

УДК 621.316

UDC 621.316

**ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ
ДРОССЕЛИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ
В НАСОСНЫХ УСТАНОВКАХ****EFFICIENCY OF USING OF THROTTLING
ELEMENTS AT THE PUMP PLANTS**

Оськин Сергей Владимирович
д.т.н., профессор
*Кубанский государственный аграрный
университет, Краснодар, Россия*

Oskin Sergey Vladimirovich
Dr.Sci.Tech., professor
Kuban State Agrarian University, Krasnodar, Russia

Рассмотрены режимы работы насосных агрегатов при регулировании производительности дросселированием. Получены расчетные формулы для определения оптимальных режимов работы и определены зоны эффективной работы электронасосов для различных исходных параметров регулирования

In the article, we have examined the operation modes of the pump units when their efficiency is regulated by the force of throttling. Formulas for optimal operation mode are derived and zones for efficient work of the electric pumps with different initial parameters of regulations are defined

Ключевые слова: ЭЛЕКТРОНАСОС,
ДРОССЕЛИРОВАНИЕ, НАПОР,
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ, НАСОСНЫЙ
АГРЕГАТ, ВОДОПРОВОДНАЯ МАГИСТРАЛЬ

Keywords: ELECTRIC PUMP, THROTTLING,
HEAD, EFFICIENCY, PUMP UNIT, WATER-MAIN

В сельскохозяйственном производстве насосные установки используются в системах водоснабжения производства и населения, для орошения и перекачки различных жидкостей, в котельных агрегатах.

Режим работы центробежных насосов и вентиляторов определяется следующими параметрами: подачей Q , напором H и угловой скоростью ротора w . Эти параметры связываются зависимостью $H = f(Q)$ при $w = Const$ и называются QH характеристики. В практических расчетах часто пользуются графическими экспериментальными QH характеристиками (рис. 1).

Для вентиляторов в каталогах и справочниках приводятся QH характеристики при различных значениях скорости ротора, а для насосов – QH характеристика при номинальной скорости ротора. При необходимости получения QH характеристики при других скоростях производят пересчет, пользуясь законами пропорциональности:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{w_1}{w_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{w_1}{w_2}\right)^2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2. \quad (1)$$

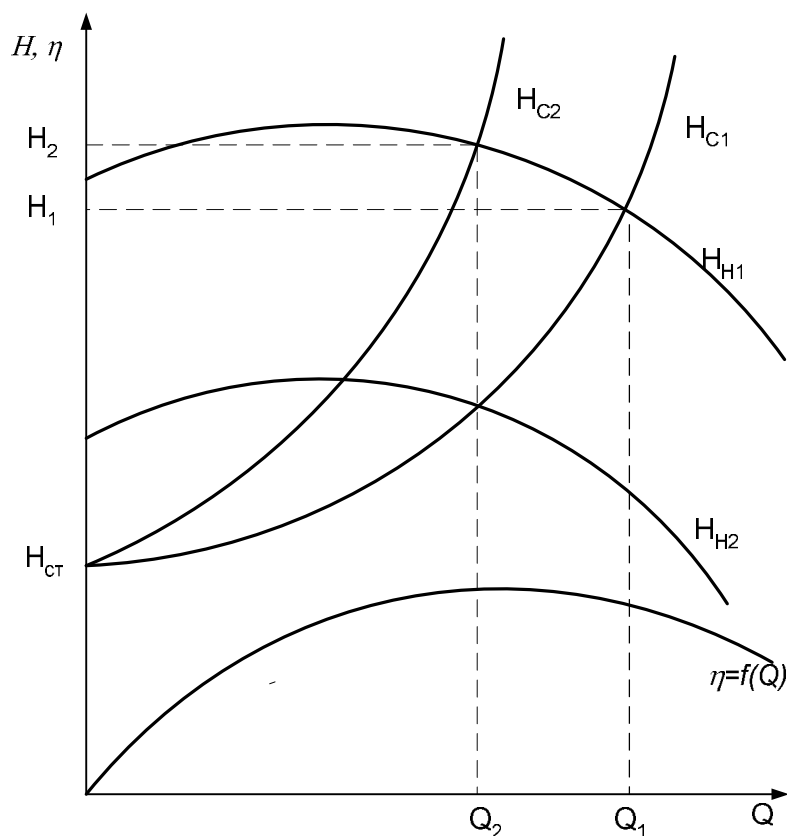


Рисунок 1. QH характеристики и зависимость $\eta = f(Q)$

Эти законы пропорциональности соблюдаются в так называемых динамически подобных режимах. Динамически подобный режим обусловлен кинетическим подобием движения жидкости в насосе и характеризуется постоянным значением КПД. Для пересчета QH характеристики задаются рядом значений Q_i , которым соответствуют значения H_{ni} , на номинальной QH характеристики и получают новую характеристику H_{H2} (см. рис.1).

Установившейся режим насоса или вентилятора определяется графически точкой пересечения QH характеристики центробежного механизма с характеристикой магистрали, на которую работает насос, или воздухораспределительной сети вентилятора. Характеристика магистрали и воздухораспределительной сети в общем виде описывается уравнением

$$H_c = H_{cm} + k_c Q^2, \quad (2)$$

где H_c - полный напор на магистрали или воздухораспределительной сети;
 H_{cm} - статический напор, обусловленный противодействием в котле, цистерне, воздухораспределительной сети; статическая высота подачи жидкости;

k_c - коэффициент сопротивления магистрали или сети.

Постоянный коэффициент можно определить по формулам:

$$k_c = \frac{\sum h}{Q_n^2}; k_c = \frac{\left(\frac{1l}{d} + \sum x\right)r}{\rho^2 g d^4}, \quad (3)$$

где $\sum h$ – суммарные местные и линейные потери, местные потери обычно не превышают 10 % от линейных потерь напора на трение, м; Q_n – номинальная подача насоса, м³/с; l – коэффициент трения, $l = 0,025$; l и d – длина и диаметр трубопровода, м;

x - коэффициент, характеризующий сопротивление трения в трубопроводе, для трубопроводов с круглой площадью поперечного сечения $x = \frac{1l}{d}$; r – плотность перекачиваемой жидкости.

В вентиляционных установках H_{cm} , как правило, равно нулю, поскольку при вентиляции помещений воздух забирается и выбрасывается наружу. Связи с этим в вентиляционных системах

$$H_c = k_c Q^2. \quad (4)$$

При проектировании системы с центробежными механизмами выбор насосов и вентиляторов, а также магистралей и воздухопроводных сетей должен производиться таким образом, чтобы обеспечивался максимальный КПД всей установки (учитывается характеристика $\eta = f(Q)$)

При рассмотрении энергетических характеристик технологического процесса водоснабжения объекта необходимо отметить, что требуемая мощность для подачи воды может быть рассчитана по формуле:

$$P_c = H_c \cdot (Q_1 + Q_1 + \dots Q_i), \quad (5)$$

где H_c – напор в сети; Q_1, Q_i – расходы соответственно первого и i -го потребителя.

Для нормальной работы сети чаще всего необходимо создание постоянного значения напора H_c . Величины расходов Q_1-Q_i определяются потребителями и с течением времени могут меняться. Гидравлическая мощность, развиваемая насосным агрегатом, может быть получена:

$$P_z = H_z \cdot (Q_1 + Q_1 + \dots Q_i). \quad (6)$$

В формуле (6) сумма расходов представляет собой общий сетевой расход воды Q_c . В идеальном варианте необходимо, чтобы сохранялось равенство P_c и P_r . На самом деле между насосным агрегатом и сетью установлены элементы со своими гидравлическими сопротивлениями, на которых теряется часть напора, развиваемого насосным агрегатом, ΔH_n . Таким образом, потери энергии (мощности) на технологическое обеспечение параметров перекачиваемой жидкости можно определить как

$$\Delta P_n = \Delta H_n \cdot Q_c. \quad (7)$$

Следовательно, для поддержания заданных технологических параметров сети насос должен развивать гидравлическую мощность, равную

$$P_z = H_c \cdot (Q_1 + Q_1 + \dots Q_i) + \Delta H_n \cdot (Q_1 + Q_1 + \dots Q_i). \quad (8)$$

Последнее выражение показывает, что потери энергии в технологическом процессе зависят от расхода сети, определяемого потребителем, и потерь напора на оборудовании насосной станции ΔH_n , которые определяются гидравлическим сопротивлением элементов схемы. Для организации технологического процесса с минимальными энергетическими потерями необходимо, в первую очередь, снизить потери напора между трубопроводом насосного агрегата и сетью потребителей – ΔH_n . Далее воспользуемся известными QH -характеристиками для насосных агрегатов и сети (рис. 1). Кривая 1 соответствует напорной характеристике насосного агрегата, а кривая 2 – гидравлической характеристике сети, где H_0 – требуемый стати-

ческий напор сети. Точка пересечения этих характеристик является идеальной расчетной точкой совместной работы насосного агрегата и сети ($Q_{ном}$). При изменении расхода в сети меняется и её гидравлическая характеристика – линии 3–5. Соответственно, будут сдвигаться точки пересечения характеристик. Как видно из данных рисунка, с уменьшением расхода увеличивается давление в сети. Кроме того, в процессе функционирования в зависимости от режимов работы системы может меняться давление перед насосом, создаваемое источником водоснабжения. Изменения этого давления также отражаются на величине давления в сети потребителей. Такой характер взаимосвязи параметров требует установки в системе дроссельных регулирующих элементов – регулирующих клапанов (иногда их роль выполняют напорные задвижки агрегатов). Эти элементы создают дополнительное гидравлическое сопротивление и позволяют обеспечить стабильное давление в сетевом трубопроводе.

При использовании дроссельных элементов происходит распределение напора на элементах системы. Это распределение напора показано на рисунке 2, где ΔH_d – падение напора на дроссельном элементе. Для поддержания заданного давления в сетевом трубопроводе при изменении расхода жидкости приходится изменять гидравлическое сопротивление регулирующего элемента. При этом общая гидравлическая характеристика будет иметь более крутой вид. Величина ΔH_d с таким регулированием неуклонно увеличивается. Таким образом, чем глубже производится дросселирование регулирующим элементом, тем больше энергетических потерь имеет весь технологический процесс.

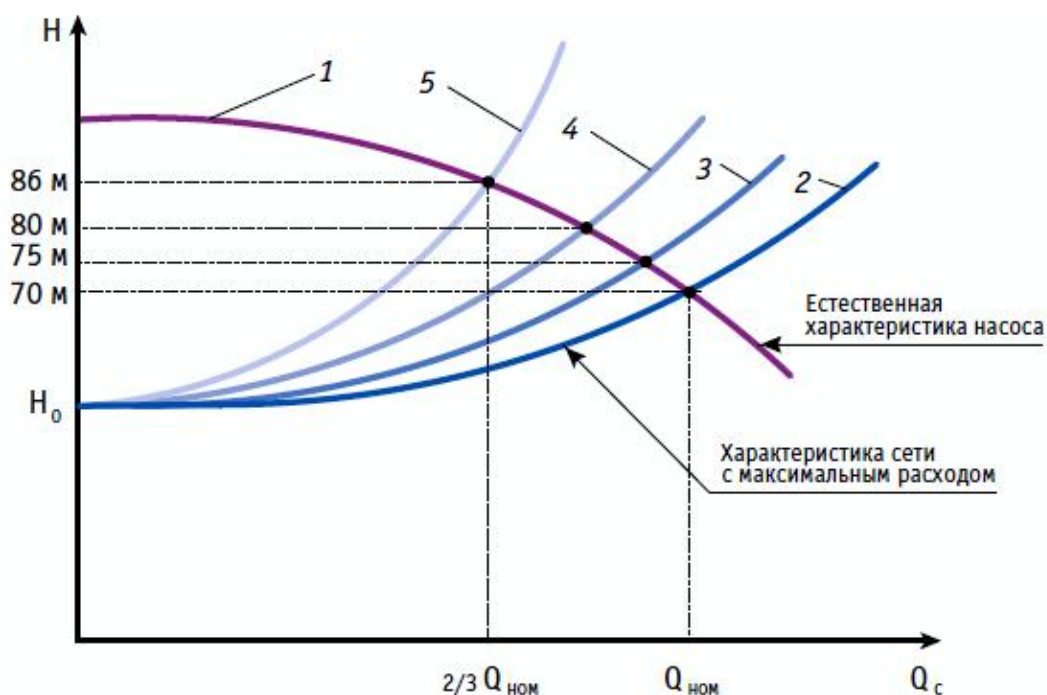


Рисунок 2. Характеристики насосного агрегата и сети без регулирования

При регулировании подачи задвижкой (дросселированием) эффективность регулирования можно оценить при помощи КПД установки [1]:

$$h_y = \frac{H_m \cdot Q_{\text{вых}}}{(H_m + \Delta H_D) \cdot Q_{\text{вых}}} = \frac{H_m}{H_m + \Delta H_D} = \frac{H_c + \Delta H_M}{H_c + \Delta H_M + \Delta H_D} = \frac{H_c}{H_в} + \frac{\Delta H_M}{H_в}, \quad (9)$$

где H_m – напор в магистрали после регулирующего органа – задвижки; $H_в$ – напор перед задвижкой; ΔH_M – потери напора в магистрали; $Q_{\text{вых}}$ – выходная производительность с учетом регулирующего органа; $H_в$ – напор перед органом регулирования.

В соответствии с полученным выражением можно сделать вывод о том, что КПД зависит от величины статического напора, а точнее от отношения статического напора к напору создаваемого насосом перед регулирующим органом, и от отношения потерь напора в магистрали к напору перед органом регулирования. Данную зависимость можно проиллюстрировать соответствующими графиками (рис. 3, 4).

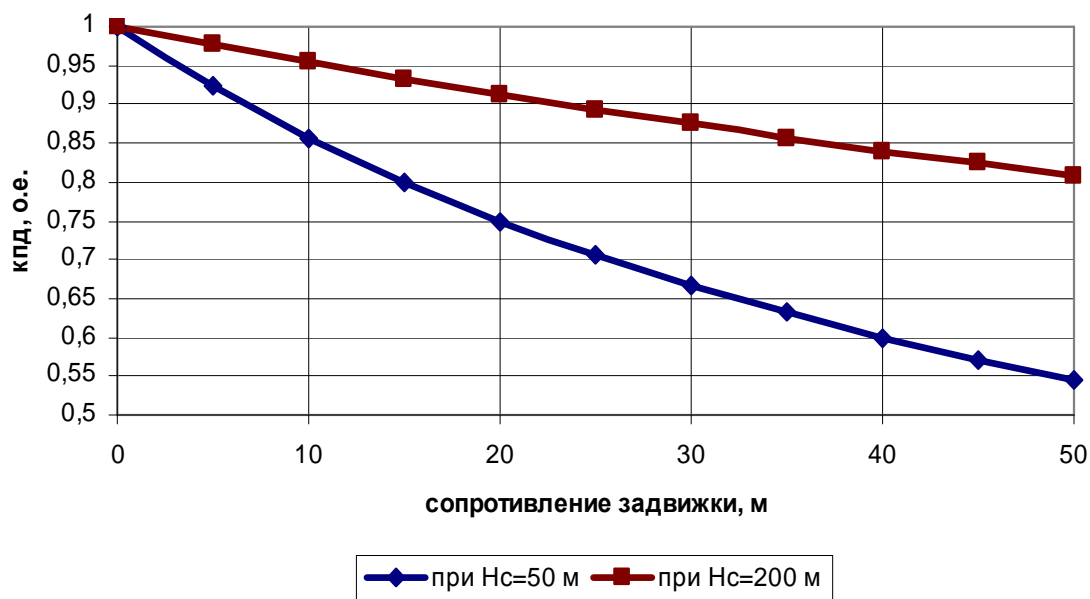


Рисунок 3. Зависимость кпд от сопротивления задвижки при изменении статического напора от 50 м до 200 м

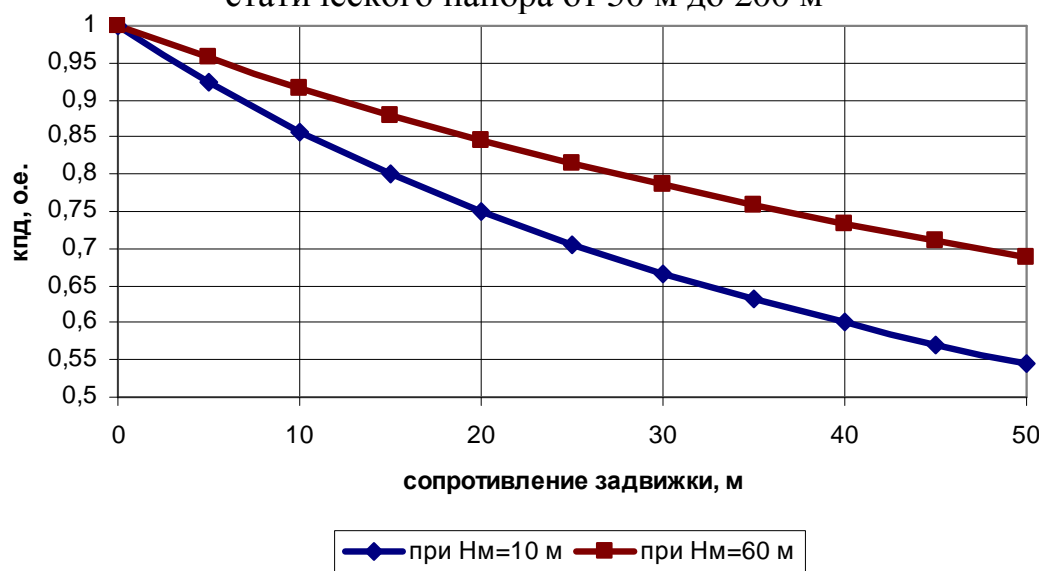


Рисунок 4. Зависимость кпд от сопротивления задвижки при изменении статического напора от 10 м до 60 м

Как видно из данных рисунков 3, 4, чем больше статический напор, тем меньше влияние сопротивления задвижки и чем больше сопротивлением магистрали, тем также меньше влияние задвижки.

Следует проанализировать полученные зависимости при отсутствии статического напора. В этом случае выражение приобретает вид:

$$h_y = \frac{\Delta H_M}{\Delta H_M + \Delta H_D} \quad (10)$$

Разделим числитель и знаменатель на ΔH_M и обозначим $\frac{\Delta H_D}{\Delta H_M} = K_p$ – коэффициент регулирования (кратность регулирования за движкой). Данный коэффициент показывает отношение сопротивления за движки к сопротивлению магистрали. Получим следующий вид формулы (10):

$$h_y = \frac{1}{1 + K_p} \quad (11)$$

Данную зависимость можно представить графически на рисунке 3. Как видно из данных рисунка 3, при кратности более 4-х кпд изменяется медленно, и оно имеет низкое значение. Таким образом, лучше всего держать кратность регулировки до 4-х. Более точное значение по ограничению степени регулирования дроссельным элементом можно получить следующим образом. Исходя из данных рисунка 4 видно, что скорость изменения кпд на графике не постоянна. Для определения степени уменьшения скорости изменения кпд возьмем вторую производную функции (11):

$$(h_y)' = \left(\frac{1}{1 + K_p} \right)' = -\frac{1}{(1 + K_p)^2}, \quad (12)$$

$$(h_y)'' = \left(-\frac{1}{(1 + K_p)^2} \right)' = \frac{2}{(1 + K_p)^3}. \quad (13)$$

Вторая производная показывает ускорение (замедление) изменения данного графика функции. Задаваясь значениями замедления можно получить предел регулирования K_p . Для нашего случая, имеет смысл остановиться на замедлении от 0,1 до 0,01. Подставляя данные значения в формулу (11) и решая ее относительно K_p получим: для $(h_y)'' = 0,1$ – $K_p = 1,87$; для $(h_y)'' = 0,01$ – $K_p = 4,94$. Таким образом, производить ре-

гулировку лучше, не превышая значения коэффициента регулирования выше 2–5.



Рисунок 3. Зависимость КПД от кратности регулирования задвижкой

Как отмечается в литературе, КПД при малом статическом напоре пропорционален квадрату диапазона регулирования по производительности:

$$h_y = \frac{\Delta H_M}{\Delta H_M + \Delta H_D} = \frac{1}{1 + K_p} \equiv \left(\frac{Q_{\text{ВЫХ}}}{Q_{\text{Н}}} \right)^2 = q^2 \equiv D^2. \quad (14)$$

Подставив два полученных значения K_p , получим два значения диапазона регулирования по производительности – 0,41 и 0,59. Следовательно, не нужно допускать регулировку производительности дросселирующим элементом ниже диапазона 0,41–0,59. Из анализа потерь мощности при регулировании задвижкой, установлено, что максимум потерь приходится на $q = 0,576$, что попадает в установленный диапазон данным способом. Следовательно, не нужно регулировать задвижкой до значения $q=0,576$, при котором будет наблюдаться максимальное значение потерь мощности.

Для решения задачи минимизации потерь, связанных с регулированием давления в сети, необходимо исключить дополнительные гидравлические сопротивления на участке от насосного агрегата до сетевого трубопровода, то есть необходимо полностью открыть всю запорно-регулирующую арматуру. Это можно сделать, если процесс регулирования давления передать насосному агрегату. Теория работы нагнетателей (насосов и вентиляторов) доказывает, что изменение частоты вращения привода нагнетателя изменяет его напорные характеристики. Кроме того, напор, создаваемый нагнетателем, пропорционален квадрату частоты вращения агрегата.

Список литературы

1. Мякишев Н.Ф. Электропривод и электрооборудование автоматизированных сельскохозяйственных установок/ Н.Ф. Мякишев. – М.: «Агропромиздат», 1986. – 176 с.
2. Козлов М., Чистяков А. Эффективность внедрения систем с частотно-регулируемыми электроприводами / М. Козлов, А. Чистяков // Современные технологии автоматизации. – 2001. – № 1., С. 76–82.
3. Оськин С.В., Дидыч В.А. Повышение эффективности насосных агрегатов в системах мелиорации и орошения / С.В. Оськин, В.А. Дидыч // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2011. – № 6. – С. 16–17.

References

1. Mjakishev N.F. Jelektroprivod i jelektrooborudovanie avtomatizirovannyh sel'sko-hozjajstvennyh ustanovok/ N.F. Mjakishev. – M.: «Agropromizdat», 1986. – 176 s.
2. Kozlov M., Chistjakov A. Jefferktivnost' vnedrenija sistem s chastotno-reguliruemyimi jelektroprivodami / M. Kozlov, A. Chistjakov // Sovremennye tehnologii avtomatizacii. – 2001. – № 1., S. 76–82.
3. Os'kin S.V., Didych V.A. Povyshenie jefferktivnosti nasosnyh agregatov v sistemah melioracii i oroshenija / S.V. Os'kin, V.A. Didych // Mehanizacija i jelektrifikacija sel'skogo hozjajstva. – 2011. – № 6. – S. 16–17.