

Evaluating Characteristic Curves of Submerged Pumps

Расчетная оценка характеристик центробежных погружных насосов

Sherstyuk A. N., Annikova Yu. N., Ermolaeva T. A.,
Matveenko Ya. V., Petrova S. V., Sitnikov A. I.

Шерстюк А. Н., Анникова Ю. Н., Ермолаева Т. А.,
Матвеевко Я. В., Петрова С. В., Ситников А. И.

When designing pump working elements, calculation of the future equipment's head-flow and energy characteristic curves becomes the subject of utmost concern. Today, a software package is available, which allows to model three-dimensional liquid and gas flows, and to represent the flows visually by means of computer graphics. Yet, at the initial stage that includes design process, it is unreasonable to make such calculations. Detailed calculations are made at the second stage with the purpose of checking the design calculations. They also allow evaluating a quality representation of liquid flow through the stage's channels and determining stagnant zones, as well as zones with separated and secondary flows, etc. A simple method for evaluation of pump stage's curve characteristics is described below. This method makes it possible to evaluate calculation data while designing a centrifugal impeller and guide vanes for a multi-stage centrifugal pump (Fig. 1). The reliability of design data is confirmed by their full conformity with empirical data.

As the problem was formulated, the afloat head-flow and energy curve characteristics of pump stage $H(Q)$, $\eta(Q)$ had

При проектировании рабочих органов насосов наибольший интерес вызывает определение расчетных напорно-энергетических характеристик будущей машины. На сегодняшний день существует программное обеспечение, предназначенное для моделирования трехмерных течений жидкости и газа, а также визуализации этих течений методами компьютерной графики. Однако на первом этапе, включающем в себя сам процесс проектирования, проведение расчетов МКЭ неоправданно. Подробные проверочные расчеты выполняются на втором этапе с целью уточнения результатов проектных расчетов, получения качественной картины течения жидкости в каналах ступени, определения застойных зон, областей с отрывными и вторичными течениями и т. д. Ниже предлагается простой расчетный метод определения характеристик ступеней насосов, позволяющий оценить результаты расчетов при проектировании рабочего колеса и направляющего аппарата многоступенчатого центробежного погружного насоса (рис. 1). Достоверность расчетных результатов подтверждается совпадением с результатами натурных экспериментов.

Задача ставится следующим образом: определить напорно-энергетические характеристики ступени насоса $H(Q)$, $\eta(Q)$ на воде при заданной скорости вращения n по параметрам работы на подаче Q_p , напоре H_p и КПД η_p .

Поскольку достоверность получаемых характеристик существенно зависит от принимаемого напора при нулевой подаче H_0 и максимальной подачи Q_m (при которой $H = 0$), остановимся подробнее на их определении. Разумеется, характеристики ряда испытанных ступеней позволяют выбрать близкие к требуемым значения H_0 и Q_m . Но так бывает не всегда.

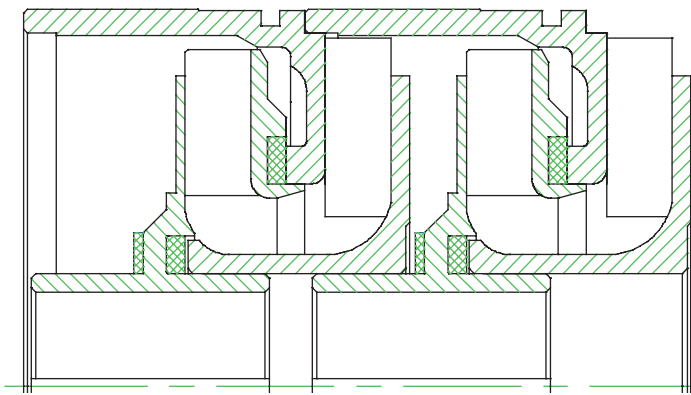
Напор H_0 можно оценить по коэффициенту

$$\overline{H_0} = \frac{H_0 \cdot g}{U_2^2}, \quad (|H| = m),$$

который у выполненных ступеней изменяется в сравнительно узких пределах:

$$\overline{H_0} = 0,42 \dots 0,48$$

- Fig. 1. Cross-sectional view of a submerged pump stage.
- Рис. 1. Продольный разрез ступени погружного насоса.



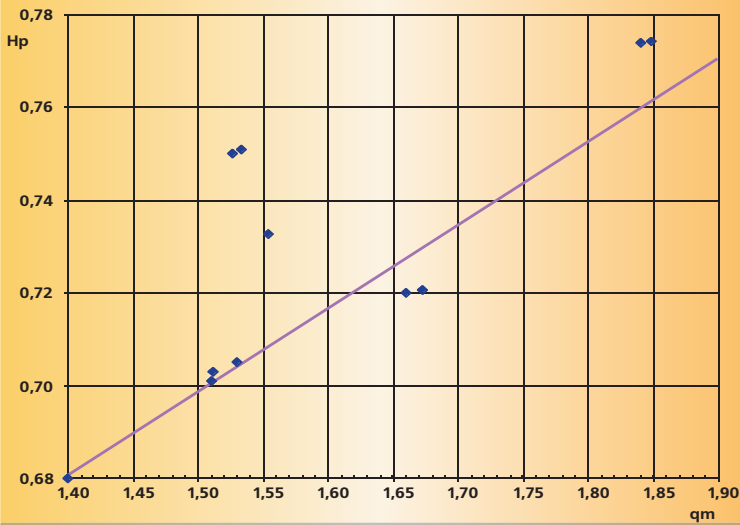
AUTHORS' BIOS:

Sherstyuk A. N., Ph.D in Engineering; Annikova Yu. N.;
Ermolaeva T. A.; Matveenko Ya. V.; Petrova S. V.; Sitnikov A. I. —
BORETS Limited Liability Production Company (TSRNO).

ОБ АВТОРАХ:

Шерстюк А. Н., д.т.н., Анникова Ю. Н., Ермолаева Т. А.,
Матвеевко Я. В., Петрова С. В., Ситников А. И. —
ООО «Производственная Компания „Борец“» (ЦРНО).

SOURCE: BORETS • ИСТОЧНИК: БОРЕЦ



● Fig. 2. H_p versus q_m curve $\frac{H_p}{H_o} = f(q_m)$
 ● Рис. 2. График зависимости $\frac{H_p}{H_o} = f(q_m)$

Меньшие значения $\overline{H_o}$ соответствуют ступеням габарита 5 (диаметр рабочего колеса $d_2 \approx 70$ mm при числе оборотов $n = 2\,900$ об/мин), большие – 5А ($d_2 \approx 80$ mm).

Таким образом, ориентировочно можно принимать:

$$H_o \approx \overline{H_o} \frac{U_2^2}{g} \quad (1).$$

Сложнее определить максимальный расход. Отношение

$$\frac{Q_{max}}{Q_p} = q_m$$

изменяется в весьма широких пределах: $q = 1,4 \dots 2$.

Анализ опытных данных позволил установить, что между

отношениями $\overline{H}_p = \frac{H_p}{H_o}$ и q_m

существует практически однозначная зависимость. Эта зависимость представлена в виде графика на рис. 2. Там же показаны точки построенные по значениям, полученным в результате натуральных экспериментов. Представленная зависимость (рис. 2) дает достаточную сходимость в диапазоне значений $1,4 < q_m < 1,85$.

После определения H_o и q_m , расчет характеристик $H(Q)$ (или $H(q)$) можно производить двумя путями. Во-первых, зависимость $H(q)$ можно представить в виде полинома третьей степени:

$$H = H_o + c_1 q + c_2 q^2 + c_3 q^3 \quad (2)$$

определив коэффициенты c_1, c_2 и c_3 из соответствующих граничных условий. Два граничных условия очевидны:

1. $q = 1; H = H_p$ ($Q = Q_p$)
2. $q = q_m; H = 0$

Третье условие получим из зависимости:

$$\left(\frac{\partial H}{\partial q} \right)_{q=1} = \lambda_1 \approx \frac{1}{2} \left(H_o - H_p + \frac{H_p}{q_m - 1} \right), \quad (3)$$

эта зависимость, как установлено авторами, неплохо согласуется с опытными данными.

Также, эта задача легко решается графически примерно с той же степенью точности. Иллюстрацией служит рис. 3. Точки А и С (соответствующие $q = 0$ и q_m) соединяются (прямыми) с точкой В характеристики $H(q)$, в которой $H = H_p$. Образующийся угол АВС делится пополам и проводится прямая ВД.

Участками характеристики АВ и АС служат дуги окружностей с центрами O_1 и O_2 , расположенными на прямой ВД.

Можно убедиться, что в основу графического построения характеристики $H(q)$ положена зависимость (3).

Сопоставление рассчитанных и опытных характеристик $H(q)$ графическим методом приведено на рис. 5, причем расчетные значения H_o и q_m (Q_{max}) взяты из опыта. Разумеется, степень отклонения расчетных характеристик от опытных возрастает при неточном определении H_o или q_m .

Иной подход выбран при расчете КПД. С целью увеличения точности расчета характеристика $\eta(q)$ разделена на два участка (рис. 4) с диапазонами коэффициентов подач:

1. $0 < q < 1$
2. $1 < q < q_m$ или $0 < x < 1$

Координата x во втором случае принята:

to be determined at the set rotation speed n , with operating water supply Q_p , pump head H_p and efficiency coefficient η_p .

Since the characteristics' adequacy depends significantly on the pump head under zero supply H_o and maximum supply Q_m (where $H = 0$), their evaluation may be considered in detail. Definitely, curve characteristics of several tested stages ensure selection of values, which are the most approximate to H_o and Q_m . Yet, this finding is not valid throughout.

The pump head H_o may be determined based on the head

$$\overline{H_o} = \frac{H_o \cdot g}{U_2^2}, \quad (|H| = m),$$

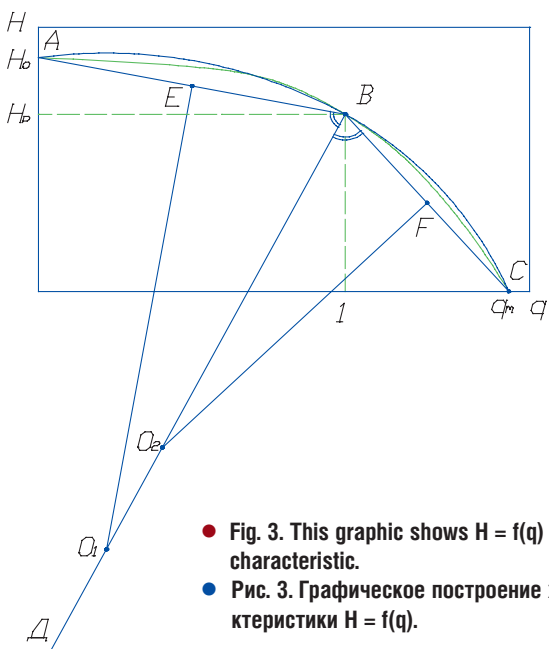
which varies from stage to stage within fairly narrow limits:

$$\overline{H_o} = 0.42 \dots 0.48$$

Smaller values $\overline{H_o}$ correspond to dimension 5 stages (centrifugal impeller's diameter $d_2 \approx 70$ mm at $n = 2,900$ rpm), and greater values correspond to 5А ($d_2 \approx 80$ mm).

Hence, the following may be provisionally accepted:

SOURCE: BORETS • ИСТОЧНИК: БОРЕЦ



● Fig. 3. This graphic shows $H = f(q)$ curve characteristic.
 ● Рис. 3. Графическое построение характеристики $H = f(q)$.

$$H_0 \approx \bar{H}_o \frac{U_2^2}{g} \quad (1)$$

It is more difficult to determine the maximum flow.

The equation $\frac{Q_{max}}{Q_p} = q_m$

varies over a wider range, where $q = 1.4...2$

Based on empirical analyzes, a unique

relation between $\frac{H_p}{H_o}$ and q_m was

established. A graph on Fig. 2 demonstrates this relation. Also, Fig. 2 provides symbolic representation of empirical data. The given relationship (Fig. 2) offers significant similarity of values within the $1.4 < q_m < 1.85$ range.

After H_0 and q_m have been evaluated, there are two possible ways to evaluate the $H(Q)$ (or $H(q)$) characteristic curves. First, $H(q)$ relation can be represented as the 3rd degree polynomial:

$$H = H_0 + c_1q + c_2q^2 + c_3q^3 \quad (2)$$

In this case, coefficients c_1, c_2 and c_3 will be derived from the boundary conditions. Two of these conditions are evident:

1. $q = 1; H = H_p (Q = Q_p)$
2. $q = q_m; H = 0$

The third condition is obtained from the equation:

$$\left(\frac{\partial H}{\partial q}\right)_{q=1} = \lambda_1 \approx \frac{1}{2} \left(H_o - H_p + \frac{H_p}{q_m - 1} \right), \quad (3)$$

According to this article authors, this relation conform to empirical data fairly well.

Also, the problem may be solved easily by means of graphs with almost the same accuracy (Fig. 3). Points A and C (corresponding to $q = 0$ and q_m) are connected (by straight lines) with point B of $H(q)$ curve, where $H = H_p$. The received angle ABC is bisected, and ВД line is drawn.

Circle arcs with O_1 and O_2 centers, placed on the ВД straight line, represent sectors of AB and AC curves.

It is obvious that the $H(q)$ curve's graphic plotting is based on the equation (3).

Fig. 5 shows a graphic correlation of design and empirical data for the $H(q)$ curve, where estimated values of H_0 and $q_m(Q_{max})$ are empirical.

Undoubtedly, the discrepancy between evaluated and empirical data increases with inaccurate H_0 or q_m

For the purposes of the efficiency coefficient evaluation, another method is used. To improve evaluation accuracy, the curve $\eta(q)$ is divided into two sectors (Fig. 4), with the following ranges for supply coefficients:

1. $0 < q < 1$
2. $1 < q < q_m$ или $0 < x < 1$

In the second case, the X-coordinate is accepted as:

$$x = \frac{q_m - q}{q_m - 1}$$

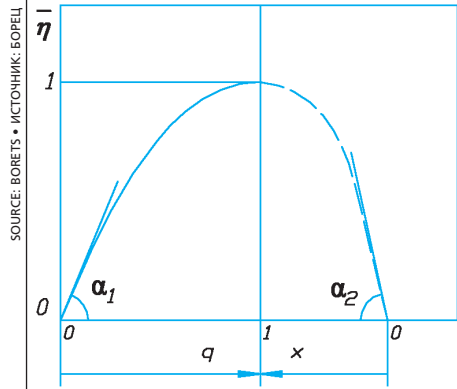


Fig. 4. Symbols used for curve evaluations. Рис. 4. Обозначения к расчету характеристик.

$$x = \frac{q_m - q}{q_m - 1}$$

Использование двух участков позволяет упростить зависимости, учитывающие необходимость учета различных углов наклона касательных к характеристикам в точках $q = 1$ и $q = q_m$ (рис. 4): $|\alpha_2| \neq \alpha_1$.

Согласно анализу опытных данных принято:

$$\left(\frac{d\bar{\eta}}{dq}\right)_{q=0} = q_m; \quad \left(\frac{d\bar{\eta}}{dq}\right)_{q=q_m} = -\frac{4}{q_m} \quad (4)$$

Заметим, что в предельном случае – при $q_m = 2$, обе зависимости дают очевидные значения производных: соответственно 2 и -2.

Дальнейшее решение задачи не вызывает затруднений и сведено в таблицу 1.

Зависимость между q и x :

$$q = q_m \cdot x(q_m - 1)$$

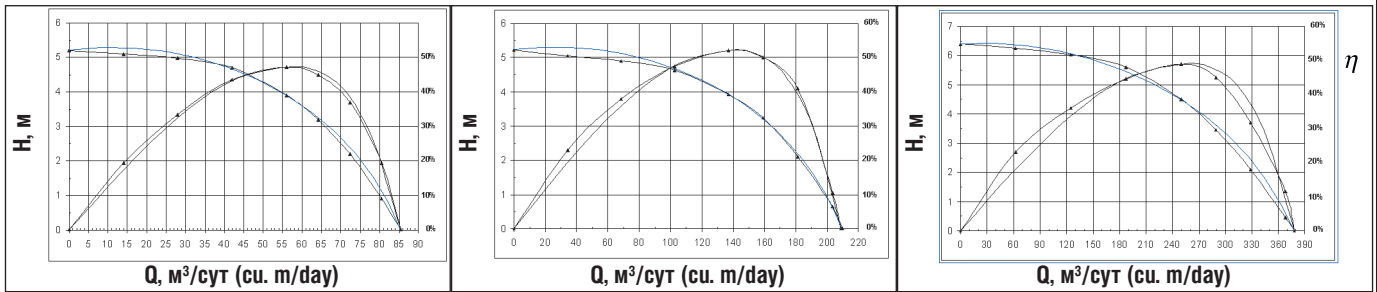
Сопоставление опытных и расчетных характеристик $\bar{\eta}(q)$ приведено на рис. 5.

Полученные результаты показали эффективность применения расчета напорно-энергетических показателей на первом этапе проектирования ступеней. Основные “ограничения” САЕ систем (Computer aided engineering) при использовании их в качестве инструмента исследований, проектирования, разработки и оптимизации для задач течения жидкости в рассмотренных конструкциях, связанные с недостатком вычислительных ресурсов локального ПК и необходимостью проведения расчетов на кластерных установках, решаются путем упрощения поставленной к решению задачи. Представленные способы расчета напорно-энергетических характеристик $H(Q), \eta(Q)$ позволяют с минимальными временными затратами, точнее – практически без них, получить с достаточной точностью характеристики новых разработок еще на этапе эскизного проектирования. 💧

● Table 1 ● Табл. 1		Relations for curve evaluations: Зависимости для расчета характеристик:	
Left-hand member / Левая часть, $0 < q < 1$		Right-hand member / Правая часть, $0 < x < 1$	
$\bar{\eta} = c_1q + c_2q^2 + c_3q^3$		$\bar{\eta} = a_1x + a_2x^2 + a_3x^3$	
Boundary conditions to determine c_1, c_2 and c_3 Граничные условия для определения c_1, c_2 и c_3		Boundary conditions to determine a_1, a_2 and a_3 Граничные условия для определения a_1, a_2 и a_3	
$q = 1; \quad \bar{\eta} = 1$		$x = 1; \quad \bar{\eta} = 1$	
$q = 1; \quad \frac{\partial \bar{\eta}}{\partial q} = 0$		$x = 1; \quad \frac{\partial \bar{\eta}}{\partial x} = 0$	
$q = 0; \quad \frac{\partial \bar{\eta}}{\partial q} = q_m$		$x = 0; \quad \frac{\partial \bar{\eta}}{\partial q} = -\frac{4}{q_m}$	
Formulas for coefficient evaluation		Формулы для определения коэффициентов	
$c_1 = q_m$ $c_2 = 3 - 2c_1$ $c_3 = 1 - c_1 - c_2$		$a_1 = 4/q_m (q_m - 1)$ $a_2 = 3 - 2a_1$ $a_3 = 1 - a_1 - a_2$	

SOURCE: BORETS • ИСТОЧНИК: БОРЕЦ

• Fig. 5. Empirical versus evaluated pump stage's curves at: $H_{op} = H_{o,on}$; $Q_{m,p} = Q_{m,on}$
 • Рис. 5 Расчетные и опытные характеристики ступеней насоса при условиях: $H_{op}=H_{o,on}$; $Q_{m,p}=Q_{m,on}$



—▲— - pump stage's empirical curves опытные характеристики ступеней насоса
 ——— - pump stage's evaluated curves расчетные характеристики ступеней насоса

The use of these two sectors allows to simplify formulas considering tangential angles versus curve properties in points $q = 1$ and $q = q_m$ (Fig. 4): $|\alpha_2| \neq \alpha_1$.

With reference to empirical data analysis, the following is accepted:

$$\left(\frac{d\bar{\eta}}{dq}\right)_{q=0} = q_m; \quad \left(\frac{d\bar{\eta}}{dq}\right)_{q=q_m} = -\frac{4}{q_m} \quad (4)$$

It should be noted that under boundary conditions, when $q_m = 2$, both characteristics offer evident derivative values: 2 and -2, accordingly.

Afterwards, the problem may be solved easily. The solution is summarized in Table 1.

The relationship between q and x : $q = q_m \cdot x^{(q_m-1)}$

Fig. 5 shows the relation between empirical and evaluated curves $\bar{\eta}(q)$.

The above results proved the efficiency of evaluation method as compared to the CFD (Computational Fluid Dynamics) method. Speaking of basic "limitations" of the CAE package, they refer to its use as a tool for research, design, development and optimization of liquid flow for pump types considered in this article (a six stage set comes up to nearly five million design volumes). These limitations result from insufficient computational capacity of a PC and the necessity to do calculations on clusters. Setting of a specific problem helps overcoming these difficulties. The offered methods for evaluation of pump head/energy characteristics $H(Q)$, $\eta(Q)$ allow to minimize and even eliminate time delays, and to evaluate new pump's characteristics with a specified degree of accuracy at the pre-design stage. ●

БОРЕЦ
ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ КОМПАНИЯ

ЗАВОД "БОРЕЦ"
70 ЛЕТ

**НАМ ПОКОРИЛОСЬ ВРЕМЯ...
НАМ ПОКОРЯЮТСЯ ПРОСТОРЫ...**

127018, Россия, г. Москва, ул. Складочная, д.6, стр.4
 Тел./факс: +7 (495) 363-9750, 363-9759
 e-mail: information@borets.ru
 www.borets.ru

Oil & Gas Eurasia
 Нефть и Газ Евразия