



## Analysis of the Energy Efficiency of the Pump Unit with a Mechanical Method of Regulation Performance

---

Dmitriy Ishutinov, Evgeniy Malishev and Nikolay Prismotrov

EasyChair preprints are intended for rapid dissemination of research results and are integrated with the rest of EasyChair.

April 30, 2020

# Анализ энергоэффективности насосного агрегата при механическом способе регулирования производительности

Иштутинов Д.В., Малышев Е.Н., Присмотров Н.И.  
 ФБГОУ Вятский государственный университет  
 Киров, Россия  
 ishutinov@vyatsu.ru

**Аннотация.** Рассмотрена математическая модель асинхронного электропривода насосного агрегата, позволяющая учесть технические характеристики центробежного насоса и реальный график водоотбора. Реальная Q-H характеристика насоса аппроксимирована параболой, коэффициенты которой рассчитаны на основании конструктивных и геометрических особенностей насоса. В модель закладываются также параметры магистрали и регулирующей задвижки. Кроме того, в модели учитываются действия оператора введением интегрирующего звена. Модель реализована в пакете программ Simulink. Примененные в модели блоки расчета энергопотребления позволяют проводить анализ энергопотребления действующих насосных агрегатов и обоснованно делать вывод о целесообразности модернизации путем установки преобразователя частоты.

**Ключевые слова:** центробежный насос, асинхронный электропривод, график отбора, Q-H характеристика, математическая модель, эффективность внедрения.

## ВВЕДЕНИЕ

Известны два основных способа регулирования производительности центробежных насосов (ЦН) [1, 16]. В настоящее время, в большинстве случаев, применяют регулирование за счет изменения скорости вращения рабочего колеса насоса [2 – 4]. Однако, регулирование производительности, основанное на введении в магистраль последовательно с насосом регулирующей задвижки (дросселирование потока), все же находит применение [1, 5, 6].

Регулирование давления в системе с помощью задвижки, как правило, осуществляется в ручном режиме по показаниям манометра. При достаточно низкой энергоэффективности данный способ наиболее простой и надежный с точки зрения технической реализации. Капитальные затраты на оборудование относительно не высокие, а квалифицированного обслуживания в процессе наладки и эксплуатации не требуется [7].

В процессе модернизации оборудования насосных станций возникает вопрос о целесообразности принятия того или иного решения. В таких случаях важно дать адекватную оценку энергетических показателей существующей системы в условиях информационной недостаточности [2, 3, 8].

Для решения этого вопроса ряд авторов предлагает использовать математические модели насосных агрегатов [9 – 13]. Однако, комплексного учета как конструктивных и геометрических особенностей насоса, особенностей регулирующего органа, так и реального графика водоотбора и влияния оператора, не проведено.

Ниже проанализирована работа насосного агрегата с помощью созданной математической модели, которая учитывает отмеченные факторы.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Статическая Q-H характеристика центробежного насоса (ЦН) может быть с достаточной степенью точности аппроксимирована квадратичным полиномом второго порядка (рис. 2) [1, 16, 17]:

$$H(Q, \omega) = H_0 \cdot \left( \frac{\omega}{\omega_K} \right)^2 - R \cdot Q^2 \quad (1)$$

где  $H_0$  – напор ЦН в режиме закрытой задвижки напорной магистрали (фиктивный напор холостого хода при  $Q = 0$ );  $R$  – гидравлическое сопротивление ЦН;  $\omega$ ,  $\omega_K$  – рабочая и каталожная скорость ЦН соответственно.

Известны аналитические выражения для расчета напора холостого хода и внутреннего гидравлического сопротивления ЦН [16, 17].

Напор холостого хода вычисляется через параметры ЦН:

$$H_0 = \frac{m_D^2 - 1}{m_D^2} \cdot \left( \frac{D_2 \cdot \omega_K}{2} \right)^2 \cdot \frac{1}{g}, \quad (2)$$

где  $m_D = D_2/D_1$  – соотношение внешнего и внутреннего диаметров рабочего колеса ЦН;  $D_2$ ,  $D_1$  – внешний и внутренний диаметры рабочего колеса.

Значение параметра  $m_D$  составляет от одного до трех для различных насосов. Лучшие ЦН имеют  $m_D = 1,4 \dots 1,6$ . Для ЦН нормальной быстроходности  $m_D = 2$  [17].

Гидравлическое сопротивление ЦН определяется [17]:

$$R = \left( 1 - m_b \frac{\text{ctg}\beta_{1Л}}{\text{ctg}\beta_{2Л}} \right) \cdot \frac{\rho \cdot n \cdot \text{ctg}\beta_{2Л}}{60 \cdot b_2}, \quad (3)$$

где  $m_b = b_2/b_1$  – соотношение выходной и входной ширины лопасти;  $b_2$ ,  $b_1$  – ширина лопасти на выходе и входе колеса;  $\beta_{2Л}$ ,  $\beta_{1Л}$  – выходной и входной лопастные углы рабочего колеса. Среднее значение лопастные углов колеса для современных ЦН составляет:  $\beta_{2Л} = 20^\circ \dots 35^\circ$  и  $\beta_{1Л} = 15^\circ \dots 20^\circ$  [17].

Динамические свойства ЦН как источника напора могут быть описаны инерционным звеном [16]:

$$W(p) = \frac{1}{T_{\Gamma} p + 1}, \quad (4)$$

где  $T_{\Gamma}$  – гидравлическая постоянная времени ЦН.

Гидравлическая постоянная времени определяется через параметры ЦН по выражению [16, 17]:

$$T_{\Gamma} = \frac{4 \cdot D_2 \cdot (m_D - 1)}{\Omega_{отн} \cdot K_{Л} \cdot m_D \cdot \ln(m_D)}, \quad (5)$$

где  $D_2, D_1$  – внешний и внутренний диаметры рабочего колеса;  $K_{Л}$  – количество лопастей (обычно для ЦН составляет 6 – 8 [16]);  $\Omega_{отн}$  – относительная скорость жидкости в межлопаточном пространстве, о.е.

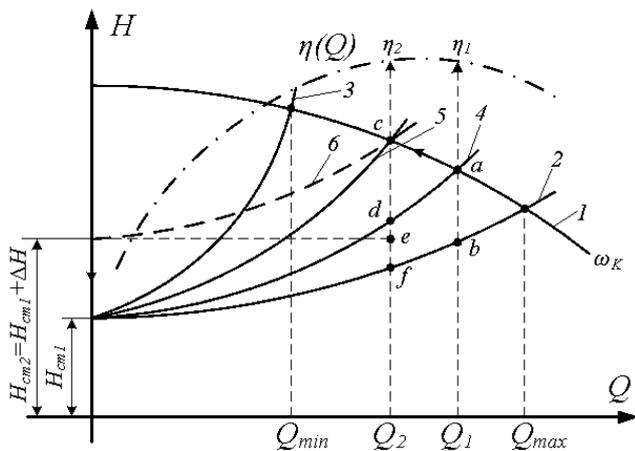
Q-H характеристика магистрали при совместной работе с ЦН, описывается уравнением вида [1, 7]:

$$H(Q) = H_{СТ} + R_M \cdot Q^2, \quad (6)$$

где  $H_{СТ} = H_{\Gamma} + H_{СВ}$  – статический напор, складывающийся из геометрической высоты подъема жидкости  $H_{\Gamma}$  и свободной составляющей напора  $H_{СВ}$ ;  $R_M$  – гидравлическое сопротивление магистрали.

Известно [1, 2, 16] что, рабочая точка при регулировании производительности с помощью задвижки движется по каталожной Q-H характеристике ЦН. Пускай в начальный момент времени отбор в системе водоснабжения имел значение  $Q_1$ , при этом напор, создаваемый насосом, соответствует значению  $H_a$  (точка “а”), напор на выходе задвижки значению  $H_b$ , а напор в точке водоотбора потребителями значению  $H_{cm1}$ . Потери напора на задвижке  $H_{ab}$  соответствуют отрезку “a-b” (рис. 1).

Если в какой-то момент времени отбор потребителями уменьшится до значения  $Q_2$  (рабочая точка на Q-H характеристике перемещается из точки “а” в точку “с” см. рис. 1), то напор в точке водоотбора потребителями в первый момент вырастет до значения  $H_{cm2} = H_{cm1} + \Delta H$ .



1 – каталожная характеристика насоса; 2 – характеристика магистрали при максимально открытой задвижке; 3 – характеристика магистрали при минимально открытой задвижке; 4, 5 – характеристики магистрали, соответствующие промежуточным положениям задвижки; 6 – характеристика магистрали при уменьшении отбора с  $Q_1$  до  $Q_2$  в первый момент времени.

Рис. 1. Q-H характеристики центробежного насоса

При этом характеристика магистрали (пунктирная кривая 6 см. рис. 1) сместится параллельно вверх, напор насоса увеличится до значения  $H_c$ , а потери напора на задвижке изменятся до значения  $H_{ce}$  (отрезок “с-е” см. рис. 1).

После ручного регулирования путем прикрытия задвижки характеристика магистрали изменится (кривая 5 см. рис. 1), напор в точке водоотбора потребителями уменьшится и снова станет равным значению  $H_{cm1}$ . При этом потери напора на задвижке увеличатся до значения  $H_{cf}$  (отрезок “с-f” см. рис. 1).

Напор на выходе насоса можно определить согласно уравнению (1) задавая подачей  $Q_i$  согласно графику отбора (рис. 2). Тогда значение напора в точке отбора воды потребителями можно определить, совместно решая уравнения (1) и (6). В результате получается:

$$H_{СТ} = H_0 \cdot \left( \frac{\omega}{\omega_K} \right)^2 - (R + R'_M) \cdot Q^2, \quad (7)$$

где  $Q$  – подача, соответствующая графику отбора;  $R'_M$  – гидравлическое сопротивление магистрали при частичном закрытии задвижки.

Гидравлическое сопротивление магистрали при не полностью открытой задвижке вычисляется, если совместно решить уравнения, описывающие характеристики магистрали “5” и “6” на рис. 1:

$$R'_M = R_M - \frac{H_{СТ1} - H_{СТ2}}{Q^2}, \quad (8)$$

Второй член в выражении (8) определяет изменение гидравлического сопротивления магистрали в результате

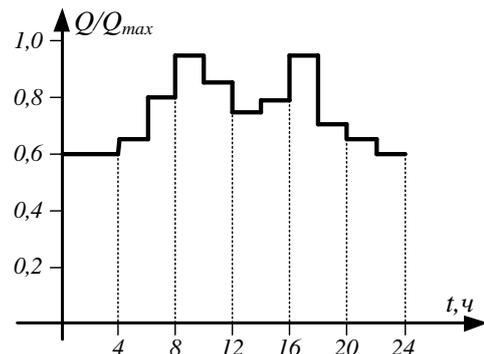


Рис. 2. Суточный график отбора воды

ручного регулирования степени открытия задвижки. Учет ручного регулирования предлагается вести, вводя в выражение (8) “поведение” оператора. Действия оператора предлагается описать интегрирующим звеном:

$$W_{оп}(p) = \frac{1}{T_{оп} p}, \quad (9)$$

где  $T_{оп}$  – постоянная времени, характеризующая интенсивность изменения гидравлического сопротивления магистрали оператором.

Математическое описание динамических режимов асинхронного электропривода при питании от источника напряжения известно [18] и здесь не рассматривается.

Момент сопротивления на валу приводного двигателя определяется подачей ЦН и может быть определен по выражению:

$$M_C = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H(Q)}{\omega \cdot \eta(Q)}, \quad (10)$$

где  $\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости;  $\omega$  – угловая скорость двигателя ЦН;  $Q$ ,  $H(Q)$ ,  $\eta(Q)$  – подача, напор и КПД насоса.

КПД насосного агрегата также изменяется при изменении подачи. Зависимость КПД насоса от его подачи  $\eta(Q)$  аппроксимируется функцией [1]:

$$\eta(Q) = \eta_H \left( 1 - \left( 1 - \frac{Q}{Q_H} \right)^{2,3} \right), \quad (11)$$

где  $\eta_H$  – КПД, соответствующее режиму работы насоса с номинальной подачей  $Q_H$ ;  $Q$  – значение подачи, определяемое графиком отбора.

#### РЕАЛИЗАЦИЯ МОДЕЛИ НАСОСНОГО АГРЕГАТА

В соответствие с представленными выше выражениями (1) .. (11) в приложении Simulink математического пакета Matlab создана математическая модель асинхронного электропривода насосного агрегата (рис. 3). Модель рабо-

тает в масштабе времени: одни сутки реального времени эквивалентны 60 секундам машинного времени и позволяет учесть реальный суточный график водоотбора блоком «Qvx1».

Макромодель «Расчет H, H<sub>ст</sub>, M<sub>с</sub>» позволяет рассчитывать в реальном времени значения напора на выходе насоса H, напора в магистрали H<sub>ст</sub> и момента сопротивления на валу приводного двигателя. Указанная макромодель представлена на рис. 4.

Составной частью этой макромодели является макромодель «Ручное управление» (рис. 4), учитывающая «поведение» оператора, описанное передаточной функцией интегратора (9).

Кроме описанных устройств, созданная модель содержит блоки расчета энергопотребления: «Расчет энергии 1» – энергия, потребляемая из электрической сети; «Расчет энергии 2» – энергия вырабатываемая на валу двигателя ЦН; «Расчет энергии 3» – гидравлическая энергия насоса. Введение вышеуказанных блоков позволяет оценить суточное потребление и потери электроэнергии. Это, в свою очередь, дает возможность сравнить экономические показатели механического способа регулирования производительности и регулирования с использованием часто рекомендуемого электрического способа на основе системы ПЧ-АД. На основе сравнения технико-экономических показателей появляется возможность сделать обоснованный вывод о целесообразности применения того или иного способа регулирования.

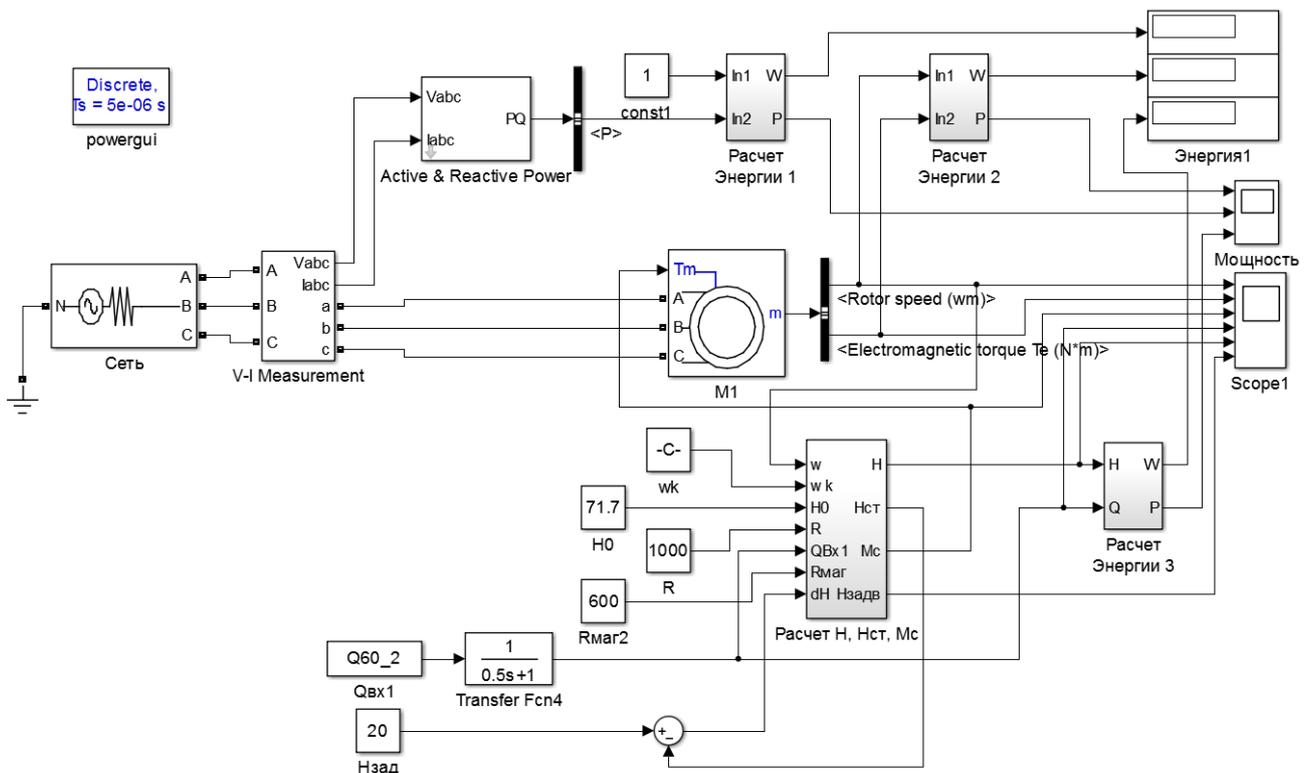


Рис. 3. Модель асинхронного электропривода насосного агрегата

Таблица 3

Технические характеристики насоса

| Способ регулирования | Потребление энергии, кВт·ч | Потери энергии, кВт·ч |           | Средневзвешенный КПД, % |
|----------------------|----------------------------|-----------------------|-----------|-------------------------|
|                      |                            | в электроприводе      | суммарные |                         |
| Механический         | 2124                       | 99                    | 1476      | 0,31                    |
| Электрический        | 880                        | 29                    | 235       | 0,73                    |

ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

Представленная модель насосного агрегата, а также модель насосного агрегата с частотным регулированием производительности [9] позволяют проводить анализ технико-экономических показателей электроприводов насосных агрегатов.

Проведенный на моделях анализ подтвердил высокую, с точки зрения энергопотребления, эффективность электрического способа регулирования производительности при переменном графике водоотбора. Эффективность применения механического способа проявляется только при незначительном отклонении подачи в суточном цикле от максимального значения.

Подобным образом с применением модели электропривода насосного агрегата могут быть проанализированы технико-экономические показатели любых насосных станций с заданным графиком водоотбора как при электрическом [9], так и при механическом способе регулирования. Результаты анализа позволят обосновать применение того или иного способа регулирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лезнов Б.С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздуходушных установках. / Б.С. Лезнов. – М: Энергоатомиздат, 2006. – 360 с., ил.
2. Лезнов Б.С. Оценка эффективности регулируемого электропривода в насосных установках водоснабжения и водоотведения / Б.С. Лезнов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 3: в 5 ч. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2010. – Ч. 4. с. 58-65.
3. Ahonen T. Frequency-converter-based hybrid estimation method for the centrifugal pump operational state / T. Ahonen // IEEE Transactions on Industrial Electronics. – 2011. – vol. 59, is. 12. – P. 4803-4809.
4. Kaya D. Energy efficiency in pumps / D. Kaya // Energy Conversion and Management. – 2008. – vol. 49, is. 6. – P. 1662-1673.
5. Лысенко О.А. Моделирование насосной установки с асинхронным электроприводом / О.А. Лысенко, А.А. Охотников // Динамика систем, механизмов и машин. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2014. – № 1. с. 304-307.
6. Janevska G. Mathematical modeling of pump system / G. Janevska // Proceedings of the 2nd Electronic International Interdisciplinary Conference (EIPC), Žilina: Slovakia, 2013. – P. 2-6.
7. Иштуинов Д.В. Оценка эффективности энергосберегающих мероприятий при различных способах управления насосными агрегатами / Д.В. Иштуинов, В.С. Хоро-

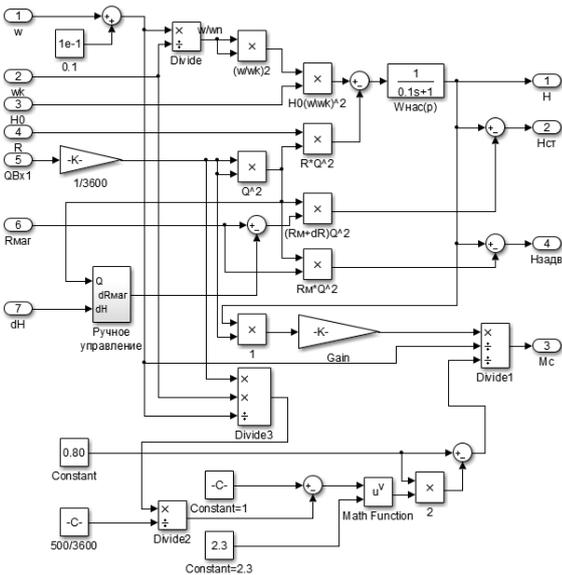


Рис. 4. Макромодель “Расчет H, Hст, Mc”

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Далее приведены результаты анализа режимов работы насосной станции с одним насосом Д500 – 65, выполненные с помощью описанной модели и модели для электрического способа регулирования на основе системы ПЧ-АД [9]. Электропривод насоса в обоих случаях реализован на базе асинхронного двигателя 5АМ280М4. Основные технические характеристики насоса и двигателя представлены в табл. 1, 2 [19, 20].

Результаты анализа энергопотребления насосной станции, работающей в соответствии с графиком водоотбора (рис. 2) представлены в табл. 3.

Полученная информация позволяет сделать вывод, что при указанном графике водоотбора применение электрического способа регулирования производительности насосного агрегата позволяет экономить в сутки 1241 кВт·ч электроэнергии. Учитывая, что в среднем преобразователь частоты имеет относительную стоимость 3000 руб. за кВт установленной мощности, то при стоимости электроэнергии 5 руб. за кВт·ч можно сделать вывод, что модернизация с установкой ПЧ окупится примерно за пол года.

Таблица 1

Технические характеристики насоса

| Подача, м <sup>3</sup> /ч | Напор, м | Частота вращения, об/мин | КПД, % | Мощность двигателя, кВт |
|---------------------------|----------|--------------------------|--------|-------------------------|
| 500                       | 53       | 1450                     | 75     | 132                     |

Таблица 2

Технические характеристики насоса

| Мощность, кВт | Частота вращения, об/мин | Номинальный момент, Нм | Кратность критического момента | КПД, % |
|---------------|--------------------------|------------------------|--------------------------------|--------|
| 132           | 1485                     | 865                    | 2,2                            | 95,8   |

- 2020 Международная Конференция по Автоматизированному Электроприводу (АЭП — 2020), Санкт-Петербург, Россия, Октябрь 04-07, 2020
- шавин, С.И. Охапкин, Е.Н. Пировских // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып.3: в 5 ч. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2010. – Ч. 4. с. 39 – 45.
8. Лысенко О.А. Режимы энергосбережения установок центробежных насосов с асинхронными двигателями / О.А. Лысенко // Известия Томского политехнического университета. – Томск: Изд-во ТПУ, 2014. Т. 325, № 4. с. 133-141.
9. Ишутинов Д.В. Математическая модель оценки энергоэффективности асинхронного электропривода насосных агрегатов / Д.В. Ишутинов, Н.С. Сластихин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 9. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2019. – с. 581-589.
10. Лысенко О.А. Моделирование электротехнического комплекса в системе «асинхронный двигатель – центробежный насос» / О.А. Лысенко, А.В. Дегтярев, Р.Н. Хамитов // Известия Транссиба. – Омск: Изд-во ОмГУПС, 2013.– №3(15). – с. 30-35.
11. Тюева П.В. Алгоритм оценки эффективности работы асинхронных двигателей в насосных агрегатах / П.В. Тюева // Известия Томского политехнического университета. – Томск: Изд-во ТПУ, 2009. Т. 315, №4. – с. 74-79.
12. Ghafouri J. Dynamic modeling of variable speed centrifugal pump utilizing MATLAB/SIMULINK / J. Ghafouri, H. Khayatzadeh, A. Khayatzadeh // International Journal of Science and Engineering Investigations. – 2012, – vol. 1, is. 5. – P. 1-7.
13. Мухортов И.С. Математическая модель оценки энергетической эффективности работы электропривода центробежных насосов систем поддержания пластового давления / И.С. Мухортов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – Казань: Изд-во КФУ, 2013. – № 7-8. – с. 139-141.
14. Сагдатуллин А.М. Аналитическое исследование систем автоматизированного электропривода насосной станции / А.М. Сагдатуллин // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – Пенза: Изд-во ПГУ, 2014. – № 2(30). – с. 89-99.
15. Толпаров Д.В. Анализ систем управления насосных станций / Д.В. Толпаров, Ю.Н. Дементьев // Известия томского политехнического университета. – Томск: Изд-во ТПУ, 2007. – Т. 311, №4. – с. 113-118.
16. Костышин В.С. Моделирование режимов работы центробежных насосов на основе электрогидравлической аналогии. / В.С. Костышин. – Ивано-Франковск, 2000. – 163 с.
17. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б.Ф. Гликман. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 368 с.
18. Ключев В.И. Теория электропривода / В.И. Ключев. – М.: Энергоатомиздат. – Учеб. для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп., 2001. – 720 с., ил.
19. Центробежные насосы двустороннего входа: Каталог. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1982.
20. Асинхронные двигатели мощностью до 315 кВт: Технический каталог. Владимирский электромоторный завод, 2017.

# Analysis of the energy efficiency of the pump unit with a mechanical method of regulation performance

Dmitriy Ishutinov, Evgeniy Malishev, Nikolay Prismotrov  
Department of electric drive and automatization industrial installation  
Vyatka State University  
Kirov, Russian Federation  
ishutinov@vyatsu.ru

**Abstract.** A mathematical model of an asynchronous electric drive of a pumping unit is considered, which allows taking into account the technical characteristics of a centrifugal pump and the actual schedule of water intake. The real Q-H characteristic of the pump is approximated by a parabola, whose coefficients are calculated based on the design and geometric features of the pump. The model also includes parameters of the main line and the control valve. In addition, the model takes into account the actions of the operator by introducing an integrating link. The model is implemented in the Simulink software package. The energy consumption calculation blocks used in the model allow analyzing the energy consumption of existing pumping units and making a reasonable conclusion about the feasibility of upgrading by installing a frequency converter.

**Keywords:** centrifugal pump, asynchronous electric drive, schedule of water intake, Q-H characteristic, mathematical model, implementation efficiency.