

Экспериментальный поиск оптимального числа лопаток рабочего колеса центробежного насоса

12, декабрь 2014

Протопопов А. А., Боровин Г. К.

УДК: 62-253.5

Россия, ИПМ им. М.В. Келдыша РАН

proforg6@yandex.ru

Для осуществления экспериментального поиска оптимального числа лопастей рабочего колеса был изготовлен экспериментальный насос с возможностью частотного регулирования, одноступенчатый, с кольцевым отводом. На вал этого насоса попеременно надевались рабочие колеса с 3, 4, 5 лопатками и снимались характеристики насоса для их дальнейшего сравнения. Так как эксперимент удалось провести при различных частотах, то был осуществлен пересчет характеристик насоса к одной частоте по методике [3]. Форма лопаток при этом была неизменна и была посчитана по методикам, изложенным в [1], [2]. Чтобы исключить возможное влияние кавитации эксперимент проводился с подпором на входе. Схема испытаний насоса представлена на рис. 1

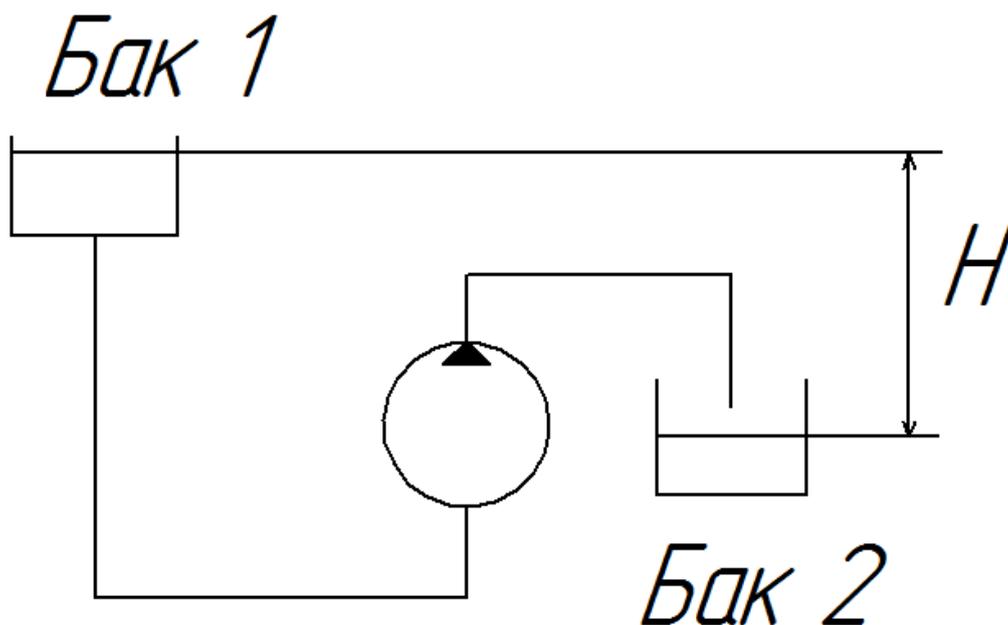


Рис. 1. Схема испытаний насоса. Бак 1 находится выше бака 2, т.е. полученный напор будет отрицательным.

Характеристика центробежного насоса в осях напор (Н) – расход (Q) представляет собой параболу. Следовательно, для получения характеристики насоса необходимо измерить расход при трех различных значениях напора. Чтобы учесть суммарное влияние гидравлического сопротивления трубопровода измеряется расход жидкости при различных значениях напора при выключенном насосе. Двигатель насоса постоянного тока, обмотки независимого возбуждения, частота вращения двигателя прямо пропорциональна напряжению на обмотках двигателя, таким образом, измеряя напряжение на обмотках можно вычислить частоту вращения вала насоса.

Следует отметить, что данное исследование проводилось с целью проверить правильность формулы для оптимального числа лопастей:

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

где D_2 – диаметр на выходе из рабочего колеса, $\beta_{л2}$ – угол установки лопастей на выходе, b_2 – ширина лопасти на выходе из рабочего колеса, ω – угловая частота вращения вала насоса, Q – расход жидкости, δ – толщина лопатки.

Если подставить все значения экспериментального насоса в формулу (1), то получается

$$Z_{\text{опт}} = 4 \quad (2)$$

Сравним с результатами эксперимента.

Результаты измерения при 4-х лопатках на рабочем колесе приведены в таблице 1:

Таблица 1 Результаты измерений параметров насоса с рабочим колесом с 4-ми лопатками.

№	Н, м	U, В	I, А	t, с	m, кг
1	0,4	-	-	30	0,48
2	0,4	22,7	0,8	20	0,8
3	0,3	22,7	0,8	60	1,15
4	0,2	22,7	0,8	60	1,01

Результаты измерения при 3-х лопатках на рабочем колесе приведены в таблице 2:

Таблица 2 Результаты измерений параметров насоса с рабочим колесом с 3-ми лопатками.

№	H, м	U, В	I, А	t, с	m, кг
1	0,3	12,1	0,4	30	0,42
2	0,3	-	-	30	0,35
3	0,4	6	0,25	30	0,8
4	0,15	6	0,23	30	0,18

Результаты измерения при 5-х лопатках на рабочем колесе приведены в таблице 3:

Таблица 3 Результаты измерений параметров насоса с рабочим колесом с 5-ми лопатками.

№	H, м	U, В	I, А	t, с	m, кг
1	0,4	-	-	30	0,7
2	0,4	22,6	0,77	30	0,52
3	0,3	22,5	0,6	30	0,5
4	0,15	22,5	0,6	60	0,58

Полученные характеристики трубопроводов представлены на рис. 2:

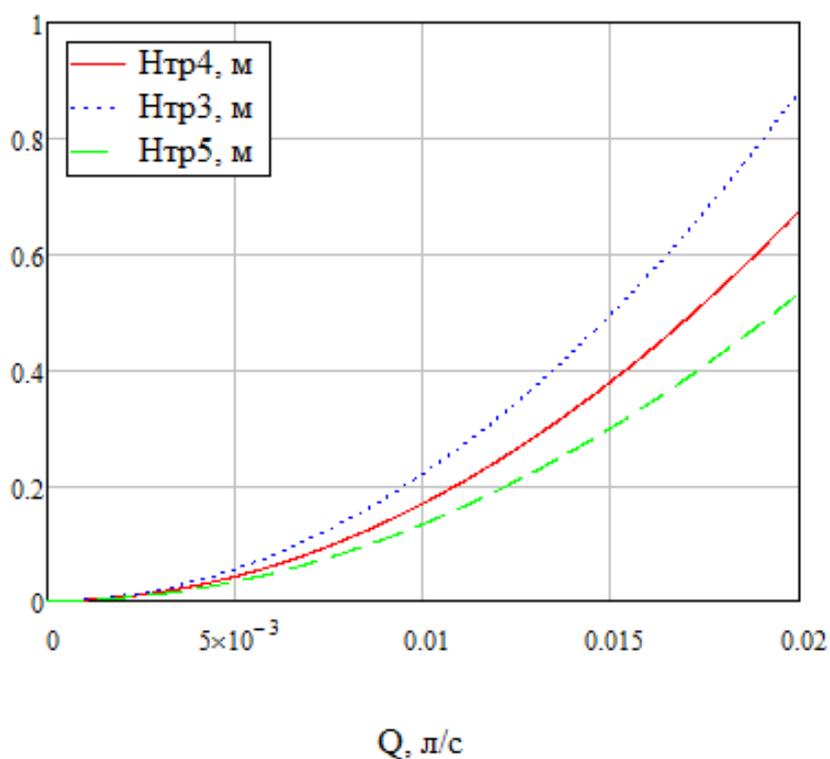


Рис. 2 Характеристики трубопроводов.

После обработки экспериментальных данных, исключения пробойных точек, приведения к одинаковой частоте получены следующие характеристики:

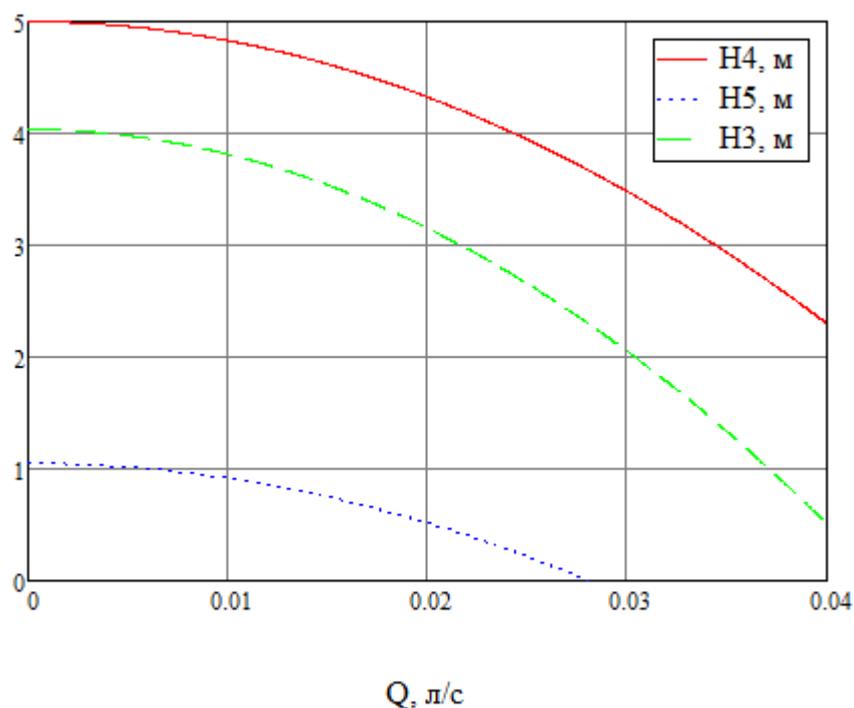


Рис. 3 Характеристики насоса при различном числе лопаток рабочего колеса.

Наибольший напор создает рабочее колесо с 4-мя лопатками, что согласуется с формулой (2).

Таким образом, данная эксперимент подтверждает правильность формулы (1) для оптимального числа лопаток рабочего колеса центробежного насоса.

Список литературы

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. 364 с.
3. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергоатомиздат, 1984. 416 с.