

УДК 621.313; 621.316; 621.643

МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАГИСТРАЛЬНЫХ НАСОСОВ ПРИ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОМ ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ¹

Шабанов В.А.¹, Кабаргина О.В.

Уфимский государственный нефтяной технический университет, г.Уфа
e-mail: ¹ShabanovVA1@yandex.ru

Аннотация. *Рассмотрена зависимость момента сопротивления магистрального насоса нефтеперекачивающей станции при частотном регулировании от параметров регулируемого насоса и режима перекачки. Получены выражения для механических характеристик магистральных насосов (МН) нефтепроводов в функции коэффициентов напорных характеристик подпорных и магистральных насосов технологического участка, трубопровода и характеристик МН в режиме холостого хода. Приведена методика построения механической характеристики магистрального насоса при частотно-регулируемом приводе.*

Ключевые слова: *механическая характеристика, магистральный насос, частотно-регулируемый электропривод, трубопровод*

Для трубопроводного транспорта нефти широко применяются центробежные магистральные насосы (МН) типа НМ. Заводы изготовители задают механические характеристики МН при пуске в режиме холостого хода (кривая 1 на рис. 1), а также при пуске одиночного насоса под нагрузкой в условиях отсутствия противодействия (кривая 2) [1]. Однако заводские характеристики не пригодны для анализа работы МН при частотно-регулируемом электроприводе (ЧРЭП). Обусловлено это особенностями технологического процесса перекачки нефти по трубопроводам. В статье рассматривается методика построения механической характеристики МН при ЧРЭП.

В настоящее время перекачка нефти по трубопроводам осуществляется по системе «из насоса в насос». При такой системе перекачки весь трубопровод делят на технологические участки, отделенные друг от друга резервуарами. Каждый технологический участок содержит несколько нефтеперекачивающих станций, соединенных последовательно. Внутри каждой станции МН также соединены последовательно. В трубопроводе параллельно каждому МН устанавливают обратный клапан (ОК на рис. 2).

При работающем МН обратный клапан в трубопроводе закрыт, и поток жидкости Q идет через насос. При снижении скорости вращения насоса снижается развиваемый им напор, в результате снижается производительность трубопровода и подача насоса. При этом рабочая точка в процессе частотного регулирования

¹ При подготовке статьи использованы результаты исследований, выполненных при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ.

перемещается по некоторой кривой 3 между точками Н и К (рис. 1). При некоторой частоте вращения ω_K , значение которой зависит от режима перекачки, обратный клапан открывается, и весь поток жидкости Q устремляется через открытый обратный клапан в обход насоса. При этом рабочая точка МН на рис. 1 переходит на характеристику холостого хода 2.

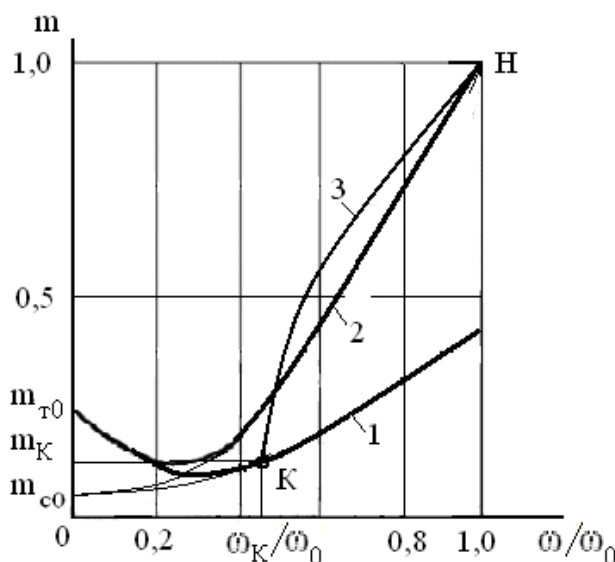


Рис. 1. Механические характеристики насоса типа НМ-5000

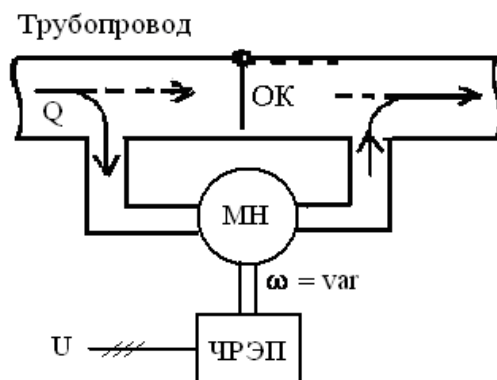


Рис. 2. Схема включения МН в трубопровод

Механические характеристики центробежных механизмов в относительных единицах принято представлять выражением [2]

$$m_c = m_{c0} + (m_H - m_{c0}) \cdot v^\gamma, \quad (1)$$

где m_c – момент сопротивления насоса; m_{c0} – начальный момент сопротивления при $\omega = 0$; m_H – момент нагрузки двигателя при номинальной угловой скорости; $v = \omega/\omega_{НОМ}$ – относительная частота вращения насоса; ω – угловая скорость; γ – показатель степени.

Уравнению (1) соответствуют нарастающие участки только характеристик 1 и 2. Для характеристики 3 МН нет общепринятого аналитического выражения. В [1] рекомендуется принимать для характеристики 3 выражение (1) при $\gamma=3$. Однако при этом не учитываются координаты точки К, а следовательно, не учитывается режим работы трубопровода. В [3] отмечается, что показатель степени может принимать значения 4, 5 и более. В [4] механическая характеристика аппроксимируется линейной зависимостью. В [5] и [6] момент сопротивления рассмотрен для насоса с последовательно установленным обратным клапаном. Однако ни одно из известных уравнений не подходит для ЧРЭП МН с параллельно установленным обратным клапаном.

Влияние параметров МН и режима перекачки нефти по трубопроводу на зависимость $M = f(\omega)$ проявляется через изменение мощности на валу насоса

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta_n}, \quad (2)$$

где ρ – плотность, перекачиваемой жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; Q – подача насоса, м³/с; H – напор развиваемый насосом, м; η_n – КПД насоса.

Напор, развиваемый регулируемым насосом, определяется по напорной характеристике насоса, для которой в пределах рабочей зоны используется выражение [7]

$$H = a_p \cdot v^2 - b_p Q^{2-m}, \quad (3)$$

где a_p и b_p – коэффициенты напорной характеристики регулируемого насоса.

Подача насоса в выражении (3) определяется производительностью нефтепровода, которая при изменении частоты вращения насоса может быть представлена в виде [7, 8]:

$$Q^{2-m} = \frac{a_p \cdot v^2 + A}{b_p + B}, \quad (4)$$

$$\text{где } A = a_{\Pi} + \sum_{i=1}^n a_i - \Delta z - h_{OCT}; \quad (5)$$

$$B = 1,02 fL + \left[\frac{b_{\Pi}}{m_{\Pi}^{2-m}} \right] + \sum_{i=1}^{n-1} b_i;$$

m – коэффициент режима трубопровода; a_{Π} , b_{Π} , a_i , b_i – коэффициенты напорной характеристики подпорного и магистрального насосов; n – число работающих магистральных насосов без учета регулируемого; m_{Π} – число работающих подпорных насосов на головной насосной станции; f – гидравлический уклон при единичном расходе; L – длина технологического участка нефтепровода; Δz – разность геодезических отметок; h_{OCT} – остаточный напор в конце технологического участка.

Подставляя в (2) значение H из (3) и значение Q^{2-m} из (4), получаем для мощности на валу насоса

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot (a_p \cdot B \cdot v^2 - b_p \cdot A)}{\eta_n \cdot (b_p + B)}. \quad (6)$$

Из рис. 1 следует, что при ЧРЭП скорость вращения МН в относительных единицах изменяется от 1,0 до минимальной, при которой произойдет открытие обратного клапана $v_{мин} = \omega_K / \omega_{ном}$. Обозначим производительность трубопровода при открытом обратном клапане через $Q_{ок}$. Тогда минимальная скорость вращения насоса при ЧРЭП определяется по выражению [8]

$$v_{мин} = \sqrt{\frac{b_p \cdot Q_{ок}^{2-m}}{a_p}} = \sqrt{\frac{b_p \cdot A}{a_p \cdot B}}, \quad (7)$$

где $Q_{ок}$ в соответствии с (4):

$$Q_{ок} = \left(\frac{A}{B}\right)^{\frac{1}{2-m}}. \quad (8)$$

С учетом (7) выражение (6) можно представить в следующем виде

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot a_p \cdot B \cdot (v^2 - v_{мин}^2)}{\eta_n \cdot (b_p + B)}. \quad (9)$$

При изменении подачи и скорости вращения изменяется КПД насоса [9]. Это существенно усложняет использование выражения (9) для построения механических характеристик. Для упрощения зависимости $P = f(\omega)$ запишем выражение (9) в виде

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot a_p \cdot B \cdot (v^2 - v_{мин}^2)}{\eta_{н1} \cdot (b_p + B)} + \Delta P, \quad (10)$$

где $\eta_{н1}$ – КПД насоса при номинальной скорости $v = 1$; ΔP – дополнительные потери мощности в насосе, обусловленные отличием КПД при частотном регулировании от значения $\eta_{н1}$.

Выражение для определения дополнительных потерь мощности должно удовлетворять следующим условиям. Первое: при $v = 1$ должно выполняться равенство $\Delta P = 0$, так как потери мощности при $v = 1$ учитываются КПД насоса $\eta_{н1}$. Второе: при минимальной частоте вращения $v = v_{мин}$ дополнительные потери должны быть равны мощности на валу в режиме холостого хода (в точке К на рис. 1). И третье: при изменении частоты вращения потери мощности изменяются пропорционально третьей степени скорости. Это условие вытекает, во-первых, из теории подобия, согласно которой при изменении скорости вращения механическая мощность на валу центробежного насоса изменяется пропорционально кубу его скорости [7]. Во-вторых, снижение подачи и скорости вращения при ЧРЭП влияют на КПД насоса в противоположных направлениях. Если при снижении подачи КПД снижается, то при снижении скорости вращения максимум КПД насоса смещается в область меньших подач, что приводит к повышению КПД [9].

Это означает, что при частотном регулировании КПД изменяется в меньшей степени, чем при изменении режима перекачки при номинальной скорости и, следовательно, изменение КПД не должно существенно изменить общий характер зависимости мощности на валу МН от куба скорости вращения. С учетом изложенных условий дополнительные потери мощности в МН можно представить в виде

$$\Delta P = M_{\kappa} \cdot \omega \cdot \left(\frac{1-v}{1-v_{\min}} \right)^2, \quad (11)$$

где M_{κ} – момент сопротивления по характеристике холостого хода при угловой скорости ω_{κ} (рис. 1).

С учетом (11) выражение (10) принимает вид:

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot a_p \cdot B \cdot (v^2 - v_{\min}^2)}{\eta_{n1} \cdot (b_p + B)} + M_{\kappa} \cdot \omega \cdot \left(\frac{1-v}{1-v_{\min}} \right)^2. \quad (12)$$

При минимальной частоте вращения $v = v_{\min}$ первое слагаемое в правой части (12) равно нулю и мощность $P = M_{\kappa} \cdot \omega_{\kappa}$ равна мощности на валу электродвигателя в режиме холостого хода в точке К. При номинальной угловой скорости $v = 1$ и в правой части выражения (12) равно нулю второе слагаемое, при этом мощность на валу электродвигателя определяется первым слагаемым при КПД η_{n1} . При $v_{\min} < v < 1$ второе слагаемое в правой части представляет собой дополнительные потери мощности в насосе вследствие снижения КПД насоса по сравнению с режимом $v = 1$.

Выполняя деление левой и правой частей выражения (12) на угловую скорость насоса ω с учетом $\omega = v \cdot \omega_{\text{НОМ}}$, получаем для момента сопротивления:

$$M = M_{\kappa} \cdot \left(\frac{1-v}{1-v_{\min}} \right)^2 + \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot a_p \cdot B \cdot (v^2 - v_{\min}^2)}{\eta_{n1} \cdot v \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (b_p + B)}. \quad (13)$$

Выражение (13) удобно использовать для моделирования насоса в системе управления ЧРЭП, когда есть данные о фактической подаче насоса. Для получения механической характеристики насоса $M = f(v)$ необходимо исключить из (13) подачу Q . Подставляя в (11) вместо подачи Q ее значение из (4), получаем

$$M = M_{\kappa} \cdot \left(\frac{1-v}{1-v_{\min}} \right)^2 + \frac{\rho \cdot g \cdot a_p \cdot B \cdot (v^2 - v_{\min}^2) \cdot \left(\frac{a_p \cdot v^2 + A}{b_p + B} \right)^{\frac{1}{2-m}}}{\eta_{n1} \cdot v \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (b_p + B)}. \quad (14)$$

Представим уравнение механической характеристики (14) в относительных единицах $m = M/M_{\text{НОМ}}$. Для этого разделим правую и левую части (14) на номинальный момент

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{\rho_{\text{НОМ}} \cdot g \cdot Q_{\text{НОМ}} \cdot H_{\text{НОМ}}}{\eta_{n,\text{НОМ}} \cdot \omega_{\text{НОМ}}}, \quad (15)$$

получим

$$m = m_{\kappa} \cdot \left(\frac{1-v}{1-v_{\min}} \right)^2 + \frac{\rho \cdot \eta_{n,\text{НОМ}} \cdot a_p \cdot B \cdot (v^2 - v_{\min}^2) \cdot \left(\frac{a_p \cdot v^2 + A}{b_p + B} \right)^{\frac{1}{2-m}}}{\rho_{\text{НОМ}} \cdot \eta_{n1} \cdot v \cdot Q_{\text{НОМ}} \cdot H_{\text{НОМ}} \cdot (b_p + B)}. \quad (16)$$

В соответствии с уравнениями (14) и (16) механическая характеристика МН в рабочем диапазоне частотного регулирования зависит от коэффициентов напорной характеристики рассматриваемого насоса, от механической характеристики МН в режиме холостого хода, а также от параметров трубопровода и коэффициентов напорных характеристик (через коэффициенты A и B) всех подпорных и магистральных насосов технологического участка.

Последовательность построения механической характеристики.

1. Для технологического участка нефтепровода при открытом обратном клапане в обвязке исследуемого насоса составляется уравнение баланса напоров и по выражениям (5) определяются коэффициенты A и B .

2. По выражению (7) определяется минимальная скорость вращения насоса $v_{мин}$ в рабочем диапазоне ЧРЭП

3. По механической характеристике холостого хода и значению $v_{мин}$ определяется момент сопротивления m_k .

4. По выражению (4) при $v = 1$ определяется производительность Q трубопровода при номинальной скорости вращения.

5. По заводской характеристике для значения Q при номинальной скорости вращения определяется КПД насоса $\eta_{н1}$.

6. По выражению (16) строится механическая характеристика.

Таким образом, в статье получены уравнения для механических характеристик МН нефтепроводов и приведена методика их построения. Полученные выражения справедливы для рабочих диапазонов частотного регулирования МН и удобны для использования при ЧРЭП.

При подготовке статьи использованы результаты исследований, выполненных при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ.

Литература

1. Першина Л.М., Бак С.И., Першин Ю.С., Читипаховян С.П. Применение электродвигателей в нефтяной промышленности. М.: Недра, 1980. 167 с.
2. Москаленко В.В. Электрический привод. М.: Академия, 2007. 368 с.
3. Фираго Б.И., Павлячик Л.Б. Теория электропривода. Минск: Техноперспектива, 2007. 588 с.
4. Вайнер И.Г. Математическая модель насоса с регулируемым электроприводом // Промышленная энергетика. 2009. № 5. С. 23 - 28.
5. Онищенко Г.Б., Юньков М.Г. Электропривод турбомеханизмов. М.: Энергия, 1972. 240 с.

6. Справочник по автоматизированному электроприводу / Под ред. Елисеева В.А. и Шинянского А.В. М.: Энергоатомиздат, 1983. 616 с.

7. Коршак А.А., Нечваль А.М. Трубопроводный транспорт нефти, нефтепродуктов и газа: учеб. для вузов. Уфа.: ООО «ДизайнПолиграфСервис», 2001. 571 с.

8. Шабанов В.А., Кабаргина О.В. Определение нижней границы диапазона частотного регулирования электродвигателей магистральных насосов // Электронный научный журнал "Нефтегазовое дело", 2010. № 2. 8 с.
URL: http://www.ogbus.ru/authors/Shabanov/Shabanov_3.pdf (дата обращения 17.11.2011).

9. Нечваль А.М. Основные задачи при проектировании и эксплуатации магистральных нефтепроводов. Учебное пособие. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2005. 81 с.

DETERMINATION OF MECHANICAL CHARACTERISTICS OF FREQUENCY-ADJUSTABLE ELECTRIC DRIVE MAIN PUMP

V.A. Shabanov¹, O.V. Kabargina

Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia

e-mail: ¹ShabanovVA1@yandex.ru

Abstract. *Influence of parameters of main pumps and pipeline for mechanical characteristic of main pumps on the oil pumping stations is considered. Experience for mechanical characteristic of main pumps in case of frequency-adjustable electric drives is resulted. Mathematical expressions for mechanical characteristic of main pumps are given.*

Keywords: *mechanical characteristic, main pump, frequency-adjustable electric drive, pipeline*

References

1. Pershina L.M., Bak S.I., Pershin Yu.S., Chitipakhovyan S.P. *Primenenie elektrodvigately v neftyanoi promyshlennosti* (The application of electric motors in the petroleum industry). Moscow, Nedra, 1980. 167 p.
2. Moskalenko V.V. *Elektricheskii privod* (Electric drive). Moscow: Akademiya, 2007. 368 p.
3. Firago B.I., Pavlyachik L.B. *Teoriya elektroprivoda* (Theory of electric drive). Minsk, Tekhnoperspektiva, 2007. 588 p.
4. Vainer I.G. *Matematicheskaya model' nasosa s reguliruемым lektroprivodom* (A mathematical model of the pump with adjustable electric drive), *Promyshlennaya energetika - Industrial Energy*, 2009, Issue 5, pp. 23 - 28.
5. Onishchenko G.B., Yun'kov M.G. *Elektroprivod turbomekhanizmov* (Electrically driven fans, compressors and pumps). Moscow, Energiya, 1972, 240 p.
6. *Spravochnik po avtomatizirovannomu elektroprivodu / Pod red. Eliseeva V.A. i Shinyanskogo A.V.* (Handbook on automated electric drive. Ed. Eliseev V.A., Shinyanskii A.V.). Moscow: Energoatomizdat, 1983. 616 p.
7. Korshak A.A., Nechval' A.M. *Truboprovodnyi transport nefti, nefteproduktov i gaza: ucheb. dlya vuzov* (Oil and gas pipeline transportation. Textbook for high schools). Ufa, DizainPoligrafServis, 2001. 571 p.
8. Shabanov V.A., Kabargina O.V. *Opredelenie nizhnei granitsy diapazona chasotnogo regulirovaniya elektrodvigately magistral'nykh nasosov* (Determine the lower range limits of frequency regulation electric drive main pump), *Electronic scientific journal "Oil and Gas Business"*, 2010, Issue 2, 8 p.
http://www.ogbus.ru/authors/Shabanov/Shabanov_3.pdf.
9. Nechval' A.M. *Osnovnye zadachi pri proektirovanii i ekspluatatsii magistral'nykh nefteprovodov. Uchebnoe posobie* (The main problems of the design and operation of main oil pipelines. Study guide). Ufa, UGNTU, 2005. 81 p.