

УДК 62-253.5

## Исследование зависимости момента на валу от рабочих характеристик малорасходного центробежного насоса

*Протопопов А. А., аспирант  
Россия, 125047, г. Москва, ИПМ им. М.В. Келдыша РАН,  
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

*Абдрахманова Ж.С., студент  
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,  
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

*Яворовский Е.А., студент  
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,  
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

*Научный руководитель: Петров А.И., к.т.н.,  
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,  
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»  
[bauman@bmstu.ru](mailto:bauman@bmstu.ru)*

В ряде отраслей промышленности находит свое применение малорасходные центробежные насосы. В литературе [1], [2], [3], [4] широко описаны методики расчета центробежных насосов. Однако нет достаточного количества данных по возможным поправкам, возникающим при малых величинах подачи насоса. С целью получения большего объема сведений по расчету и проектированию малорасходных насосов была проведена серия экспериментов, преследовавших следующую цель – поиск взаимосвязи момента на валу с рабочими характеристиками насоса. Результаты этих экспериментов представлены в таблицах 1, 2, 3, 4:

*Таблица 1*

Испытания центробежного насоса с рабочим колесом с 5-ю лопатками при напряжении  $U = 23$  В

№	U, В	I, А	P <sub>1</sub> , КПа	P <sub>2</sub> , КПа	Q, л/мин
1	22,5	1,85	1,5	26	1,98
2	23	1,82	3	27	1,96
3	23,1	1,81	5	27	1,88

4	23,4	1,81	8	28	1,79
5	23,4	1,81	12	29	1,65
6	23,4	1,81	17,5	30	1,41
7	22,3	1,90	20	31	1,33
8	23,2	1,80	29	34	0,89
9	23,4	1,79	34	36	0,57
10	23,4	1,77	38,5	38,5	0

Таблица 2

Испытания центробежного насоса с рабочим колесом с 5-ю лопатками при напряжении

U = 18 В

№	U, В	I, А	P <sub>1</sub> , КПа	P <sub>2</sub> , КПа	Q, л/мин
1	18,3	1,39	1,5	20	1,72
2	18,4	1,36	3	21	1,7
3	18,4	1,35	5	21	1,6
4	18,4	1,34	8	21	1,44
5	18,4	1,34	11	22	1,33
6	18,4	1,34	13	22	1,2
7	18,4	1,33	15	23	1,13
8	18,4	1,33	20	25	0,89
9	18,4	1,33	25	26	0,4
10	18,4	1,32	28	28	0

Таблица 3

Испытания центробежного насоса с рабочим колесом с 5-ю лопатками при напряжении

U = 12 В

№	U, В	I, А	P <sub>1</sub> , КПа	P <sub>2</sub> , КПа	Q, л/мин
1	12,8	0,91	1,5	11	1,23
2	12,8	0,91	3	11	1,13
3	12,8	0,91	4	11,5	1,1
4	12,8	0,91	6	12	0,98
5	12,8	0,90	8	13	0,89
6	12,8	0,89	10	14	0,8

7	12,8	0,89	12	14	0,57
8	12,8	0,89	14	15	0,4
9	12,8	0,89	15,5	16	0,28
10	12,8	0,89	16,5	16,5	0

Таблица 4

Испытания центробежного насоса с рабочим колесом с 5-ю лопатками при напряжении  $U = 9 \text{ В}$

№	U, В	I, А	P <sub>1</sub> , КПа	P <sub>2</sub> , КПа	Q, л/мин
1	9,6	0,65	1,5	7	0,94
2	9,6	0,65	3	7	0,8
3	9,6	0,65	4	7,5	0,75
4	9,6	0,65	5	8	0,69
5	9,6	0,65	6	8	0,57
6	9,6	0,64	7	8	0,4
7	9,6	0,64	8	8,5	0,28
8	9,6	0,64	9	9	0
9	9,6	0,64	10	10	0
10	9,6	0,64	10,5	10,5	0

По четырем таблицам построен следующий график:

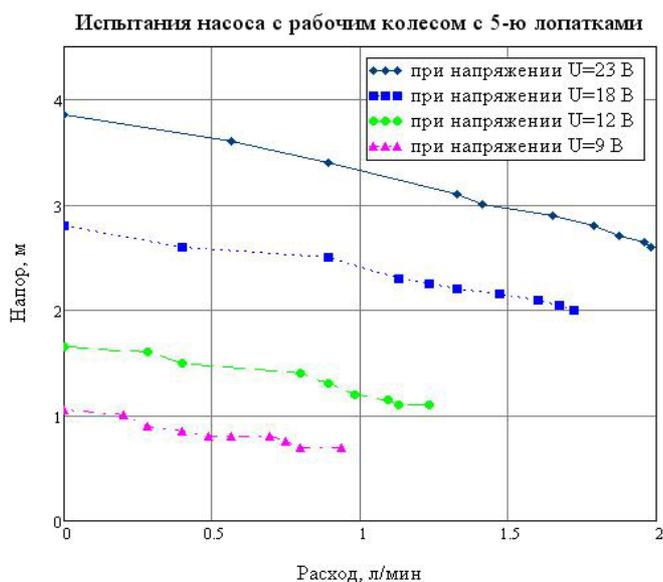


Рис. 1. Результаты испытаний

Из рис.1 видно, что характеристики центробежного насоса приблизительно линейны. Как показывают проведенные эксперименты, произведение  $U \cdot I$  в большинстве случаев примерно постоянны, что означает постоянство затрачиваемой мощности. Таким образом, наибольший КПД насоса будет приходиться на максимум произведения перепада давления и расхода. Значение расхода в этой точке целесообразно принимать за номинальную подачу насоса. Найдем эту точку. Для этого запишем напор как функцию от расхода:

$$H(Q) = H_0 - k \cdot Q, \quad (1)$$

где  $H_0$  – максимальный напор насоса,  $k$  – коэффициент наклона расходно-перепадной характеристики. Тогда полезная мощность представляет собой следующую величину:

$$N_{\text{пол}} = (H_0 - k \cdot Q) \cdot Q \cdot \rho \cdot g \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости. Вычислим производную по расходу от формулы (2):

$$\frac{dN_{\text{пол}}}{dQ} = (H_0 - 2 \cdot k \cdot Q_{\text{опт}}) \rho \cdot g = 0 \quad \Rightarrow \quad \begin{cases} Q_{\text{опт}} = \frac{H_0}{2 \cdot k} \\ H_{\text{опт}} = \frac{H_0}{2} \end{cases} \quad (3)$$

Иными словами, в малорасходных центробежных насосах оптимальный напор равен половине максимального напора.

Отсюда следует, что достаточно установить взаимосвязь момента на валу центробежного насоса и максимального напора насоса, чтобы определить величину момента, так как в малорасходных центробежных насосах номинальный и максимальный напоры линейно зависимы.

В рассматриваемом эксперименте применялся электродвигатель постоянного тока с обмотками независимого возбуждения, моментно-механическая характеристика которого описывается следующими формулами:

$$n = 915 \cdot U - 3,3 \cdot 10^5 \cdot M \quad (4)$$

$$n = 915 \cdot U - 3,62 \cdot 10^3 \cdot I + 760, \quad (5)$$

где  $U$  – напряжение на обмотках электродвигателя,  $I$  – ток на обмотках электродвигателя.

Из формул (4) и (5) очевидна следующая формула:

$$M = \frac{3,62 \cdot 10^3 \cdot I - 760}{3,3 \cdot 10^5}. \quad (6)$$

Таким образом, мы можем получить следующую таблицу:

## Экспериментальные точки

М, Н м	0,017	0,012	0,00746	0,00472
Н <sub>0</sub> , м	3,85	2,8	1,65	1,05

С целью определить характер зависимости момента от максимального напора будем осуществлять поиск этой функциональной зависимости в виде:

$$M(H_0) = \alpha \cdot H_0^\beta. \quad (7)$$

Это удалось сделать  $\alpha=0,0045$ ,  $\beta=0,986$ . Результат аппроксимации представлен на рис. 2:

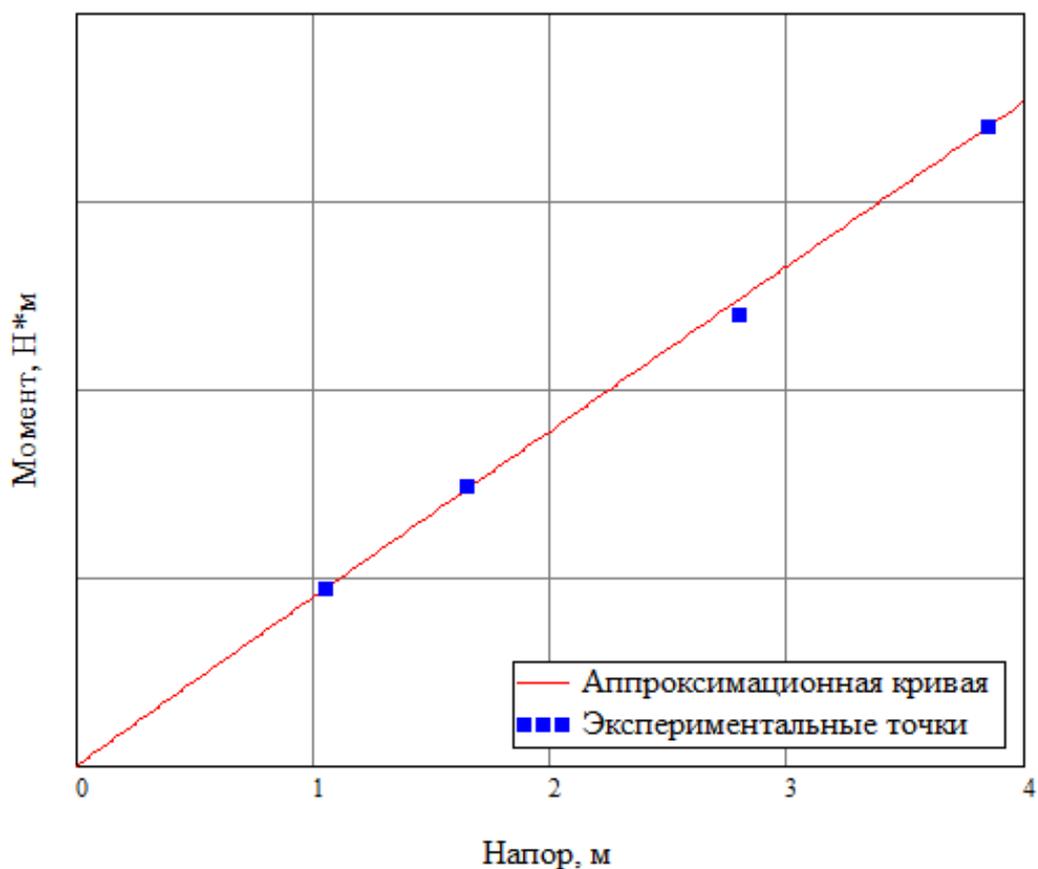


Рис. 2. График зависимости момента на валу от напора

Таким образом, удастся сделать вывод о линейной зависимости момента на валу от максимального и номинального напоров в малорасходных центробежных насосах.

## Список литературы

1. Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентрированном колесе методами гидродинамического моделирования // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 9. DOI: [10.7463/0914.0725724](https://doi.org/10.7463/0914.0725724).
2. 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. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 8. DOI: [10.7463/0812.0445666](https://doi.org/10.7463/0812.0445666).
3. 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.
4. 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.