

*Елин Александр Валерьевич*¹
elin@hms.ru

¹ООО «УК «Группа ГМС», Россия, г. Москва

ОЦЕНКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА В СОСТАВЕ ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА

Аннотация. В статье рассмотрен подход к оценке энергоэффективности центробежного насоса, разрабатываемого в качестве одной из базовых машин в составе типоразмерного ряда. Предложен усреднённый показатель коэффициента полезного действия центробежного насоса, учитывающий возможные ограничения со стороны потребителя на выбор диаметра рабочего колеса насоса, а также на соотношение между расчётной и оптимальной подачей насоса.

Ключевые слова: центробежный, насос, типоразмер, КПД, подрезка, подача.

*Yelin Alexander*¹
elin@hms.ru

¹HMS Group Management Company LCC, Russia, Moscow

EVALUATION OF THE EFFICIENCY OF CENTRIFUGAL PUMP AS A PART OF THE RANGE CHART

Abstract. The article discusses the approach to assessing the efficiency of a centrifugal pump, developed as one of the basic machines in the range chart. An average efficiency indicator of a centrifugal pump is proposed, taking into account possible restrictions on the part of the consumer on the choice of the diameter of pump impeller, as well as on the ratio between the rated and best efficiency pump flow.

Keywords: centrifugal, pump, range, chart, efficiency, impeller, trimming.

В настоящее время наиболее прогрессивным подходом при конструировании новой насосной техники, не относящейся к уни-

кальной, является разработка базовых насосов в рамках единого типоразмерного ряда [1]. При этом подрезка рабочего колеса используется в качестве основного способа изменения напорной характеристики центробежного насоса внутри его индивидуального поля $Q-H$ в координатах «подача Q – напор H » от верхней до нижней границы, фактически представляя собой основополагающий механизм формирования сводного поля $Q-H$ всего типоразмерного ряда [2].

В общем случае для каждого из возможных сочетаний значений подачи и напора внутри индивидуального поля $Q-H$ базовой машины вероятность возникновения на практике потребности в насосе именно с такими расчётными параметрами одинаковая. Ввиду этого оценка экономичности проточной части базового насоса исключительно по величине его максимального коэффициента полезного действия (КПД) при исходном, не подрезанном по наружному диаметру рабочем колесе является недостаточно индикативной. Более корректным представляется оценивать энергоэффективность базового насоса в составе типоразмерного ряда значением КПД насоса $\bar{\eta}$, усреднённым по всей площади его индивидуального поля $Q-H$ с учётом фактического характера изменения экономичности насоса от подачи, а также от глубины подрезки рабочего колеса по формуле:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{D_{2\max} - D_{2\min}} \times \int_{D_{2\min}}^{D_{2\max}} dD_2^i \times \frac{1}{Q_{\max}^i - Q_{\min}^i} \times \int_{Q_{\min}^i}^{Q_{\max}^i} (D_2^i, Q^i) \times dQ^i, \quad (1)$$

где $D_{2\max}$ – максимальный (исходный) наружный диаметр рабочего колеса базового насоса, м, $D_{2\min}$ – минимальный наружный диаметр рабочего колеса базового насоса, допускаемый производителем, м, i – порядковый номер подрезки рабочего колеса базового насоса по наружному диаметру, Q_{\max}^i – максимальная подача допускаемого интервала подач базового насоса с i -й подрезкой рабочего колеса, м³/ч, Q_{\min}^i – минимальная подача допускаемого интервала подач базового насоса с i -й подрезкой рабочего колеса, м³/ч, $\eta(D_2^i, Q^i)$ – зависимость КПД базового насоса от глубины подрезки рабочего колеса по наружному диаметру и подачи.

Значения всех параметров, входящих в формулу (1), могут быть сняты с энергетической характеристики базового насоса, которая приводится его предприятием-изготовителем в техническом каталоге на весь типоразмерный ряд. В частности, для консольного центробежного насоса с однопоточным рабочим колесом, энергетические характеристики которого приведены на рисунке 1, значение усреднённого показателя энергоэффективности рассчитанное по формуле (1), составляет 67,8 %. Очевидно, что точность оценки величины η будет зависеть от количества подрезок рабочего колеса базового насоса, которые представлены на его каталожной характеристике.

Использование предложенного усреднённого показателя КПД базового насоса становится наиболее актуальным в тех случаях, когда заказчик насосного оборудования накладывает исходные ограничения на пределы определенных интегралов, используемых в формуле (1).

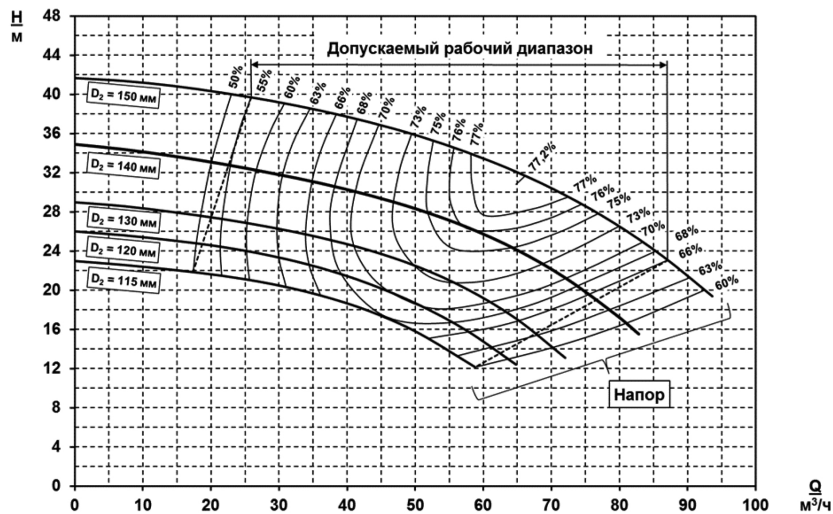


Рис. 1. Пример энергетических характеристик базового центробежного насоса, приводимых в техническом каталоге на типоразмерный ряд

В практике отечественного насосостроения традиционным является подход к выбору проточной части центробежного насоса, при котором величина наружного диаметра его рабочего колеса определяется самим разработчиком насоса [3]. В тоже время зарубежные инженеринговые компании при разработке исходных требований на поставку нового насосного оборудования могут накладывать существенные ограничения на выбор расчётного диаметра рабочего колеса насоса. В первую очередь, с этим сталкиваются те из российских насосопроизводителей, которые участвуют в конкурсах на поставку оборудования по проектам, реализуемым на территории Российской Федерации иностранными ЕРС-компаниями, либо работают на экспорт. В одних случаях опросные листы на подбор насосных агрегатов содержат ограничения по расчётному диаметру рабочего колеса в виде:

$$1,05 \times D_{2\min} \leq D_{2\text{расч}} \leq 0,95 \times D_{2\max}, \quad (2)$$

где $D_{2\text{расч}}$ – расчётный наружный диаметр подрезанного рабочего колеса, мм.

В других случаях изначально требуется иметь запас по расчётному диаметру рабочего колеса $\Delta D_{2\text{расч}} = D_{2\max} - D_{2\text{расч}}$, который позволяет при необходимости увеличить напор насоса в расчётной точке не менее чем на 10 % за счёт уменьшения глубины подрезки рабочего колеса.

По своей сути рассмотренные ограничения на выбор расчётного диаметра рабочего колеса представляют собой более жёсткую трактовку пункта 6.1.4 ГОСТ 32601-2013 о запасе по напору насоса в расчётной точке не менее 5 % [4], фактически являясь своего рода подстраховкой со стороны заказчика и проектировщика от возможных ошибок при определении требуемых параметров насоса на этапе составления опросного листа. Платой за это выступает изначально занижение КПД насоса в расчётном режиме по сравнению с максимально достижимым значением при использовании данной проточной части.

В свою очередь пункт 6.1.12 ГОСТ 32601-2013 содержит пример ограничения, накладываемого на местоположение расчётной

подачи центробежного насоса относительно её оптимального значения, в виде [4]:

$$0,8 \times Q_{BEP} \leq Q_{расч} \leq 1,1 \times Q_{BEP}, \quad (3)$$

где Q_{BEP} – оптимальная подача насоса, соответствующая режиму его максимального КПД, м³/ч, $Q_{расч}$ – расчётная подача насоса, м³/ч.

С учётом ограничений (2) и (3) формула (1) принимает вид:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{0,95 \times D_{2max} - 1,05 \times D_{2min}} \times \int_{1,05 \times D_{2min}}^{0,95 \times D_{2max}} dD_2^i \times \frac{1}{0,3 \times Q_{BEP}^i} \times \int_{0,8 \times Q_{BEP}^i}^{1,1 \times Q_{BEP}^i} \eta(D_2^i, Q^i) \times dQ^i, \quad (4)$$

Усреднённый показатель энергоэффективности, рассчитываемый по формуле (4), может быть рекомендован к использованию в качестве одного из критериев отбора лучшего из нескольких альтернативных вариантов проточной части базового насоса при создании нового типоразмерного ряда в соответствии с ГОСТ 32601-2013.

Список литературы

1. **Елин А. В., Твердохлеб И. Б.** Методология формирования типоразмерных рядов центробежных насосов Группы ГМС // Инженерный сетевой журнал «Гидравлика». – 2017. – № 4. – Режим доступа: <http://hydrojournal.ru/item/70-metodologiya-formirovaniya-tiporazmernykh-ryadov-tsentrobeznykh-nasosov-gruppy-gms.pdf>.
2. **Елин А. В.** Влияние глубокой подрезки рабочего колеса по наружному диаметру на характеристики центробежного насоса // Инженерный сетевой журнал «Гидравлика». – 2020. – № 10. – Режим доступа: <http://hydrojournal.ru/item/125-vliyanie-glubokoj-podrezki-rabochego-kolesa-po-naruzhnomu-diametru-na-kharakteristiki-tsentrobezhnogo-nasosa.pdf>.
3. **Михайлов А. К., Малюшенко В. В.** Лопастные насосы. Теория, расчет, конструирование. – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.
4. ГОСТ 32601-2013 (ИСО 13709:2009). Насосы центробежные для нефтяной, нефтехимической и газовой промышленности. Общие технические требования. Введ. 2013-12-27. – М. : Стандартинформ, 2014. – 299 с.