

## ДИНАМИКА ПУСКА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ОТ АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ С ШАРИКОПОДШИПНИКАМИ

**В.В. Ткачук**

veniamin-tkachuk@mail.ru

SPIN-код: 5834-9168

**А.А. Протопопов**

proforg6@yandex.ru

SPIN-код: 4175-5118

**С.М. Якович**

s29yakovich9a@mail.ru

SPIN-код: 2248-6876

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

---

### Аннотация

*Рассмотрена математическая модель, описывающая динамику пуска электродвигателя в насосной установке. Перечислены основные факторы, позволяющие определить температуру перегрева электродвигателя, и обоснована их взаимосвязь, а также выполнен расчет параметров насоса. В большинстве случаев основной причиной поломки электродвигателей является перегрев обмотки ротора и статора. Температура обмоток, в свою очередь, определяется силой тока, необходимой для выработки требуемого значения момента на валу электродвигателя, а мощность двигателя напрямую зависит от параметров насоса. Основываясь на этих данных, можно сделать вывод, что относительно небольшое повышение температуры изоляции существенно сказывается на сроке службы электродвигателя.*

### Ключевые слова

*Насос, перегрев, математическая модель, электродвигатель, динамика пуска, температура, сила тока, обмотка*

Поступила в редакцию 08.06.2018

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

---

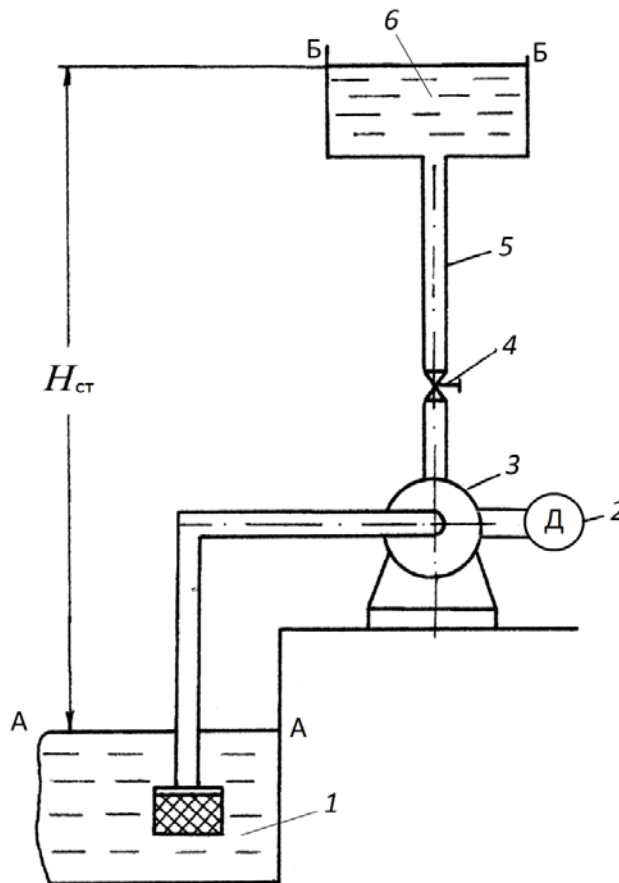
**Введение.** Центробежные насосы широко применяются на промышленных предприятиях, в сельском хозяйстве и для водоснабжения городов, в качестве системы транспорта различных рабочих жидкостей.

Вопросы, связанные с расчетом центробежных насосов, широко освещены в литературе [1–7], однако вопросы, связанные с температурой электродвигателя при запуске насоса, требуют отдельного рассмотрения.

Рассмотрим насосную установку, принципиальная схема которой показана на рис. 1.

В ходе работы над математической моделью рассматриваемого насоса была разработана методика расчета пусковых явлений в таких насосах. При этом следует заметить, что электрические пусковые явления были рассмотрены в литературе [8], механические в [9], а эксплуатационные в [10]. В данной статье основное внимание будет уделено тепловым явлениям при пуске насоса. Коррект-

ность данной методики будем проверять на опытном насосе со следующими параметрами: плотность рабочей жидкости  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ; суммарный КПД насоса  $\eta_{\Sigma} = 0,7$ ; радиус рабочего колеса на выходе  $R_2 = 0,24 \text{ м}$ ; диаметр трубопровода  $d = 0,142 \text{ м}$ ; длина трубопровода  $l = 20 \text{ м}$ ; динамическая вязкость  $\mu = 0,5 \cdot 10^{-4}$ ; передний осевой зазор между рабочим колесом и корпусом  $a = 0,001 \text{ м}$ ; коэффициент моментно-механической характеристики электродвигателя  $K_1 = 35 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ ; коэффициент моментно-механической характеристики электродвигателя  $K = 5000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; масса обмотки  $m = 2 \text{ кг}$ ; рабочее напряжение двигателя  $U = 220 \text{ В}$ ; пусковой коэффициент  $K_{\text{п}} = 20$ ; удельная теплоемкость обмоток электродвигателя  $C_{\text{меди}} = 500$ ; коэффициент сопротивления трению  $l = 0,04$ ; коэффициенты  $K_2 = 200$  и  $K_3 = 0$ ; момент инерции ротора  $J = 132 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .



**Рис. 1.** Принципиальная схема центробежного насоса с асинхронным электродвигателем:

1 — резервуар-питатель; 2 — асинхронный электродвигатель; 3 — центробежный насос;  
4 — задвижка; 5 — трубопровод; 6 — резервуар-приемник

Все графические зависимости построены для этого конкретного насоса.

**Математическая модель.** Основываясь на теореме об изменении количества движения, составим уравнение равновесия моментов:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{дв}(t) - \alpha M_{р.к}(t), \quad (1)$$

где  $J$  — момент инерции ротора относительно оси;  $\omega$  — угловая скорость вращения вала насоса;  $M_{дв}$  — момент электродвигателя без учета нагрузки;  $M_{р.к}$  — момент рабочего колеса в момент пуска;  $\alpha$  — потери на муфту, подшипники, уплотнения насоса при передаче момента,  $\alpha > 1$ .

Рассмотрим слагаемые в уравнении (1).

Момент на рабочем колесе вычисляется как

$$M_{р.к} = M_{ц} + M_{д.т},$$

где  $M_{ц}$  — центробежный момент,  $M_{д.т}$  — момент дискового трения. Центробежный момент вычисляется согласно [4]:

$$M_{ц}(t) = \rho Q R_2^2 \omega(t)$$

Момент дискового трения [5]

$$M_{д.т}(t) = \frac{\omega(t) \cdot \mu \pi R_2^4}{a},$$

где  $a$  — осевой зазор между рабочим колесом и корпусом насосом.

Таким образом, момент рабочего колеса

$$M_{р.к}(t) = \frac{\omega(t) \cdot \mu \pi R_2^4}{a} + \rho Q R_2^2 \omega(t)$$

Момент, создаваемый двигателем, описывается формулой [8]:

$$M_{д}(t) = K - K_1 \omega(t),$$

где  $K$  и  $K_1$  — коэффициенты моментно-механической характеристики электродвигателя.

Составим уравнение баланса для требуемого напора:

$$H_n = H_{ст} + H_{тр} + h_{ин}, \quad (2)$$

где  $H_n$  — напор насоса требуемый для преодоления потерь;  $H_{ст}$  — статический напор между резервуарами питателя и приемника;  $H_{тр}$  — потери напора в трубопроводе;  $h_{ин}$  — инерционный напор.

Рассмотрим слагаемые уравнения (2).

Воспользуемся формулами динамического подобия насоса с постоянным линейным размером для пересчета с разных частот [5]:

$$H_{\text{н}}(Q; \omega) = H_0 \left( \frac{\omega_0}{\omega} \right)^2,$$

где  $H_{\text{н}}, \omega$  — напор и угловая скорость насоса при пуске;  $H_0, \omega_0$  — исходные значения напора и угловой скорости насоса.

Инерционный напор обусловлен ускорением или торможением потока жидкости, поэтому для его нахождения воспользуемся вторым законом Ньютона для элемента струйки идеальной несжимаемой жидкости, в результате чего получим искомое уравнение [3]:

$$h_{\text{ин}} = \frac{1}{g} \int_{l_1}^{l_2} \frac{\partial V}{\partial t} dl = \frac{j}{g} l,$$

где  $j$  — ускорение потока жидкости;  $l$  — длина трубопровода.

Продифференцировав формулы расхода по времени  $t$ , получим ускорение потока жидкости  $j$ :

$$\frac{dV}{dt} = j = \frac{1}{F} Q'.$$

Потери напора в трубопроводе складываются из потерь на трение по длине и потерь в местных сопротивлениях, выраженные через расход [3]. С учетом этого запишем общую формулу потерь:

$$H_{\text{тр}} = \left( \frac{\lambda \frac{l}{d} + \zeta(t)}{2gF^2} \right) Q^2(t),$$

где  $\lambda$  — коэффициент сопротивления трения;  $\zeta(t)$  — суммарный коэффициент местных сопротивлений;  $l, d$  — длина и диаметр трубопровода;  $F = \frac{\pi d^2}{4}$  — площадь сечения трубопровода;  $Q(t)$  — расход, протекающий через сечение.

Начальные условия для поставленной задачи:

$$\omega(0) = 0;$$

$$Q(0) = 0.$$

Таким образом, математическая модель процесса запуска рассматриваемого насоса выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} H_0 \left( \frac{\omega_0}{\omega} \right)^2 = H_{\text{ст}} + \left( \frac{\lambda \frac{l}{d} + \zeta(t)}{2gF^2} \right) Q^2(t) + \frac{Q'(t) \cdot l}{Fg}; \\ J \frac{d\omega}{dt} = (K - K_1 \omega(t)) - \alpha \left( \frac{\omega(t) \cdot \pi \mu R_2^4}{a} + \rho Q R_2^2 \omega(t) \right); \\ \omega(0) = 0; \\ Q(0) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Найдем решение системы уравнений (3). Для этого перепишем ее в следующем виде:

$$\begin{cases} Q'(t) = \frac{Fg}{l} \left( H_0 \left( \frac{\omega_0}{\omega} \right)^2 - H_{ст} - \left( \frac{\lambda \frac{l}{d} + \zeta(t)}{2gF^2} \right) Q^2(t) \right); \\ \omega'(t) = \frac{(K - K_1 \omega(t)) - \alpha \left( \frac{\omega(t) \cdot \pi \mu R_2^4}{a} + \rho QR_2^2 \omega(t) \right)}{J}; \\ \omega(0) = 0; \\ Q(0) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Решим систему уравнений (4) с помощью программного пакета Mathcad методом Рунге-Кутты 4-го порядка. Графическая зависимость угловой скорости от времени будет иметь вид, показанный на рис. 2, а зависимость расхода от времени — на рис. 3.

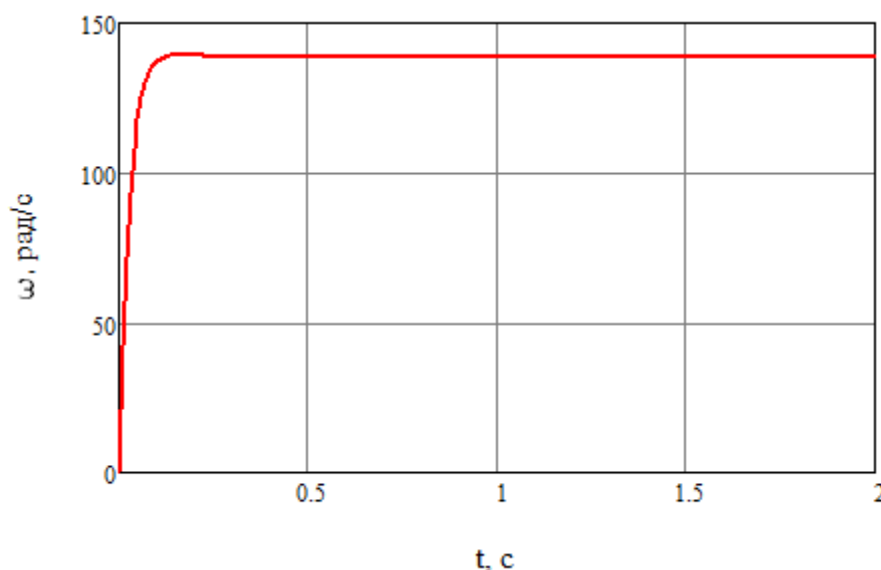


Рис. 2. Зависимость угловой скорости ротора от времени

Запишем закон Джоуля — Ленца для количества теплоты [9]:

$$(I_{ном} K_{п}) U t_{п.п} = C_{меди} m_{пров} \cdot \Delta T, \quad (5)$$

где  $I_{ном}$  — сила тока;  $K_{п}$  — пусковой коэффициент;  $t_{п.п}$  — время переходного процесса;  $U$  — напряжение;  $C_{меди}$  — удельная теплоемкость меди, из которой сделаны обмотки электродвигателя;  $m_{пров}$  — масса проводов;  $\Delta T$  — температура перегрева электродвигателя.

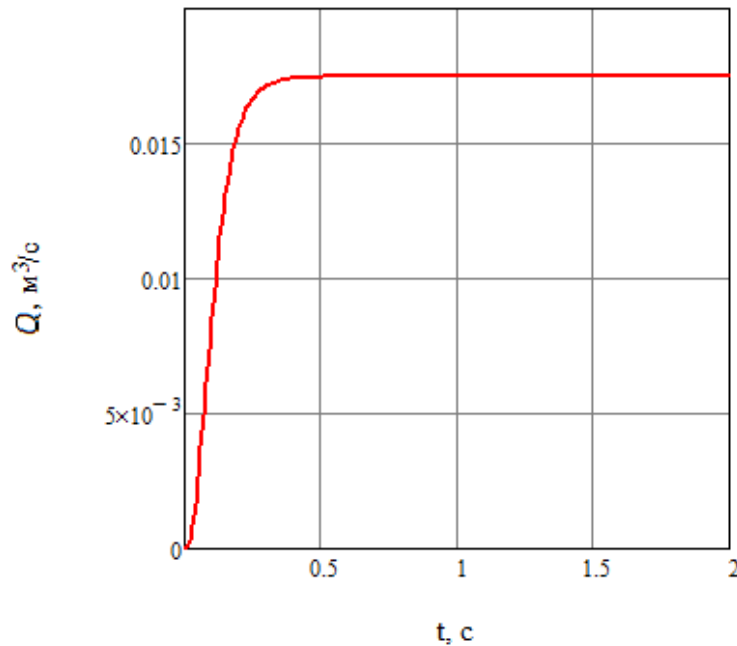


Рис. 3. Зависимости расхода от времени

Мощность электрического тока в обмотке электродвигателя [9]:

$$P = I_{\text{ном}} U = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \quad (6)$$

где  $\eta$  — КПД насоса.

Выразим значение силы тока  $I_{\text{ном}}$  из уравнения (6)

$$I_{\text{ном}} = \frac{\rho g Q H}{\eta U}. \quad (7)$$

Составим общее уравнение для температуры на основе уравнений (5) и (7):

$$\Delta T = \frac{t_{\text{п.п}} I_{\text{ном}} K_{\text{п}} U}{C_{\text{меди}} m_{\text{пров}}} = \frac{t_{\text{п.п}} \rho g Q H K_{\text{п}}}{C_{\text{меди}} m_{\text{пров}} \eta}.$$

Таким образом, получаем расчет температуры перегрева электродвигателя при пуске.

**Выводы.** Построена математическая модель пуска ротора центробежного насоса с асинхронным электродвигателем. Изложенная методика учитывает такие факторы, как потери напора в трубопроводе  $H_{\text{тр}}$ , инерционный напор  $h_{\text{ин}}$ , возникающий во время работы насоса, момент рабочего колеса  $M_{\text{рк}}$  и момент двигателя  $M_{\text{д}}$ .

Полученная методика динамического расчета позволяет оценить перегрев электродвигателя центробежного насоса в зависимости от различных факторов и, как следствие, спрогнозировать его возможный отказ.

При построении модели был сделан ряд допущений, в частности, предполагалось, что во время переходного процесса пусковой ток считался постоянным и кратно большим номинального при тех же параметрах; также не был учтен процесс охлаждения при пуске в силу малости времени запуска двигателя.

### Литература

- [1] Черкасский В.М. *Насосы, вентиляторы, компрессоры*. Москва, Энергия, 1977, 416 с.
- [2] Боровин Г.К., Протопопов А.А. Расчет оптимального осевого зазора полуоткрытого рабочего колеса центробежного малорасходного насоса системы терморегулирования космического аппарата. *Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша*, 2013, № 86, с. 1–16.
- [3] Куколевский И.И., Подвидз Л.Г. *Сборник задач по машиностроительной гидравлике*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 448 с.
- [4] Ломакин А.А. *Центробежные и осевые насосы*. Москва, Машиностроение, 1966, 354 с.
- [5] Михайлов А.К., Малющенко В.В. *Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование*. Москва, Машиностроение, 1977, 288 с.
- [6] Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентрированном колесе методами гидродинамического моделирования. *Машиностроение и компьютерные технологии*, 2014, № 9. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/725724.html>.
- [7] Ломакин В.О., Артемов А.В., Петров А.И. Определение влияния основных геометрических параметров отвода насоса НМ 10000-210 на его характеристики. *Машиностроение и компьютерные технологии*, 2012, № 8. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/445666.html>.
- [8] Мартынов И.О. *Электротехника*. Москва, Кнорус, 2017, 304 с.
- [9] Трофимова Т.И. *Курс физики*. Москва, Академия, 2006, 560 с.
- [10] Петров А.И., Мартынов Н.Д., Покровский П.А., Пащенко В.И., Устюжанин П.Ю., Королев П.В., Артемов А.В. Опыт разработки стенда для испытаний крупных центробежных насосов. *Машиностроение и компьютерные технологии*, 2010, № 11. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/163848.html>.

**Ткачук Вениамин Вадимович** — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Протопопов Александр Андреевич** — ассистент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Якович Станислав Марьянович** — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

## THE DYNAMICS OF THE ROTARY VANE PUMPS STARTING FROM THE ASYNCHRONOUS MOTOR WITH THE BALL-BEARINGS

V.V. Tkachuk

veniamin-tkachuk@mail.ru

SPIN-code: 5834-9168

A.A. Protopopov

proforg6@yandex.ru

SPIN-code: 4175-5118

S.M. Yakovich

s29yakovich9a@mail.ru

SPIN-code: 2248-68765500

**Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation**

---

### Abstract

*The paper considers the mathematical model describing the dynamics of the electric motor starting in the pumping unit. We point out the main factors allowing to determine the overheat temperature of the electric motor, justify their interrelationship and calculate the parameters of the pump. In most cases the principal cause of the electric motors failure is overheat of the rotor winding and the stator. The winding temperature, in its turn, is determined by the current force required to generate the target value of torque on the motor shaft, and the power of motor directly depends on the parameters of the pump. According to this data we can conclude that relatively small increase of the insulator temperature has an essential impact on the durability of the electric motor.*

### Keywords

*Pump, overheat, mathematical model, electric motor, the starting dynamics, temperature, current force, winding*

Received 08.06.2018

© Bauman Moscow State Technical University, 2018

---

### References

- [1] Cherkasskiy V.M. Nasosy, ventilyatory, kompressory [Pumps, ventilators, compressors]. Moscow, Energoatomizdat publ., 1984, 416 p.
- [2] Borovin G.K., Protopopov A.A. Calculation of the optimum axial clearance for a semi-open impeller centrifugal little spending pump in thermal control system of the spacecraft. *Preprinty IPM im. M.V. Keldysha* [Keldysh Institute PREPRINTS], 2013, no. 86, pp. 1–16.
- [3] Kukolevskiy I.I., Podvidz L.G. Sbornik zadach po mashinostroitel'noy gidravlike [Problem book on mechanical-engineering hydraulics]. Moscow, Bauman Press, 2002, 448 p.
- [4] Lomakin A.A. Tsentrobezhnye i osevye nasosy [Impeller and propeller pumps]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1966, 354 p.
- [5] Mikhaylov A.K., Malyushchenko V.V. Lopastnye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye [Semirotary pumps. Theory, calculation and engineering]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1977, 288 p.
- [6] Lomakin V.O., Petrov A.I., Kuleshova M.S. Investigation of two-phase flow in axial-centrifugal impeller by hydrodynamic modeling methods. *Mashinostroenie i komp'yuternye tekhnologii* [Mechanical Engineering and Computer Science], 2014, no. 9. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/725724.html>.
- [7] Lomakin V.O., Artemov A.V., Petrov A.I. Determining the impact of basic geometric parameters drain pump NM 10000-210 on its performance. *Mashinostroenie i komp'yuternye tekhnologii* [Mechanical Engineering and Computer Science], 2012, no. 8. Available at: <http://old.technomag.edu.ru/doc/445666.html>.



- [8] Martynov I.O. Elektrotehnika [Electric engineering]. Moscow, Knorus publ., 2017, 304 p.
- [9] Trofimova T.I. Kurs fiziki [Physics course]. Moscow, Akademiya publ., 2006, 560 p.
- [10] Petrov A.I., Martynov N.D., Pokrovskiy P.A., Pashchenko V.I., Ustyuzhanin P.Yu., Korolev P.V., Artemov A.V. The experience of designing test bench for testing large centrifugal pumps. *Mashinostroenie i komp'yuternye tekhnologii* [Mechanical Engineering and Computer Science], 2010, no. 11. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/163848.html>.

**Tkachuk V.V.** — student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Protopopov A.A.** — Assistant, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Yakovich S.M.** — student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.