

УДК 625

М.В. Найда (аспірант),  
Ю.Я. Ткачук (канд. техн. наук, доц.),  
Сумський державний університет

## АНАЛИТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ЧИСЛА ЛОПАСТЕЙ НА ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ НАПОР ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

*В работе проведен анализ аналитических зависимостей влияния числа лопастей на величину теоретического напора. Предложена аналитическая зависимость угла  $\beta_2$  и числа лопастей  $z$  от коэффициента быстроходности  $n_s$ . Предложена последовательность графического определения коэффициента  $\mu$ .*

**Ключевые слова:** аналитическая зависимость, число лопастей, теоретический напор, коэффициент быстроходности, график, центробежный насос, метод.

### *Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.*

Малогабаритные и энергетические характеристики центробежного насоса в значительной степени зависят от выбора оптимальных значений числа лопастей  $z$ . Выбор числа лопастей необходимо проводить так, чтобы обеспечить максимальный КПД рабочего колеса. Если число лопастей выбран слишком малым, то появляются вихревые области (зоны отрыва потока) в междулопастных каналах, а это является дополнительным источником потерь. Слишком большое количество лопастей также вызывает увеличение потерь вследствие увеличения поверхности трения.

Экспериментальная проверка теории бесконечного числа лопастей показывает, что  $H_T$  меньше  $H_{T\infty}$ . Причиной этого является неравномерное распределение скоростей по кругу в канале между лопастями колеса, связанное с работой лопасти и находится в противоречии с отправной гипотезной теорией бесконечного числа лопастей. Первые исследования на эту тему были опубликованы К.Пфлейдерером [1] еще в начале прошедшего века. Было предложено использовать безразмерный коэффициент  $\mu < 1$ , который учитывает влияние  $z$  на величину теоретического напора  $H_T$  реальной ступени центробежного насоса.

Однако, “поправка Пфлейдерера” оказалась не универсальной, а зависящая от индивидуальных особенностей конструкции насоса.

Теоретические и экспериментальные исследования влияния числа лопастей динамических машин, как насосов так и компрессоров, посвящено достаточно много работ [2-4].

Некоторым из исследователей удалось для конкретных конструкций получить теоретические зависимости хорошо подтверждаемые экспериментальной проверкой (например Руднев С.С.).

#### *Анализ исследований и публикаций.*

В настоящее время существует достаточно аналитических зависимостей влияния числа лопастей на величину напора. Каждый автор предоставляет собственные рекомендации для определения числа лопастей и поправки на влияние конечного числа лопастей. Наиболее значительные из работ по влиянию конечного числа лопастей на теоретический напор  $H_T$  приведены в таблице 1:

Таблица 1 – Рекомендации по определению коэффициента влияния на конечное число лопастей и теоретического напора

Автор	Формула для теоретического напора	Расчетная формула
Карл Пфлейдерер	$H_T = \mu H_{T\infty}$	$\mu = \frac{1}{1 + 2 \frac{\Psi'}{z} \times \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2}}$
Ломакін О.О.	$H_T = p H_{T\infty}$	$p = 2 \frac{\Psi}{z} \times \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2}$
Майзель-Стодола	$H_T = \mu H_{T\infty}$	$\mu = 1 - \frac{u_2}{u_{2uY}} \times \frac{\pi}{z} \sin \beta_2$
Будов В.М.	$H_T = \frac{H_{T\infty}}{1 + p}$	$p = 2 \frac{\Psi}{z} \times \frac{1}{1 - (R_1/R_2)^2}$
Касьянов В.М.	$H_T = \rho H_{T\infty}$	$\rho = \frac{1,2}{z} \times \frac{1 + \sin \beta_2}{1 - (D_1/D_2)^2}$

Анализ публикаций [2-4] показывает, что можно выделить три подхода к решению данной проблемы:

1. Представление коэффициента  $\mu$  как отношение напоров, тогда  $H_T = \mu \cdot H_{T\infty}$  [2, 3].

2. Представление теоретического напора в виде

$$H_T = \frac{H_{T\infty}}{1+p} \quad [4].$$

3. Все прочие попытки представления коэффициента связывающего теоретический напор  $H_T$  с  $H_{T\infty}$  (Майзель-Стодола, Ломакин А.А.).

Однако, несмотря на обилие работ по данной проблеме, до сих пор не предложено исследователями метода или формулы пригодных для инженерных расчетов с достаточной для практики точностью.

#### ***Постановка задачи.***

Актуальной задачей остается выбор оптимальной зависимости, которая бы сочетала в себе достаточное количество параметров для определения нужной величины. Целью данной статьи является разработка метода, позволяющего на основе достоверных экспериментальных данных, получить аналитические зависимости для учета влияния конечного числа лопастей на величину теоретического напора центробежного насоса.

#### ***Изложение материала и результаты.***

В работе [5], посвященной расчету центробежных насосов, приводится график зависимости  $\mu = f(\beta_2)$  при различных значениях числа лопастей  $z$ .

Однако, при несомненной полезности этого графика, точность получаемых с его помощью результатов невелика, так как изменение  $\beta_2$  и  $z$  ступенчатое;  $\beta_2$  приведены с интервалом в  $10^\circ$ , а число лопастей с интервалом – 2.

Очевидно, что этот график можно использовать в основном для предварительных, прикидочных расчетов, требующих последующего уточнения.

Естественно предположить, что имея аналитические выражения в виде зависимостей  $\beta_2$  и  $z$  от параметра, с которого начинают обычно расчет рабочего колеса центробежной ступени (например  $n_s$ ), можно было бы рассчитать предварительно  $\beta_2 = f(n_s)$  и  $z = f(n_s)$  более точно.

После округления  $\beta_2$  и  $z$  в разумных пределах по графику  $\mu = f(\beta_2, z)$  (рис. 1) найти соответствующее значение  $\mu$ .

Для получения аналитической зависимости  $\beta_2 = f(n_s)$  можно воспользоваться приведенными в [5] опытно-статистическими данными.

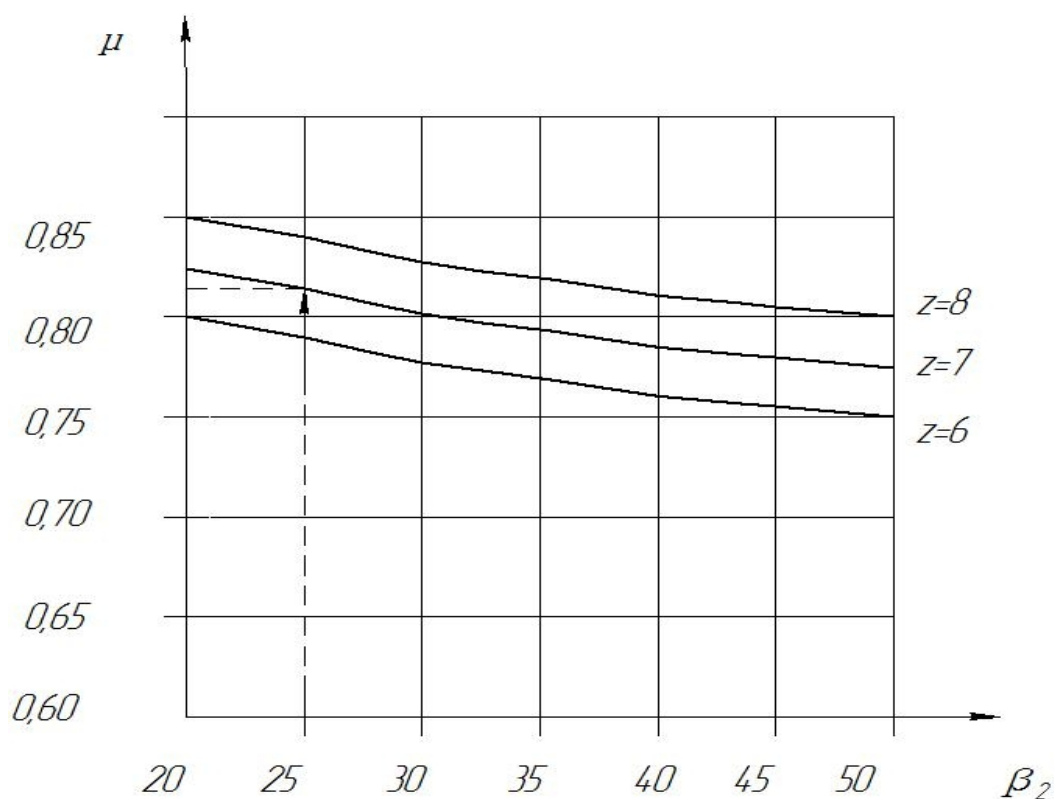
Рис. 1 – Зависимость  $\mu = f(\beta_2, z)$ ;(размещение примера ( $\mu = 0,815$  при  $\beta_2 = 25^\circ$  и  $z = 7$ ))

Таблица 2 – Опытные-статистические данные

$\beta_2$	$40-25^0$	$27-23^0$	$22-18^0$
$n_s$	50-100	100-200	250-400

Воспользовавшись рекомендациями [6-8], получим:

$$\beta_2 = 18^\circ + 22^\circ \left\{ \exp \left[ -1,386 (n_s - 50) / 150 \right] \right\} \quad (1)$$

Представим эти цифры в координатах  $\beta_2$  и  $n_s$  (рис. 2).

Для получения аналитической зависимости  $z = f(n_s)$  воспользуемся аналогичным приемом. Для этого возьмем опытно - статистические данные [5], (таблица 3).

Таблица 3 – Опытные-статистические данные

$z$	9-8	8-6	6	6-5
$n_s$	50-60	60-180	180-350	350-600

Зависимость  $z = f(n_s)$ , полученная по методике, описанной [6-8]:

$$z = 5 + 4 \left\{ \exp \left[ -1,386 (n_s - 50) / 300 \right] \right\} \quad (2)$$

Представим данные таблицы 3 в координатах  $z$  и  $n_s$  (рис. 3).

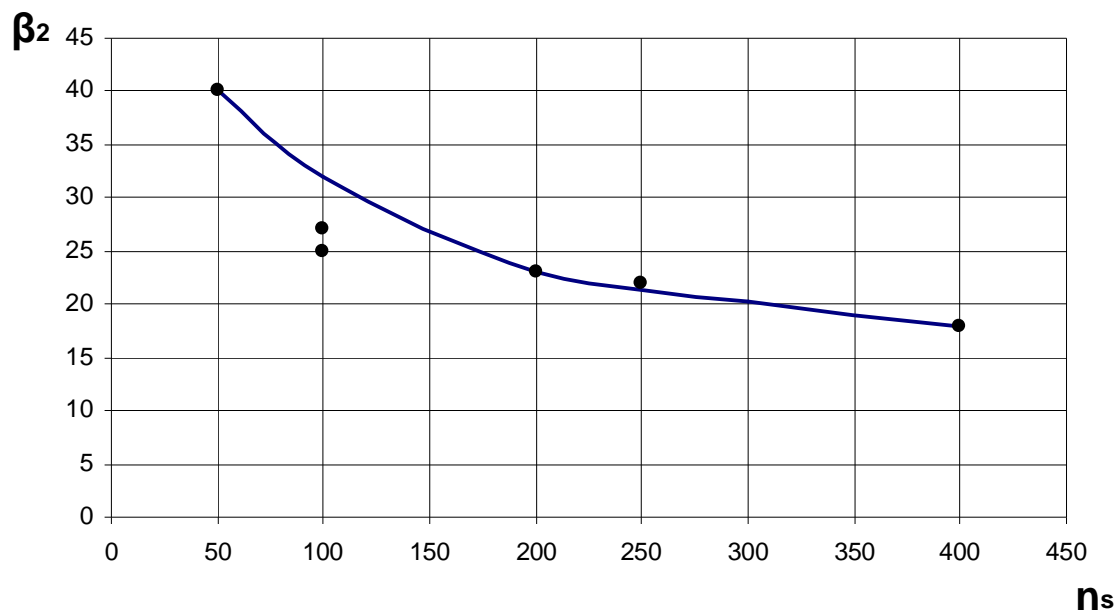


Рис. 2 – К определению функции  $\beta_2 = f(n_s)$ :

- – опытно-статистические значения из таблицы 2;
- – кривая по формуле 1

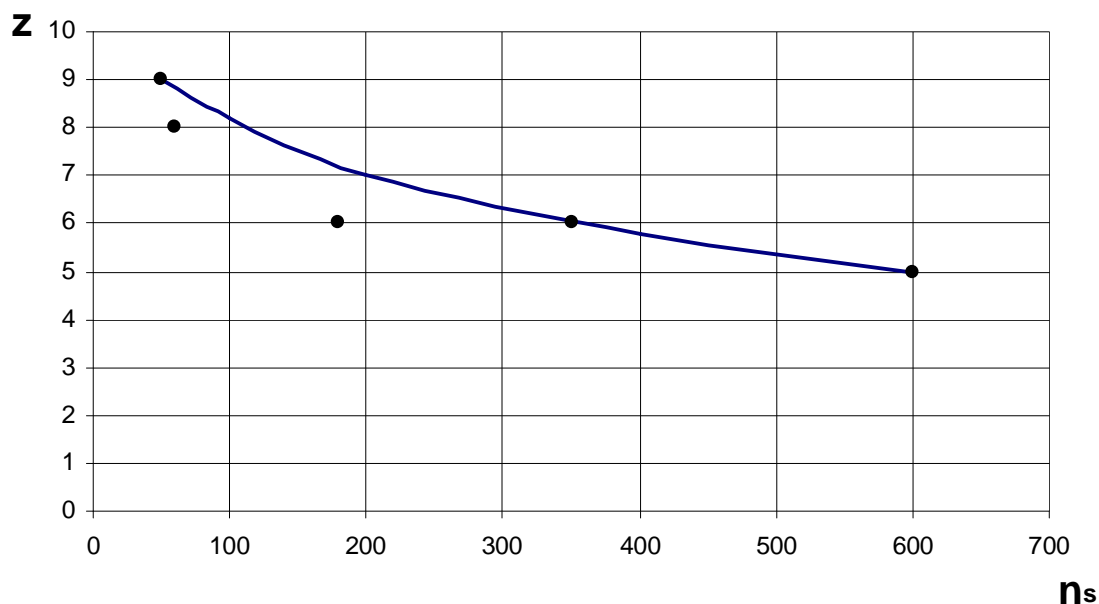


Рис. 3 – К определению функции  $z = f(n_s)$ :

- – опытно-статистические значения из таблицы 3;
- – кривая по формуле 2

Для иллюстрации предлагаемого подхода рассмотрим пример определения  $H_T = \mu \cdot H_{T\infty}$ . Из условия безкавитационной работы найдено при  $n_s = 150$ . По формулам (1) и (2) определено после округления  $\beta_2 = 25^\circ$  и  $z = 7$ . По графику на рис. 1 находим  $\mu = 0,815$ . Используя это значение  $\mu$  находим величину теоретического напора, например:  $H_T = \mu \cdot H_{T\infty} = 0,815 \cdot 45 = 36,7 \text{ м}$ . Графическое решение этого примера показано пунктиром на рис.1.

### **Выводы и направления дальнейших исследований.**

1. Предложена аналитическая зависимость угла  $\beta_2$  от коэффициента быстроходности  $n_s$ .
2. Предложена аналитическая зависимость числа лопастей  $z$  от коэффициента быстроходности  $n_s$ .
3. Предложена последовательность графического определения коэффициента  $\mu$  от  $\beta_2$  и  $z$ , позволяющая определить теоретический напор  $H_T$  ступени центробежного насоса.

### Список литературы

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов / К.Пфлейдерер. – М.: Машгиз, 1960. – 683 с.
2. Овсянников Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – М.: Машиностроение, 1986. – 375с.
3. Гидромашины и компрессоры: конспект лекций / [В.М.Касьянов, С.В.Кривенков, А.И.Ходырев, А.Г.Чернобыльский]. – РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2007. – 166 с.
4. Будов В.М. Насосы АЭС: учеб. пособие для вузов / В.М. Будов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 408 с.
5. Еникеев Г.Г. Проектирование лопатных насосов: учебное пособие / Г.Г.Еникеев; Уфимск. Гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2005. – 97 с.
6. Ткачук Ю.Я. Совершенствование методов расчета промышленных роботов / Ю.Я.Ткачук. – К.:Знание, 1988. – 24 с.
7. Ткачук Ю.Я. Определение параметров насосных установок объемных гидроприводов на этапе эскизного проектирования / Ю.Я.Ткачук // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. - 1999. – Т. 1, №36. — 282 с.
8. Ткачук Ю.Я. Использование принципов ЛСС при выборе насоса для перекачки абразивных суспензий / Ю.Я.Ткачук, С.А.Лобан, Е.В.Шатрюк // Вісник СумДУ. Серія «Технічні науки». – 2012. – №4. – С. 29-36.

Стаття надійшла до редакції 25.04.2013

**М.В.Найда, Ю.Я.Ткачук. Сумський державний університет**

**Аналитичні залежності для визначення впливу числа лопатей на теоретичний напір відцентрового насоса**

*У роботі проведений аналіз аналітичних залежностей впливу числа лопатей на величину теоретичного напору різних авторів. Запропоновано аналітичну за-*

лежність кута  $\beta_2$  і числа лопатей  $z$  від коефіцієнта швидкохідності  $n_s$ . Запропоновано послідовність графічного визначення коефіцієнта  $\mu$ .

**Ключові слова:** аналітична залежність, число лопатей, теоретичний напір, коефіцієнт швидкохідності, графік, відцентровий насос.

*M.V. Naida, Yu.Ya. Tkachuk. Sumy State University*

**Analytical Expressions for Defining the Influence of the Number of Blades on the Theoretical Head of a Centrifugal Pump**

*The paper provides an analysis of the analytical dependencies of the influence of the number of blades on the theoretical head. An analytical dependence of the angle  $\beta_2$  and the number of blades  $z$  on the specific speed  $n_s$  is suggested.*

**Keywords:** analytic dependence, number of blades, theoretical head, specific speed centrifugal pump.