расчетов при проектировании малорасходных центробежных насосов.

1. Постановка задачи

В качестве исходных данных для расчета центробежного насоса обычно задаются: частота вращения вала насоса, требуемый напор и подача насоса. При проектировании насоса необходимо определить основные конструктивные параметры рабочего колеса насоса, которыми являются диаметры входа и выхода жидкости из рабочего колеса, ширина рабочего колеса на входе и на выходе из рабочего колеса, углы установки лопастей на входе и на выходе из рабочего колеса, число лопастей рабочего колеса, толщина лопастей рабочего колеса, осевой зазор между рабочим колесом и стенками корпуса насоса (см. рис. 1).

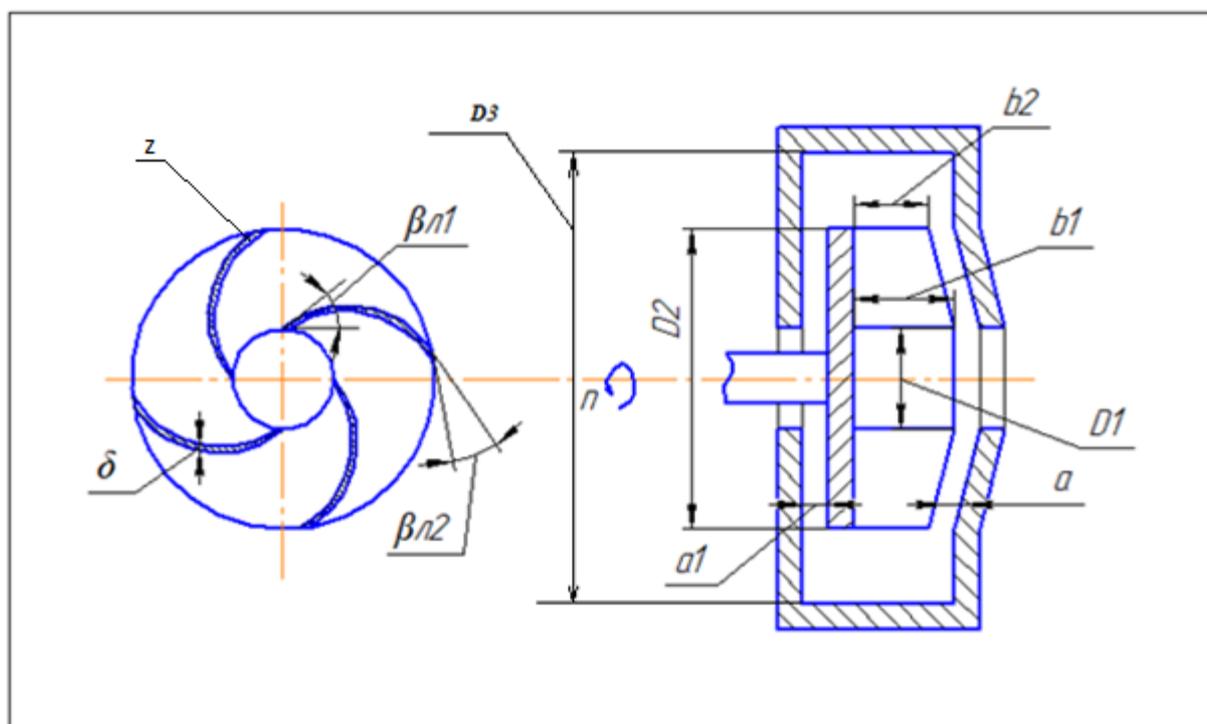


Рис. 1 Принципиальная схема центробежного насоса.

На рис.1 обозначены: диаметр входа D_1 и выхода D_2 жидкости из рабочего колеса, ширина рабочего колеса на входе b_1 и на выходе b_2 жидкости из рабочего колеса, углы установки лопастей на входе $\beta_{л1}$ и на выходе $\beta_{л2}$ жидкости из рабочего колеса, число лопастей рабочего колеса Z , толщина лопастей рабочего колеса δ , передний и задний осевые зазоры между рабочим колесом и стенками корпуса насоса a и a_1 , частота вращения рабочего колеса n , диаметр выхода из кольцевого отвода D_3 .

В работе рассматриваются два варианта конструкции центробежного насоса: со спиральным и кольцевым отводами.

Для нахождения наилучших конструктивных параметров насоса сначала определим их приближенно по одной из существующих методик ([1], [2], [3]). Затем используем полученные значения в уточненном алгоритме расчета, который будет изложен ниже.

2. Методика определения оптимальных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами

Для малорасходного центробежного насоса построим его прогнозную напорную характеристику, которая характеризует зависимость напора насоса от его подачи. Для построения прогнозной напорной характеристики малорасходного центробежного насоса воспользуемся формулой Эйлера для центробежных насосов [3]. С помощью этой формулы определим значение теоретического напора насоса H_T :

$$H_T(Q) = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y, \quad (1)$$

где y – поправка на конечное число лопастей, ψ – поправка на стеснение потока, U_2 и U_1 – окружные скорости рабочей жидкости на выходе и на входе из рабочего колеса.

Особенностью прогнозной напорной характеристики для малорасходных центробежных насосов с полуоткрытыми рабочими колесами является линейная зависимость напорной характеристики в широком диапазоне подач рабочей жидкости. Другой важной особенностью малорасходного центробежного насоса являются относительно большие перетечки в осевом зазоре между корпусом и открытой частью рабочего колеса.

Для оценки перетечек рабочей жидкости в переднем осевом зазоре воспользуемся следующей формулой:

$$Q_y \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0}, \quad (2)$$

где a – осевой зазор, μ – коэффициент расхода, H_0 – перепад напоров, при котором жидкость перетекает по осевому зазору и поступает на вход в рабочее колесо (соответствует напору при закрытой задвижке).

Потери в отводе будем учитывать с помощью коэффициента $K_{отв}$, определяемого экспериментальным способом:

$$H(Q) = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q + Q_y)}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y \cdot k_{отв}. \quad (3)$$

В предлагаемой методике учитывается влияние потерь $h_{вх}$ на входе в рабочее колесо, т.к. они существенно влияют на точность получаемых результатов. Указанные потери $h_{вх}$ пропорциональны квадрату скорости жидкости, поступающей на вход в рабочее колесо:

$$h_{\text{вх}} = \xi \cdot \left(\frac{4 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2, \quad (4)$$

где ξ – экспериментальный коэффициент потерь на входе в рабочее колесо. Таким образом, с учетом вышесказанного, выражение для напорной характеристики $H(Q)$ малорасходного центробежного насоса примет вид:

$$H(Q) = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q + Q_y)}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y \cdot k_{\text{отв}} - \xi \cdot \left(\frac{4 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_1^2} \right). \quad (5)$$

Прогнозная напорная характеристика малорасходного центробежного насоса представлена на рис.2. Под величиной H_0 понимается напор насоса при закрытой задвижке. С учетом линейности напорной характеристики максимальный КПД насоса будет при $Q=Q_{\text{max}}/2$, и поэтому именно это значение подачи насоса следует принимать за расчетное. Подаче $Q=Q_{\text{max}}/2$ соответствует значение напора насоса $H_0/2$.

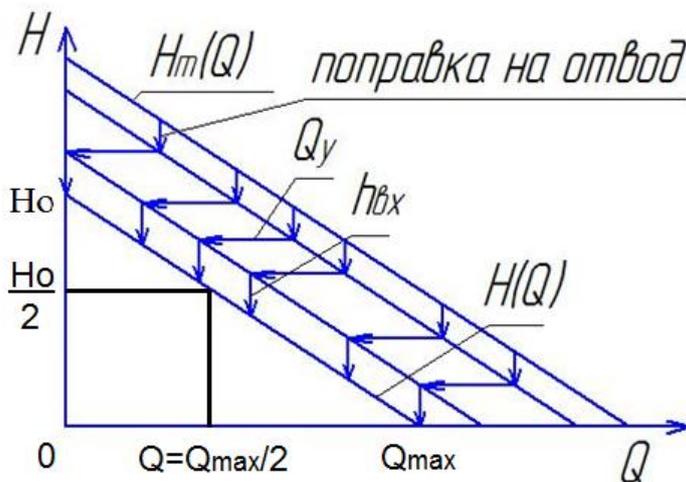


Рис.2 Прогнозная напорная характеристика малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами.

Для проведения расчета необходимо задаться значением осевого зазора a между корпусом и открытой частью рабочего колеса. Из [1], [2], [3] следует, что это значение следует выбирать как можно более малым с учетом реальных технологических возможностей производства. При этом необходимо задаться величиной ε_0 допустимого отклонения расчетного напора от реального напора при требуемой подаче рабочей жидкости.

Далее вычисляем значение поправки на конечное число лопастей y по формуле, приведенной в [1]:

$$y = 1 - \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z}. \quad (6)$$

От величины диаметра входа рабочей жидкости на рабочее колесо D_1 зависят многие конструктивные параметры (например, ширина рабочего колеса на входе b_1 и на выходе b_2) рабочего колеса малорасходного центробежного насоса. По этой причине значение этого диаметра должно быть получено с необходимой точностью. Для определения его воспользуемся уточненной формулой расчета.

В наибольшей степени размер диаметра входа рабочей жидкости на рабочее колесо D_1 влияет на напор, создаваемый центробежным насосом.

Для нахождения максимума напора насоса перепишем формулу (5) в зависимости от величины диаметра входа рабочей жидкости на рабочее колесо D_1 :

$$H(Q) = \left(\frac{U_2^2 - \omega^2 \cdot \left(\frac{D_1}{2}\right)^2}{g} - \frac{U_2 \cdot 4 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_2 \cdot D_1 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y \cdot k_{отв} - \xi \cdot \left(\frac{4 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2. \quad (7)$$

В малорасходных насосах в выражении $(Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})$ величиной подачи рабочей жидкости Q можно пренебречь, так как для насосов такого типа величина осевой перетечки рабочей жидкости многократно больше [1]. После необходимых преобразований выражения (7) получаем следующее выражение для производной $\frac{dH}{dD_1}$:

$$\frac{dH}{dD_1} = 64 \cdot \xi \cdot \frac{\mu^2 \cdot a^2 \cdot g \cdot H_0}{D_1^3} - y \cdot k_{\text{отв}} \cdot \frac{\omega^2 \cdot D_1}{2 \cdot g} . \quad (8)$$

Используя необходимое условие экстремума, находим уточненную формулу для диаметра входа рабочей жидкости на рабочее колесо D_1 :

$$D_1 = \sqrt[4]{\frac{128 \cdot \xi \cdot \mu^2 \cdot a^2 \cdot g^2 \cdot H_0}{y \cdot \omega^2 \cdot k_{\text{кол}}}} . \quad (9)$$

Далее, учитывая рекомендации [3], определим значения ширины рабочего колеса на его входе и на выходе b_1 и b_2 :

$$b_1 = \frac{D_1}{4} ; \quad (10)$$

$$b_2 = b_1 . \quad (11)$$

Угол установки лопастей на входе в рабочее колесо $\beta_{л1}$ вычисляется по формуле, приведенной в [3]. С учетом поправки на утечки рабочей жидкости в осевом зазоре насоса угол $\beta_{л1}$ вычислим с помощью формулы:

$$\beta_{л1} = i + \arctg \left(\frac{60 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi^2 \cdot D_1^2 \cdot b_1 \cdot n} \right) , \quad (12)$$

где i – угол атаки рабочей жидкости на входе.

Для определения уточненных значений диаметра выхода из рабочего колеса D_2 и угла установки лопастей на выходе из рабочего колеса $\beta_{л2}$ решим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} H_0 = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q_y)}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y \cdot k_{отв} - \xi \left(\frac{4 \cdot (Q_y)}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2; \\ H_H = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q + Q_y)}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y \cdot k_{отв} - \xi \left(\frac{4 \cdot (Q + Q_y)}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2; \end{cases} \quad (13)$$

где под Q_y понимается величина утечек, вычисленных по формуле (2).

Во второй строчке системы уравнений (13) напор принимается равным $H_0/2$ в силу того, что оптимальная подача насоса выбирается из середины диапазона подачи рабочей жидкости ($0 \dots Q_{max}$), то есть в данном случае принимаем $Q = Q_{max}/2$. А так как напорная характеристика малорасходного центробежного насоса линейна (см. рис.2), то величине подачи $Q = Q_{max}/2$ соответствует значение напора равное $H_0/2$.

Из системы уравнений (13) получаем уточненные значения D_2 и $\beta_{л2}$. Для нахождения оптимального числа лопастей рабочего колеса выразим формулу для напора H_T в зависимости от числа лопастей рабочего колеса z :

$$H_T = \frac{\omega}{g} \cdot \left(R_2^2 \cdot \left(1 - \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z} \right) \cdot \omega \cdot \frac{Q \cdot \cos(\beta_{л2}) \cdot R_2}{b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) - z \cdot \delta)} \right). \quad (14)$$

Для определения оптимального значения числа лопастей рабочего колеса z вычислим производную $H_T(z)$:

$$\frac{dH_T}{dz} = \frac{\omega}{g} \cdot \left(R_2^2 \cdot \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z^2} \cdot \omega - \frac{Q \cdot \cos(\beta_{л2}) \cdot R_2 \cdot \delta}{b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) - z \cdot \delta)^2} \right). \quad (15)$$

Приравняем производную $\frac{dH_T}{dz}$ нулю для нахождения экстремума:

$$\frac{\omega}{g} \cdot \left(R_2^2 \cdot \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z^2} \cdot \omega - \frac{Q \cdot \cos(\beta_{л2}) \cdot R_2 \cdot \delta}{b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) - z \cdot \delta)^2} \right) = 0. \quad (16)$$

Решив уравнение (16), получим значение оптимального числа лопастей рабочего колеса для малорасходного центробежного насоса $Z_{\text{опт}}$:

$$Z_{\text{опт}} = \begin{cases} \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}{1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} > 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}{-1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} < 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2})}{\delta \cdot 2}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} = 0 \end{cases} \quad (17)$$

Здесь под величиной расхода Q понимается величина расхода ($Q_{\text{н}} + Q_{\text{у}}$).

Далее уточняем значение поправки напора на конечное число лопастей по формуле (6) и затем вычисляем значение напора $H(Q)$ при подаче рабочей жидкости Q по формуле (5).

И, наконец, сравниваем полученное значение напора $H(Q)$ с требуемым исходным напором H по формуле (18):

$$\varepsilon = \left| \frac{H - H(Q)}{H} \right| \leq \varepsilon_0. \quad (18)$$

Если условие (18) не выполняется, то выполняем корректирующую итерацию вычисления конструктивных параметров насоса до выполнения этого условия.

3. Алгоритм определения оптимальных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами

Принципиальная блок-схема алгоритма изложенной методики представлена на рис. 3:

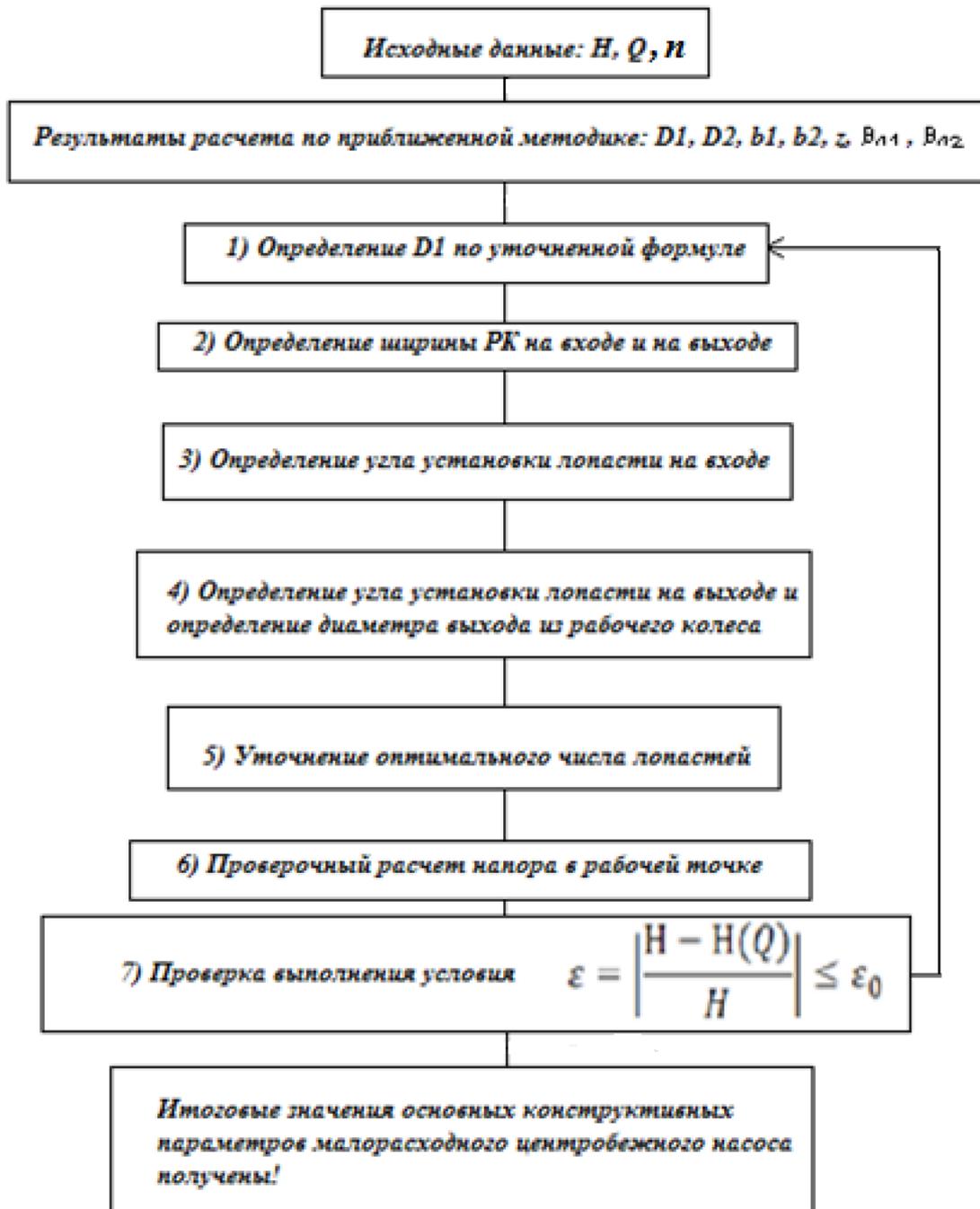


Рис. 3 Блок-схема алгоритма расчета основных конструктивных параметров малорасходного насоса.

Исходными данными для уточненного расчета основных конструктивных параметров насоса являются значения потребного напора насоса H , подачи насоса Q , частоты вращения вала центробежного малорасходного насоса n , а также начальные приближения конструктивных параметров, полученные по приближенной методике [1], [2], [3] расчета основных конструктивных параметров. При этом нужно задаться величиной допустимого отклонения ε_0 расчетного напора от требуемого при заданном расходе рабочей жидкости через рабочее колесо.

Дальнейший алгоритм расчета следующий.

По формулам (9)-(13), (17) вычисляются значения основных конструктивных параметров рабочего колеса малорасходного центробежного насоса. Затем выполняются расчет напора малорасходного центробежного насоса по формуле (5) и проверка удовлетворения его условию (18). Если этот напор насоса не удовлетворяет условию (18), то выполняются итерации по формулам (9)-(13), (17), (5) до выполнения условия (18).

В результате расчета по описанному алгоритму (см. блок-схему алгоритма (рис.3)) определяются значения основных конструктивных параметров рабочего колеса малорасходного центробежного насоса, соответствующие требуемым значениям расхода и напора насоса с достаточной точностью (при расходе рабочей жидкости Q отклонение напора насоса H от требуемого не должно превышать заданное значение ε_0).

Полученные таким образом значения основных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса соответствуют заданным требованиям по напору и подаче рабочей жидкости.

Заключение

В работе приведена разработанная методика определения основных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами, адаптированная к малым величинам подачи рабочей жидкости. В созданной математической модели, описывающей рабочий процесс в центробежном насосе, учитывались:

- потери напора на входе в рабочее колесо,
- перетечки рабочей жидкости в переднем осевом зазоре,
- потери напора в отводе насоса,
- стеснение потока на входе в рабочее колесо,
- поправка на конечное число лопастей рабочего колеса.

Новыми результатами, полученными в работе, являются:

- прогнозно-напорная характеристика центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами, адаптированная к малым величинам подачи;
- формула для нахождения оптимального числа лопастей рабочего колеса, полученная из условия максимума напора насоса;
- представление в виде обобщенных коэффициентов величин: перетечки рабочей жидкости в переднем осевом зазоре центробежного насоса и потерь напора на входе в рабочее колесо.

Предлагаемая методика достаточно проста в применении, не требует от проектировщика каких-либо специальных знаний в области гидродинамического моделирования и может быть использована в практической работе по проектированию малорасходных центробежных насосов с полуоткрытыми рабочими колесами.

Литература

1. Михайлов А.К., Малющенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение», 1977 – 288 с.
2. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М., «Машиностроение», 1966 – 354 с.
3. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
4. Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентрированном колесе методами гидродинамического моделирования. // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2014. № 9. С. 45-64
5. Ломакин В.О., Артемов А.В., Петров А.И. Определение влияния основных геометрических параметров отвода насоса НМ 10000-210 на его характеристики // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2012. № 8. С. 5.
6. Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса АХ 50-32-200 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. Спец. выпуск: Работы студентов и молодых ученых МГТУ им. Н. Э. Баумана. С. 6-9.
7. Ломакин В.О., Петров А.И., Щербачев П.С. Разработка бокового полуспирального подвода с увеличенным моментом скорости на входе в рабочее колесо. // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. Спец. выпуск: Работы студентов и молодых ученых МГТУ им. Н. Э. Баумана. С. 3-5.

Оглавление

Введение	3
1. Постановка задачи	4
2. Методика определения оптимальных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами.....	5
3. Алгоритм определения оптимальных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами.....	12
Заключение.....	14
Литература	15