

Научная статья
УДК 676.056

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ МАССНОГО НАСОСА

Сергей Николаевич Исаков¹, Диана Сергеевна Захарова²,
Александр Сергеевич Малых³

¹⁻³ Уральский государственный лесотехнический университет,
Екатеринбург, Россия

¹ isakovsn@m.usfeu.ru

² zaharovads1798@yandex.ru

³ malykhas@m.usfeu.ru

Аннотация. В статье дано упрощенное описание имитационной модели для создания цифрового двойника, а также описание некоторых параметров работы насоса.

Ключевые слова: цифровая модель, имитационная модель

Для цитирования: Исаков С. Н., Захарова Д. С., Малых А. С. Имитационная модель массного насоса // Эффективный ответ на современные вызовы с учетом взаимодействия человека и природы, человека и технологий = Effective reaction to modern challenges of the interaction between human and nature, human and technologie : материалы XVI Международной научно-технической конференции. Екатеринбург : УГЛТУ, 2025. С. 350–357.

Original article

SIMULATION MODEL OF A VACUUM PUMP

Sergey N. Isakov¹, Diana S. Zakharova², Alexander S. Malykh³

¹⁻³ Ural State Forest Engineering University, Ekaterinburg, Russia

¹ isakovsn@m.usfeu.ru

² zaharovads1798@yandex.ru

³ malykhas@m.usfeu.ru

Abstract. The article provides a simplified description of the simulation model for creating a digital twin and Description of some pump operating parameters is presented.

Keywords: digital model, simulation model

For citation: Isakov S. N., Zakharova D. S., Malykh A. S. (2025) Imitacionnaya model' massnogo nasosa [Simulation model of a vacuum pump]. Effektivnyi otvet na sovremennye vyzovy s uchetom vzaimodeistviya cheloveka i prirody,

cheloveka i tekhnologii [Effective reaction to modern challenges of the interaction between human and nature, human and technologies] : proceedings of the XVI International Scientific and Technical Conference. Ekaterinburg : USFEU, 2025. P. 350–357. (In Russ).

Для применения цифровых моделей в реальной жизни требуется связать реальный объект с его цифровым двойником, который, в свою очередь, основан на имитации реального объекта. Эффективность использования цифрового двойника отчасти будет определяться качеством (полнотой) имитационной модели, количеством параметров, задаваемых в модели и «снимаемых» с реального объекта. Для примера рассмотрим насос для перекачивания бумажной массы в массоподводящей системе бумагоделательной машины.

На рис. 1 представлено взаимодействие цифрового двойника (ЦД) и насоса. Датчики 1 и 2 измеряют давление в подводящих и отводящих коллекторах, использование которых также даст информацию по пульсации бумажной массы. Датчики 3, 4 и 5 – комбинированные датчики, измеряющие вибрацию и температуру подшипников насоса и электродвигателя. Подача насоса изменяется при частотном регулировании (ЧР) – блок частотного регулирования. Для диагностики и контроля используется амперметр или ваттметр (поз. 6) [1, 2].

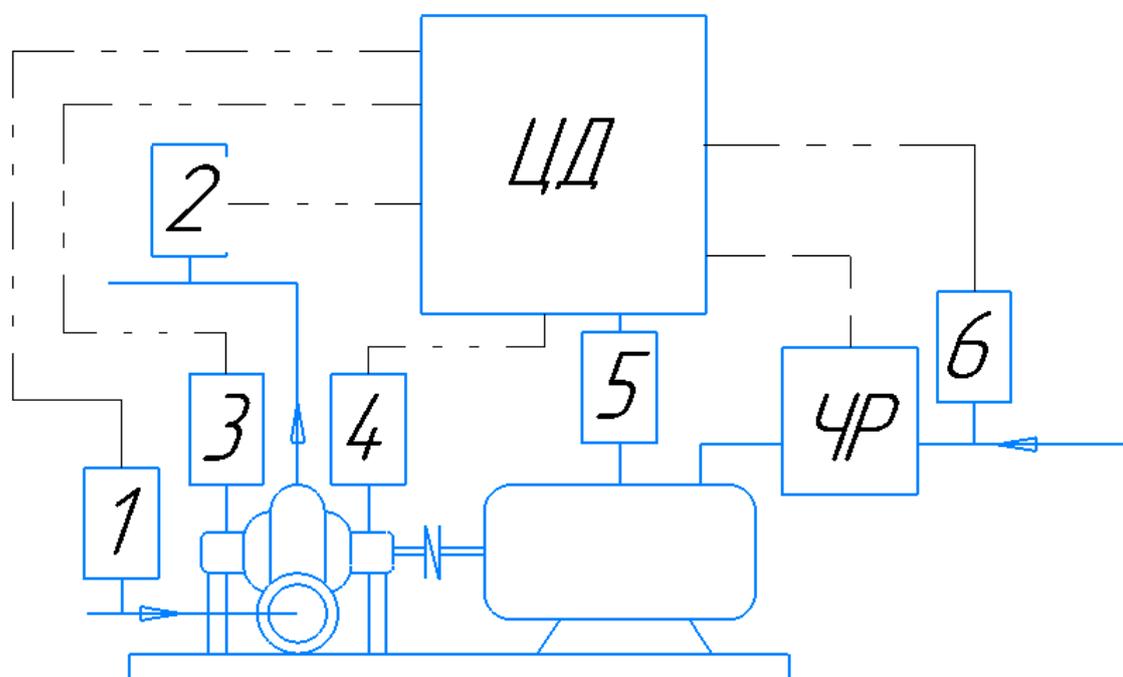


Рис. 1. Взаимодействие цифрового двойника и насоса:
ЦД – цифровой двойник; ЧР – частотный регулятор;
1 и 2 – манометры; 3, 4 и 5 – датчики измерения вибрации и температуры;
6 – амперметр или ваттметр

Для наполнения имитационной модели выбраны следующие параметры: давление на выходе из насоса, минимальный напор во входном патрубке, температура подшипников, остаточный ресурс подшипников.

Расчет давления, создаваемого насосом, и его объемная подача в зависимости от оборотов [3]:

$$H_{\text{гос}} = \frac{(\pi \cdot D_2 \cdot n)^2}{3600 \cdot g} - \frac{n \cdot \text{ctg} \beta_2}{60 \cdot b_2 \cdot g} \cdot Q, \quad (1)$$

где $D_2 = 580 \text{ мм}$ – диаметр рабочего колеса;

n – частота вращения ротора насоса;

$\beta_2 = 20^\circ$ – угол потока;

$b_2 = 70 \text{ мм}$ – ширина лопасти;

$Q = 1550 \text{ м}^3 / \text{ч} = 0,41 \text{ м}^3 / \text{с}$ – объемная подача.

Зависимость напора от оборотов ротора представлена на рис. 2, а от расхода – на рис. 3.

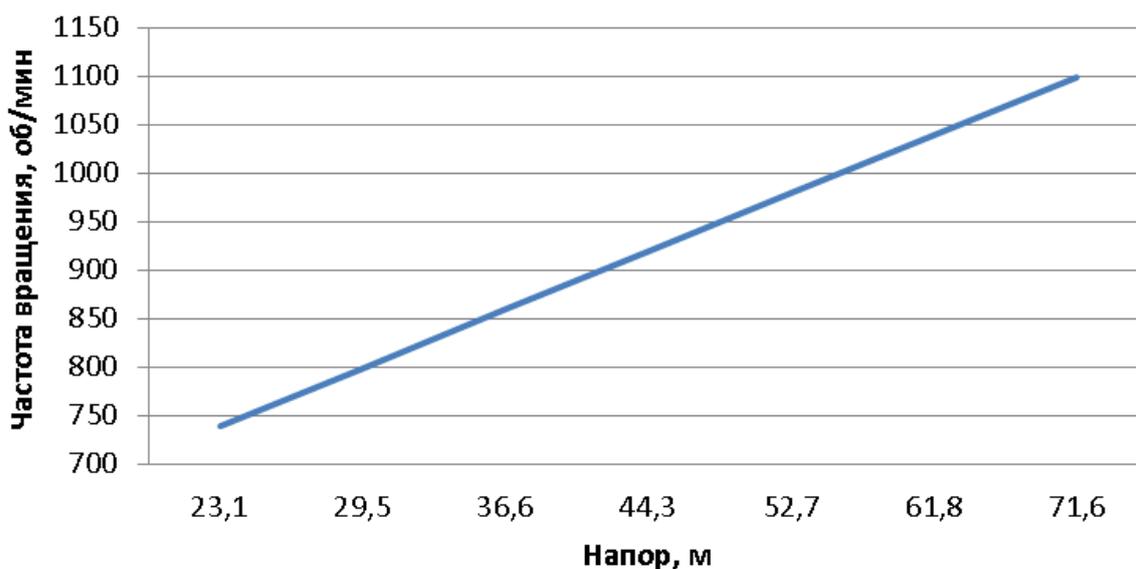


Рис. 2. График зависимости напора от частоты вращения

Температуру подшипников насоса предлагается моделировать с учетом изменения охлаждения (теплоотдачи) и тепловыделения при изменении оборотов электродвигателя.

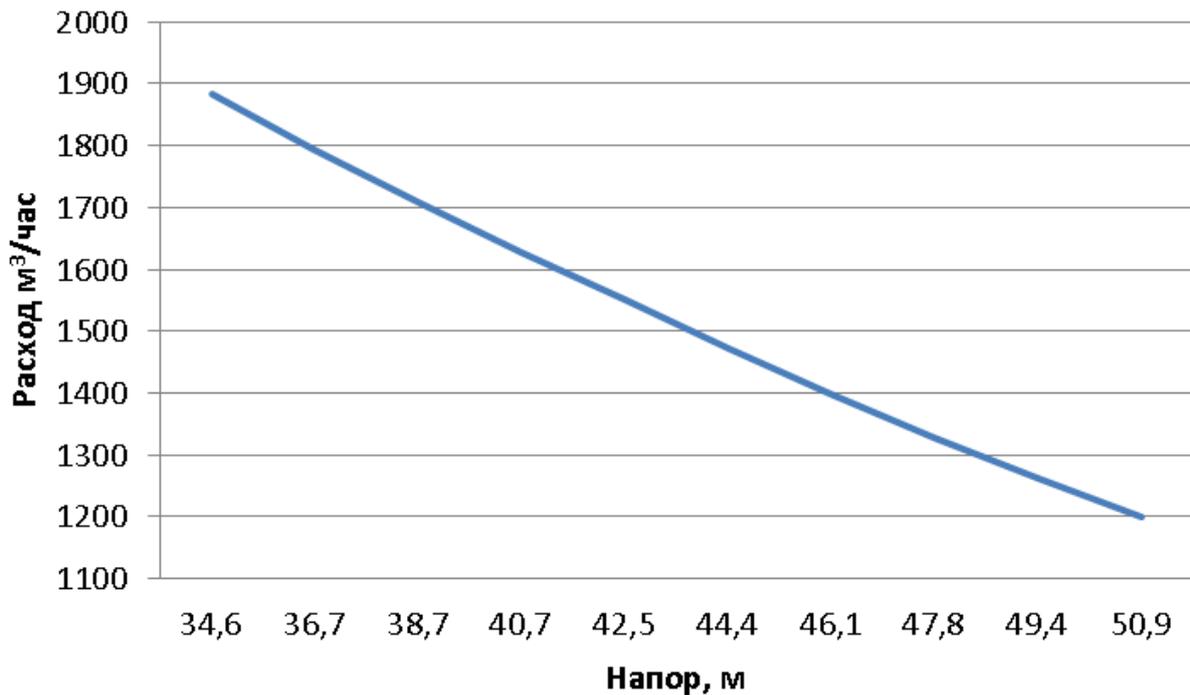


Рис. 3. График зависимости напора от расхода

Расчетная температура [4] и ее график представлены на рис. 4.

$$t = \sqrt[1,3]{\frac{Q_{mp}}{2,53}}. \quad (2)$$

Выделяемая тепловая мощность [5] определяется следующим образом:

$$Q_{mp} = 1,047 \cdot 10^{-4} \cdot M \cdot n.$$

Суммарный момент M сопротивления смазочного слоя и трения качения определяется по формуле ниже:

$$M = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot d_0^3 + \frac{P \cdot f_{np} \cdot d}{2}, \quad (3)$$

где $n = 16,3 c^{-1}$ – частота вращения водшипника;

$v = 9,9$ – кинематическая вязкость смазки;

$f_0 = 4 \dots 6$ – коэффициент, учитывающий режим смазки и тип подшипника;

$d_0 = 110 \text{ мм}$ – средний диаметр подшипника;

$P = 5300 \text{ Н}$ – результирующая нагрузка на подшипник;

$f_{np} = 0,001-0,004$ – приведенный коэффициент сил трения;
 $d = 90 \text{ мм}$ – внутренний диаметр подшипника.

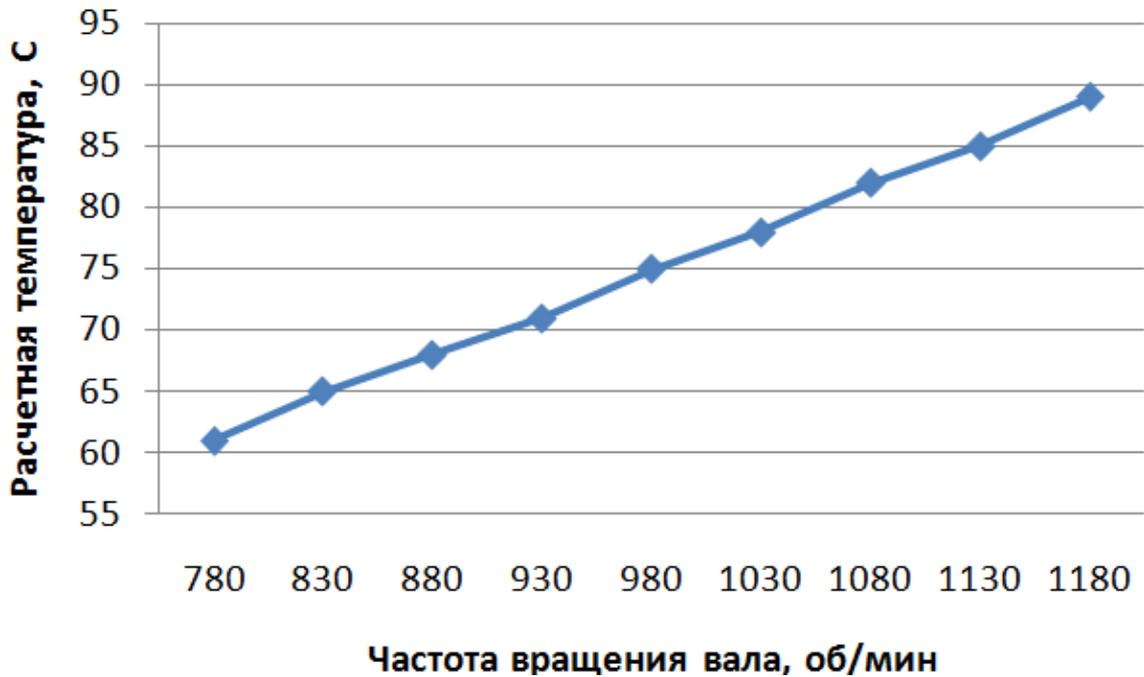


Рис. 4. График зависимости температуры подшипников от оборотов ротора

Минимальное давление $[H_{\text{ex}}]$ во всасывающей патрубке описывается следующей зависимостью [6], график представлен на рис. 5.

$$[H_{\text{ex}}] = 10 \cdot \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3} + \frac{p_t}{\rho \cdot g}, \quad (4)$$

где $Q = 0,41 \text{ м}^3 / \text{с}$ – объемная подача;

$C = 800$ – кавитационный коэффициент быстроходности;

$\rho = 1004 \text{ кг} / \text{м}^3$ – плотность бумажной массы;

n – частота вращения ротора насоса, об./мин;

$p_t = 7784 \text{ Па}$ – давление насыщенных паров воды при $40 \text{ }^\circ\text{C}$.



Рис. 5. Зависимость давления во всасывающей патрубке от оборотов ротора

Остаточный ресурс подшипников имеет примерный вид [7]:

$$L_{10a} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{Cr}{\left(V \cdot X \cdot \left((27,5 \cdot (0,115 \cdot Fr^2 - 0,123 \cdot Fr + 0,329) - 81,3) \right)^{0,5} + 530 \right) + Y \cdot F_A \right) \cdot K_B \cdot K_T} \right)^3,$$

где $a_1 = 0,62$ – коэффициент надежности (надежность подшипника – 0,95 %);

$a_2 = 1$ – коэффициент конструкции подшипника;

$a_3 = 1$ – коэффициент достаточности смазки (смазка полная);

$n = 16,3 \text{ Гц}$ – частота вращения подшипника;

$V = 1$ – коэффициент вращения колец подшипника;

$X = 1$ – коэффициент радиальной нагрузки;

$Fr = 1300 \dots 5300 \text{ Н}$ – радиальная нагрузка на подшипник;

$Cr = 118000 \text{ Н}$ – грузоподъемность подшипника 36218;

$Y = 0$ – коэффициент осевой нагрузки;

$F_A = 0$ – фактическая осевая нагрузка;

$K_B = 1,1$ – коэффициент безопасности;

$K_T = 1$ – коэффициент температурного режима.

На рис. 6 представлен примерный график зависимости остаточного ресурса от вибрации подшипника.

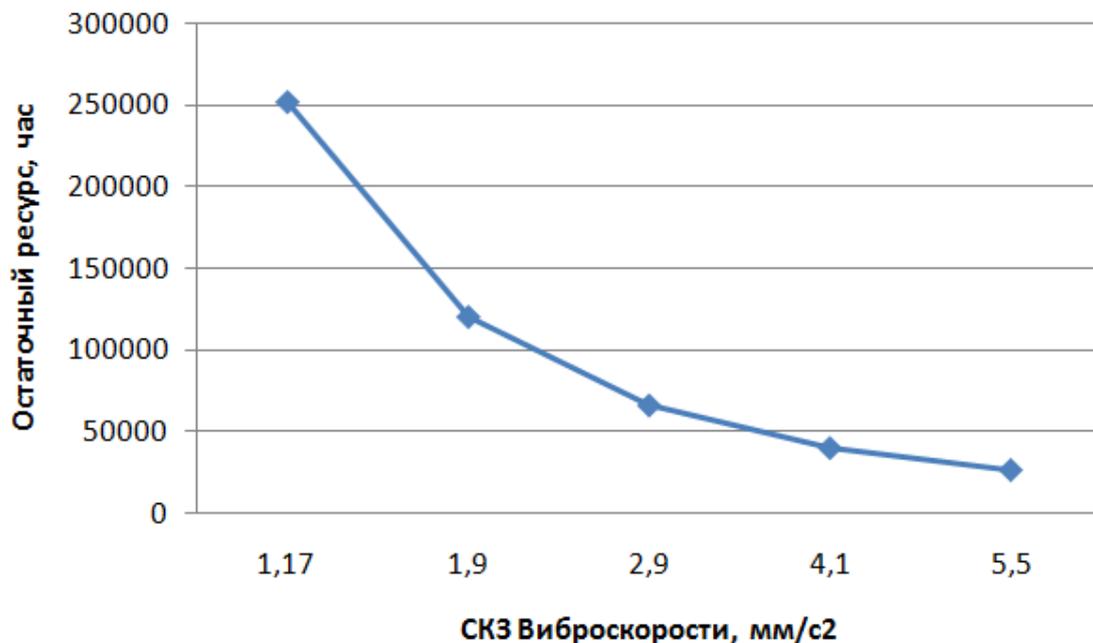


Рис. 6. Пример зависимости остаточного ресурса от СКЗ виброскорости

Данные методики относятся только к бездефектным агрегатам, при дефектах зависимости будут другие, а также необходимо учесть наложение этих дефектов (их влияние). Далее требуется расширять количество описываемых параметров и улучшать их качественно.

Список источников

1. Исаков С. Н., Калмыков Д. С. Цифровые двойники оборудования массоподводящей системы // Эффективный ответ на современные вызовы с учетом взаимодействия человека и природы, человека и технологий: социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса : материалы XIII Международной научно-технической конференции (Екатеринбург, 02–04 февраля 2021 года). Екатеринбург : УГЛТУ, 2021. С. 379–383. EDN TDKWEC.
2. Исаков С. Н. Разработка методов диагностики конструктивных элементов массоподводящих систем бумагоделательных машин : дис. ... канд. техн. наук / Исаков Сергей Николаевич. Екатеринбург, 2010. 145 с.
3. Черкасский В. М. Насосы вентиляторы, компрессоры : учебник для теплоэнергетических специальностей вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Энергоиздат, 1984. 416 с.
4. Стандарт организации СТО 56947007-29.060.10.006-2008. Методические указания по расчету и испытаниям жесткой ошиновки ОРУ и ЗРУ 110-500 кВ. М. : ОАО «ФСК ЕЭС», 2008. 64 с.

5. Ячиков И. М., Востриков А. В. Моделирование тепловыделения в подшипнике качения при использовании эмпирических формул и эластогидродинамической теории // Математическое и программное обеспечение систем в промышленной и социальной сферах. 2015. № 1 (6). С. 27–32. EDN UKTNIT.

6. Исследование влияния подачи воздуха во всасывающую магистраль центробежного насоса на его виброакустические характеристики / А. А. Иголкин, А. Н. Крючков, А. Б. Прокофьев, Е. В. Шахматов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королева. 2002. № 1 (1). С. 78–83. EDN HPMPRN.

7. Прогнозирование остаточного ресурса подшипника по уровню вибрации механизма / Р. Н. Исмагилов, Р. Р. Гареев, В. У. Ямалиев, А. А. Матсибора // Экспозиция Нефть Газ. 2015. № 3 (42). С. 65–68. EDN TUJAIX.

References

1. Isakov S. N., Kalmykov D. S. Digital twins of mass-feeding system equipment // Effective response to modern challenges taking into account the interaction of man and nature, man and technology: socio-economic and environmental problems of the forest complex : proceedings of the XIII International Scientific and Technical Conference (Yekaterinburg, February 02–04 In 2021). Yekaterinburg : USFEU, 2021. pp. 379–383. EDN TDKWEC.

2. Isakov S. N. Development of diagnostic methods for structural elements of mass-feeding systems of paper-making machines: dis. candidate of Technical Sciences / Isakov Sergey Nikolaevich. Yekaterinburg, 2010. 145 p.

3. Cherkassky V. M. Pumps, fans, compressors : textbook for thermal power engineering specialties of universities. 2nd ed., reprint. and additional. M. : Energoizdat, 1984. 416 p.

4. Organization standard STO 56947007-29.060.10.006-2008. Methodological guidelines for the calculation and testing of rigid bushing of ORU and ZRU 110-500 kV. M. : JSC FGC UES, 2008.

5. Yachikov, I. M., Vostrikov A. V. Modeling of heat release in a rolling bearing using empirical formulas and elasto-hydrodynamic theory // Mathematical and software systems in industrial and social spheres. 2015. № 1 (6). pp. 27–32. EDN UKTNIT.

6. Investigation of the effect of air supply into the suction line of a centrifugal pump on its vibro-acoustic characteristics / A. A. Igolkin, A. N. Kryuchkov, A. B. Prokofiev, E. V. Shakhmatov // Bulletin of the Samara State Aerospace University named after Academician S. P. Korolev. 2002. № 1 (1). P. 78–83. EDN HPMPRN.

7. Forecasting the residual life of the bearing by the vibration level of the mechanism / R. N. Ismagilov, R. R. Gareev, V. U. Yamaliev, A. A. Matsibora // The Oil and Gas exposition. 2015. № 3 (42). P. 65–68. EDN TUJAIX.