

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА КПД ВОДОКОЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА ПО НАГРУЗОЧНЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ



Землянов А.А., студент строительного факультета,  
e-mail: zemlyanov99@gmail.com

Наумов В.А., зав. кафедрой водных ресурсов и водопользования,  
д-р. техн. наук, профессор,  
e-mail: van-old@mail.ru

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный  
технический университет»

Статья посвящена разработке метода расчета коэффициента полезного действия ВКН при различных условиях откачки. Сделан вывод о возможности применения методики.

*вакуумный водокольцевой насос, расход, давление*

Водокольцевые вакуумные насосы характеризуются надежностью конструкции, отсутствием быстроизнашивающихся деталей, простотой эксплуатации, нечувствительностью к гидравлическим ударам и малый нагрев газа [1]. Благодаря этому они широко используются в современных системах. Однако у ВКН есть значительный недостаток – низкий коэффициент полезного действия. Опубликованы результаты теоретических исследований по повышению эффективности применения ВКН [2].

Данная работа посвящена созданию способа расчета различных КПД насоса для наиболее полного описания полезной работы той или иной машины. Расчеты производятся по эмпирическим данным из [3].

Используем гипотезу:

$$Q(p) = Q_t - Q_e \left( \frac{p_a}{p} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (1)$$

где  $m$  – показатель расширения газа.

Определяем коэффициенты:

$$Q_t = \frac{S_1 - Q_m S_3}{S_2}, \quad (2)$$

$$Q_e = Q_t - Q_m, \quad (3)$$

где  $Q_e$  – расход газа, возвращающегося к зоне всасывания, м<sup>3</sup>/с;  
 $Q_m$  – максимальное значение расхода, м<sup>3</sup>/с.

При обработке измерений для определения теоретического расхода  $Q_t$  по экспериментальным параметрам применяем метод наименьших квадратов:

$$S_1 = \sum_{i=1}^{n1} \left[ Q_i \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P_{qi}} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \right], \quad (4)$$

$$S_2 = \sum_{i=1}^{n_1} \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P_{q_i}} \right)^{\frac{1}{m}} \right]^2, \quad (5)$$

$$S_3 = \sum_{i=1}^{n_1} \left[ \left( \frac{P_a}{P_{q_i}} \right)^{\frac{1}{m}} \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P_{q_i}} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \right]. \quad (6)$$

Таким образом:

$$S_1 = -35,39 \quad S_2 = 585,57 \quad S_3 = -648,34$$

Следовательно:

$$Q_t = 0,803 \quad Q_e = 0,023$$

Строим график нагрузочной характеристики насоса (рис. 1):

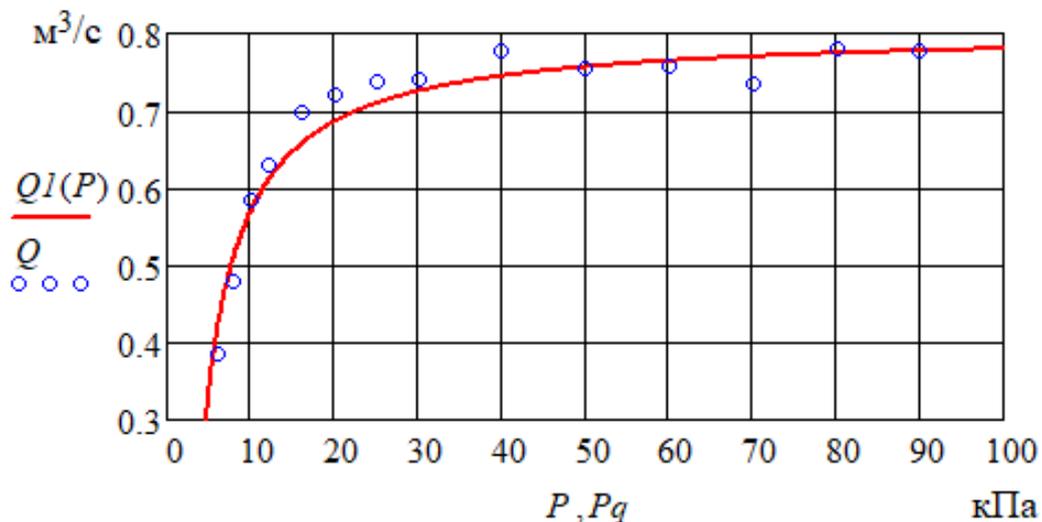


Рисунок 1 – Нагрузочная характеристика насоса:  
 точки – экспериментальные данные; линия – результат расчета по принятой гипотезе

Определяем относительную погрешность аппроксимации по формуле:

$$\varepsilon = 100 * \sqrt{\frac{1}{n_1-3} * \sum_{j=1}^{n_1} \left( 1 - \frac{Q_j}{Q_1(P_{q_j})} \right)^2}, \quad (7)$$

$$\varepsilon = 4,54\%$$

А также индекс детерминации:

$$S_{q_0} = \sum_{j=1}^{n_1} (Q_j - Q_s)^2, \quad (8)$$

$$S_{q_2} = \sum_{j=1}^{n_1} (Q_j - Q_1(P_{q_j}))^2, \quad (9)$$

$$Rq_2 = 1 - \frac{Sq_2}{Sq_0}, \quad (10)$$

$$Sq_0 = 0,19$$

$$Sq_2 = 8.627 \cdot 10^{-3}$$

$$Rq_2 = 0,955$$

2): Пользуясь эмпирическими данными [3], находим аппроксимирующую параболу (рис. 2):

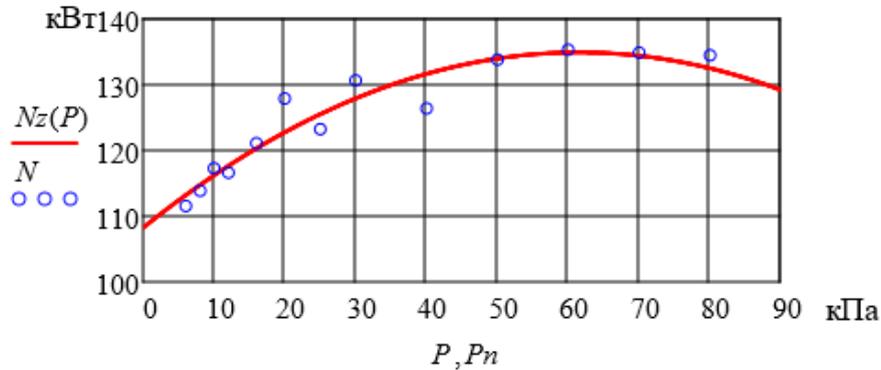


Рисунок 2 - Зависимость затраченной мощности от давления всасывания: точки – экспериментальные данные; линия – результат аппроксимации

Относительная погрешность аппроксимации:

$$\varepsilon = 100 \cdot \sqrt{\frac{1}{n^2-3} \cdot \sum_{j=1}^{n^2} \left(1 - \frac{N_j}{N_z(Pn_j)}\right)^2} \quad (11)$$

$$\varepsilon = 2,12\%$$

Индекс детерминации:

$$Sn_0 = \sum_{j=1}^{n^2} (N_j - N_s)^2, \quad (12)$$

$$Sn_2 = \sum_{j=1}^{n^2} (N_j - N_z(Pn_j))^2, \quad (13)$$

$$Rn_2 = 1 - \frac{Sn_2}{Sn_0}, \quad (14)$$

$$Sn_0 = 873,82$$

$$Sn_2 = 78,87$$

$$Rn_2 = 0,91$$

ВКН относятся к охлаждаемым компрессорным машинам. Сравнение установки проводится с условной машиной, сжимающей газ по изотерме. Это связано с тем, что при изотермическом сжатии газа затрачивается наименьшая работа. Для того чтобы охарактеризовать совершенство теплового процесса в ВКН, работающего с охлаждением газа, используем изотермный КПД, т.е. отношение мощности при изотермическом сжатии  $N_{из}$  к фактической мощности  $N$  [4]:

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N}, \quad (15)$$

$$N_{из}(P) = P * Q(P) * \ln\left(\frac{P_a}{P}\right), \quad (16)$$

где  $P$  – абсолютное остаточное давление в ВКН (давление всасывания), Па;  
 $P_a$  – атмосферное давление, Па;  
 $Q$  – производительность ВКН (скорости откачки, приведенная к условиям всасывания), м<sup>3</sup>/с.

По полученным в результате расчётов данным строим график зависимости (рис. 3):

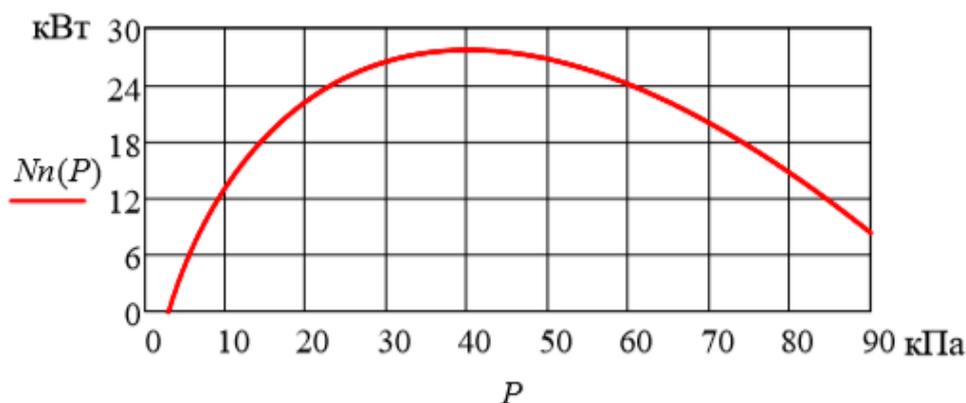


Рисунок 3 – Полезная мощность насоса при изотермическом сжатии

ГОСТ [5] приводит следующие термины:

- изотермный КПД компрессорной машины (Isothermal efficiency) – это отношение изотермной мощности к мощности на валу компрессора;
- мощность изотермного сжатия газа при отсутствии вязкости от начального состояния в компрессоре (секции, ступени) до конечного давления в компрессоре (секции, ступени), подсчитываемая по массовой производительности.

Исходя из этого определяем совершенство теплового процесса в ВКН, работающего с охлаждением газа, как отношение полезной мощности  $N_n(P)$  к фактической  $N_z(P)$ :

$$\eta_u = 100 \cdot \frac{N_n(P)}{N_z(P)} \quad (17)$$

И строим соответствующий график зависимости (рис. 4):

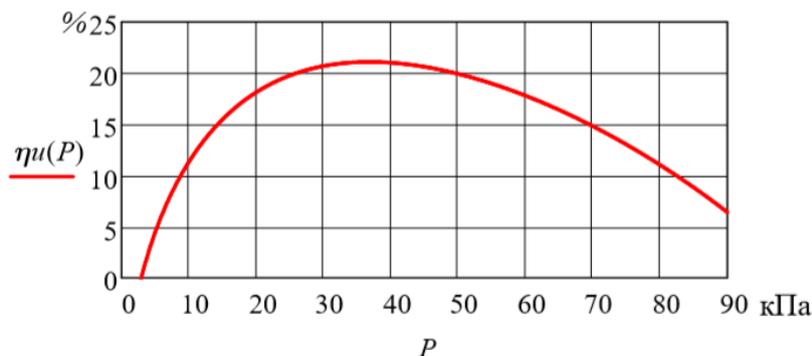


Рисунок 4 – Изотермный КПД насоса

Объемный КПД насоса (рис. 5):

$$\eta_0(p, k) = 100 \cdot \frac{p \cdot (Q_1(p) + k \cdot Q_m) - k \cdot Q_m \cdot P_a}{p \cdot Q_1(p)} \quad (18)$$

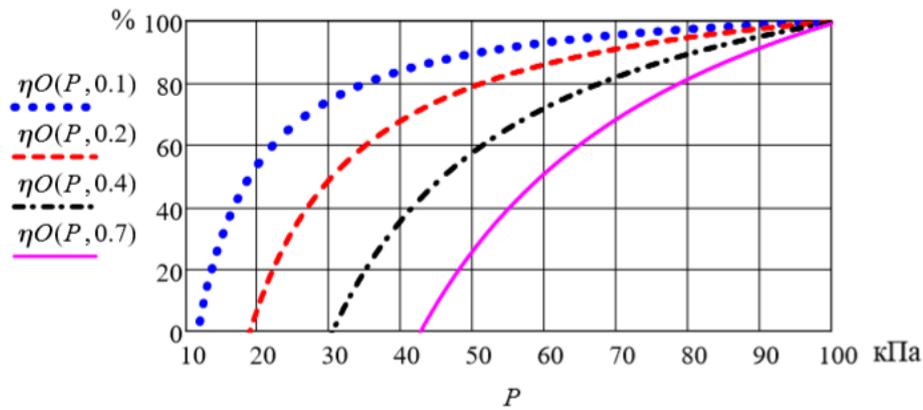


Рисунок 5 – Объемный КПД насоса

Произведение объемного КПД на изотермный (рис. 6):

$$\eta_1(P, k) = 0.01 \cdot (\eta_u(P) \cdot \eta_0(P, k)) \quad (19)$$

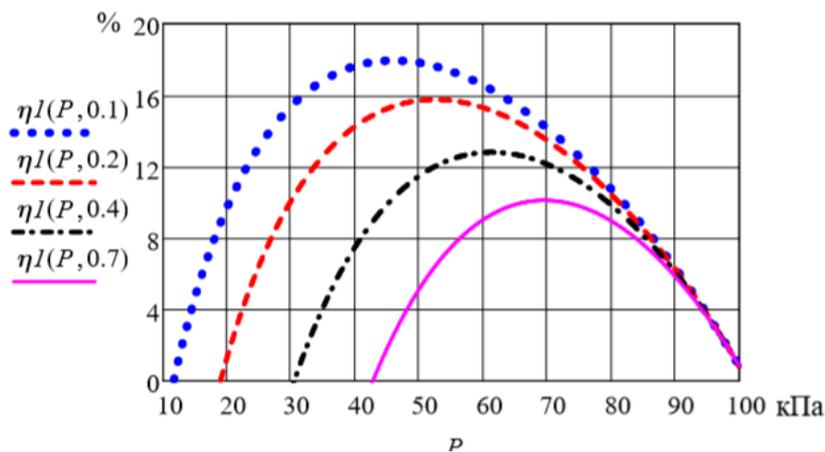


Рисунок 6 – Произведение объемного КПД на изотермный

Для описания откачки вакуумным насосом воздуха из некоторой емкости используется дифференциальное уравнение, которое в общем случае имеет вид [6]:

$$V \frac{dP}{dt} = -P \cdot Q(P) + S_T + S_{ГВ}, \quad (20)$$

где  $V$  – объем вакуумной системы,  $\text{м}^3$ ;

$P$  – давление в вакуумной системе, Па;

$t$  – время в момент измерения, с;

$Q(P)$  – экспериментально определяемая зависимость от давления эффективной производительности ВКН,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$S_T$  – обусловленный утечками поток натекания, Па ·  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$S_{ГВ}$  – поток газовыделения, Па ·  $\text{м}^3/\text{с}$ , которым в низковакуумных насосах, в том числе водокольцевых, пренебрегают.

Для потока натекания используем гипотезу:

$$S_T = Q_T \cdot (P_a - P) \quad , \quad (21)$$

где  $Q_T$  – константа, определенная опытным путем.

Подставив (21) в (20), получим:

$$V \cdot \frac{dP}{dt} = Q_T \cdot P_a - P \cdot (Q(P) + Q_T) \quad (22)$$

Введем коэффициент  $k$ , характеризующий отношение интенсивности утечек к максимальной производительности ВКН:

$$k = \frac{Q_T}{Q_m} \Rightarrow Q_T = k \cdot Q_m. \quad (23)$$

Подставляя (19) в (18), получим уравнение динамики откачки воздуха из вакуумной системы:

$$V \cdot \frac{dP}{dt} = k \cdot Q_m \cdot P_a - P \cdot (Q(P) + k \cdot Q_m). \quad (24)$$

Задача Коши, дифференциальное уравнение (24) с начальным условием (25), решалась численным методом в среде Mathcad:

$$P(0) = P_a. \quad (24)$$

По результатам расчетов строим графики зависимости (рис. 7 и 8):

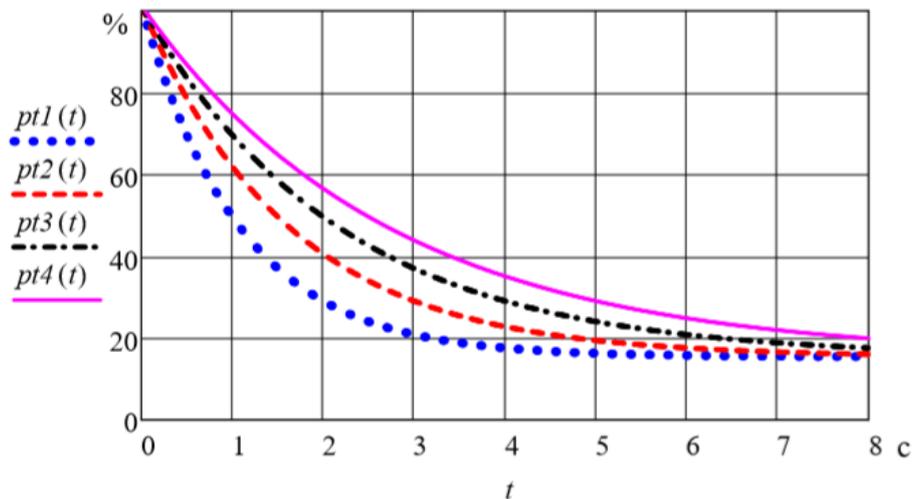


Рисунок 7 – Изменение по времени давления в рабочей емкости при  $k=0,15$  и разных  $V_0$

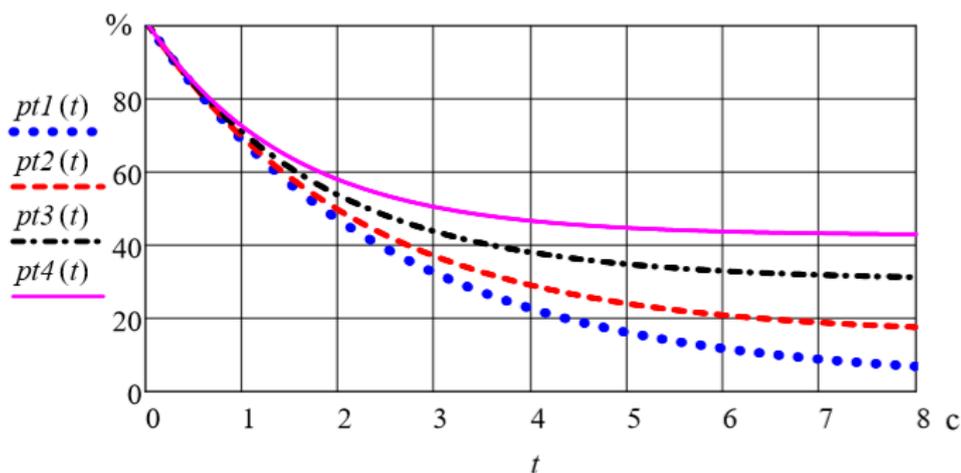


Рисунок 8 – Изменение по времени давления в рабочей емкости при  $V_0 = \text{const}$  и разных  $k$

Расчет объемного КПД установки:

$$\eta_{0i} = \frac{[k_i \cdot Q_m \cdot P_a - p_{t_i}(t) \cdot (Q_i(p_{t_i}(t)) + k_i \cdot Q_m)]}{-p_{t_i}(t) \cdot Q_i(p_{t_i}(t)) \cdot 0.01}$$

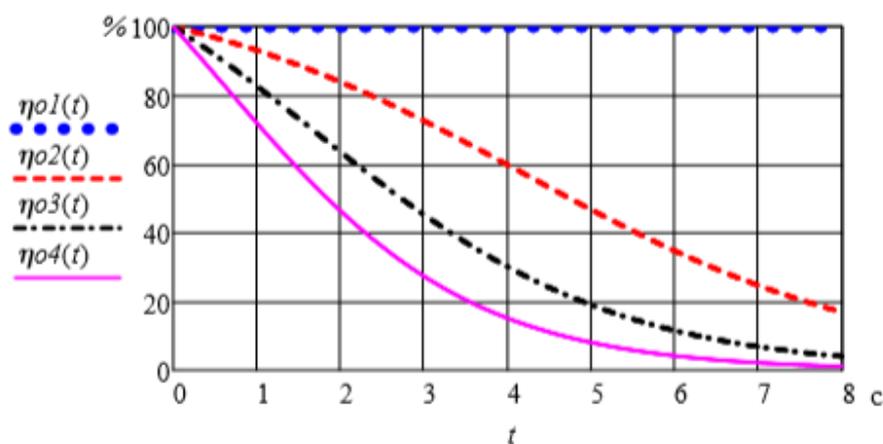


Рисунок 9 – Изменение по времени объемного КПД установки при разных  $k$

Анализ графиков показывает, что при уменьшении коэффициента утечки  $k$  происходит увеличение давления в рабочей камере, что соответствует физическому смыслу коэффициента – изолированная система создает вакуум, потери в котором не происходят. Таким образом, данный метод расчетов помогает оценить степень эффективности водокольцевых вакуумных насосов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кутья, О.В. Преимущества эксплуатации вакуумных водокольцевых насосов / О.В. Кутья // Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства. – 2011. – Вып. 110. – С. 69-73.
2. Великанов, Н.Л. Компрессорные машины вакуумных рыбонасосов / Н.Л. Великанов, В.А. Наумов // Рыбное хозяйство. – 2018. – № 6. – С. 78-81.
3. Huang, S. Theoretical model for the performance of liquid ring pump based on the actual operating cycle / S. Huang, J. He, X. Wang, G. Qiu // International Journal of Rotating Machinery. – 2017. – 9 p. – URL: <https://doi.org/10.1155/2017/3617321>.

4. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин. – Москва: Химия, 1971. – 784 с.
5. ГОСТ 28567-90. Компрессоры. Термины и определения. – Москва: Стандартинформ, 2005. – 59 с.
6. Шатохин, В.Л. Вакуумная техника: лабораторный практикум / В.Л. Шатохин, В.П. Шестак. – Москва: НИЯУ МИФИ, 2010. – 84 с.

#### METHOD OF CALCULATION OF EFFICIENCY OF WATER RING VACUUM PUMP BY LOAD CHARACTERISTICS

Zemlyanov A. A., student of the faculty of construction,  
e-mail: zemlyanov99@gmail.com  
Naumov V. A., Head of Water resources and Water use Department,  
Dr. tech. Sciences, Professor,  
e-mail: van-old@mail.ru  
Kaliningrad State Technical University

The article is devoted to the development of a method for calculating the efficiency of water ring vacuum pumps under different pumping conditions. The conclusion is made about the possibility of applying the technique.