

ЕНЕРГЕТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ШТАНГОВОЇ НАФТОВИДОБУВНОЇ УСТАНОВКИ

© Маляр.А.В., 2010

Розглянуто розрахунок енергетичних показників електроприводу штангової нафтовидобувної установки на підставі розрахунку статичних характеристик двигуна і закону зміни навантаження, яке діє в точці підвішування штанг, та ступеня зрівноваження верстата-гойдалки. Застосовано математичні моделі привідного двигуна і верстата-гойдалки високого рівня адекватності.

The problem of calculating energy parameters of the electric drive of the sucker rod oil-pumping unit based on the calculation of static characteristics of the motor, the law of load change applied at the point of the rod hanging and the balance rate of the oil-pumping unit is considered. High-adequacy mathematic models of the drive motor and oil-pumping unit are used.

Постановка проблеми

Найпоширенішим способом видобування нафти є використання штангових глибинних pomp. Глибинно-помпова установка складається із плунжерної помпи, колони труб, колони штанг, верстата-гойдалки, електродвигуна і пуско-регулювальної апаратури [1]. Глибинна помпа за допомогою колони штанг приводиться в дію від верстата-гойдалки, який перетворює обертальний рух електродвигуна у зворотно-поступальний рух плунжера зануреної в рідину помпи. Для приводу верстата-гойдалки використовують трифазні асинхронні двигуни (АД) з короткозамкненим ротором, які працюють здебільшого від мережі напругою 0,4 кВ. Навантаження таких двигунів зумовлене особливістю роботи верстатів-гойдалок, які приводять в рух зв'язану з плунжером помпи колону штанг. Особливістю цього навантаження є важкі умови пуску та циклічно-змінний характер.

Видобування нафти із свердловин за допомогою верстатів-гойдалок потребує значних витрат електроенергії, які становлять значну частку в собівартості нафти. ККД сучасних штангових глибинно-помпових установок (ШГПУ) становить 40–60% [5]. Необхідно відзначити, що низька завантаженість АД електроприводів ШГПУ призводить до недовикористання їхньої установленної потужності і, як наслідок, збільшення споживання реактивної енергії. Зменшення або мінімізація витрат електроенергії на одиницю продукції потребує вирішення цілого комплексу проблем як теоретичного, так і практичного характеру. Основними чинниками, від яких залежать витрати електроенергії, є вибір потужності АД і налагодження найраціональнішої його роботи в конкретних умовах експлуатації.

Навантаження, яке діє на головку балансира з боку колони штанг під час їх переміщення догори та донизу, значно відрізняється, а тангенціальні зусилля, які діють на кривошип незрівноваженого верстата, мають знакозмінний характер. Для цього застосовують зрівноваження, суть якого полягає в тому, що за допомогою спеціальних вантажів вирівнюється крива зусиль, які передаються через редуктор до двигуна протягом циклу роботи плунжерної помпи (1). Це призводить до вирівнювання навантаження електродвигуна, оскільки зрівноважувальні противаги виконують функцію акумулятора енергії, накопичуючи її під час ходу штанг догори і віддаючи під час руху донизу. Отже, економічність і надійність роботи ШГПУ залежить значною мірою від правильного збалансування верстата-гойдалки. Невідповідність зрівноваження умовам, в яких він працює, призводить не тільки до перевитрат електричної енергії, але й до передчасного зношування

редуктора, а нерідко й до аварійних ситуацій, тому проблема зрівноваження верстата-гойдалки має важливе економічне значення.

Складний характер навантаження ШГПУ істотно впливає на енергетичні показники приводних електродвигунів, чим зумовлена важливість правильного вибору їх типів та встановлення фактичних значень ККД та $\cos\varphi$, знання яких необхідне для визначення встановленої потужності трансформаторів, які живлять двигуни, розрахунку електричних мереж, визначення потужності компенсуючих пристроїв, оцінювання їхньої економічності, обчислення енергетичних затрат тощо [1, 2, 6].

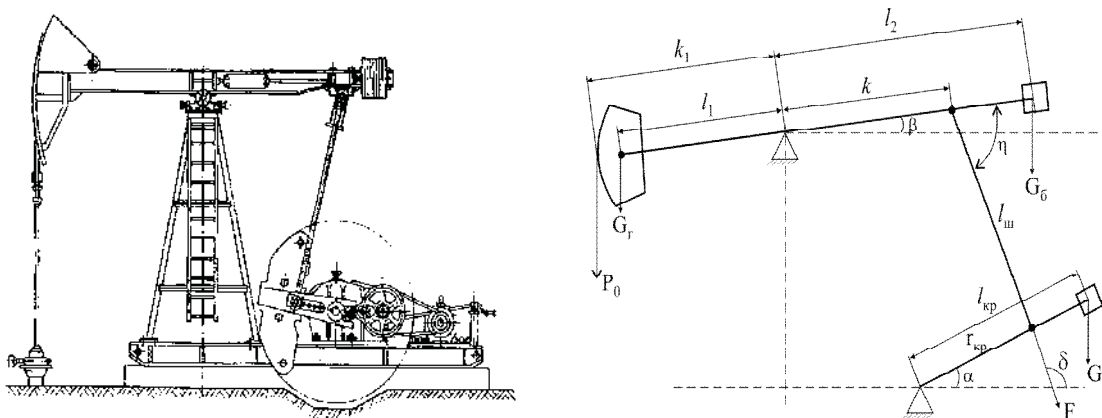


Рис. 1. Верстат-гойдалка та його кінематична схема

Своєю чергою недовантаження двигуна призводить до зниження $\cos\varphi$ та ККД. У класичних працях [2, 5], присвячених проектуванню ШГПУ та її електроприводу, рекомендується для вибору потужності АД користуватись значеннями корисної потужності установки і коефіцієнта форми кривої моменту навантаження на валу двигуна. На підставі аналізу впливу характеру навантаження ШГПУ на енергетичні показники встановлені залежності ККД та $\cos\varphi$ двигуна від відповідних параметрів його роботи в умовах циклічного навантаження.

Аналіз останніх досліджень

Для аналізу впливу характеру навантаження ШГПУ на енергетичні показники. Електроприводу в умовах циклічного навантаження, яке створює верстат-гойдалка, використовують коефіцієнт форми кривої навантаження двигуна. Його можна визначити як відношення $k_\phi = T_{ср.кв.}/T_{ср}$ середньоквадратичного значення нормальної складової зусилля, яке діє на кривошип, до середнього за повний цикл роботи установки його значення або як відношення $k_\phi = P_{ср.кв.}/P_{ср.}$, середньоквадратичної потужності, яку розвиває двигун, до середньої за цикл роботи потужності. У разі недозрівноваженості верстата-гойдалки цей коефіцієнт збільшується. Для визначення еквівалентних значень коефіцієнта потужності ($\cos\varphi_n$) та ККД (η_n) двигуна користуються формулами [1, 2, 6]

$$\eta_n = \frac{\eta_n}{\eta_n + k_\phi(1 - \eta_n)}; \quad (1)$$

$$\cos\varphi_n = \cos\varphi_n \frac{\eta_n + k_\phi(1 - \eta_n)}{k_\phi}. \quad (2)$$

Значення цього коефіцієнта лежить в межах $k_\phi = 1,2-3,0$, а числові його значення визначають записуванням та обробленням навантажувальних діаграм, що є складною і трудомісткою задачею. Оскільки умови роботи ШГПУ під час експлуатації постійно змінюються, то змінюється і значення коефіцієнта k_ϕ . У зв'язку з зазначеним актуальною є проблема економії електроенергії шляхом правильного вибору електродвигуна з урахуванням його пускових властивостей, який би забезпечував надійну та ефективну роботу нафтовидобувної установки. Вирішення поставленої проблеми без проведення натурних експериментів можливе за допомогою математичного моделювання.

Виклад основного матеріалу

Точні значення миттєвої потужності, яку розвиває двигун в динамічному режимі роботи протягом періоду обертання кривошипа, можна визначити лише за допомогою повної моделі системи електроприводу ШГПУ з урахуванням динаміки механічної частини на підставі використання математичної моделі привідного двигуна високого рівня адекватності. Така модель повинна враховувати змінний момент інерції електроприводу верстата-гойдалки та реальне навантаження, яке діє в точці підвішування колони штанг [3]

Зусилля $P_0 = P_0(\alpha)$, яке діє на полірований шток у точці підвішування штанг, є періодичною функцією кута повороту ротора (рис.3). За допомогою перетворювального чотириланкового механізму верстата-гойдалки ця залежність трансформується в періодичну залежність $M_6(\alpha) = M_6(\alpha + 2\pi)$ моменту навантаження двигуна (рис. 4). Отже, момент на валу АД визначається кривою $P_0 = P_0(\alpha)$ зміни зусилля в точці підвішування штанг, яку називають динамограмою, та величиною і місцем розміщення зрівноважувальних вантажів на верстаті-гойдалці. Для визначення залежності $M_6(\alpha)$ використовується розроблена в [4] математична модель верстата-гойдалки, яка дає змогу однозначно визначити закони руху елементів верстата-гойдалки, зокрема, залежності їх лінійних та кутових переміщень від кута повороту кривошипа на підставі геометричних розмірів ланок перетворювального механізму, планарна схема якого зображена на рис. 1. Враховуючи кінематику верстата-гойдалки за методами аналітичної геометрії, можемо визначити залежність кута β повороту балансира від кута α повороту кривошипа.

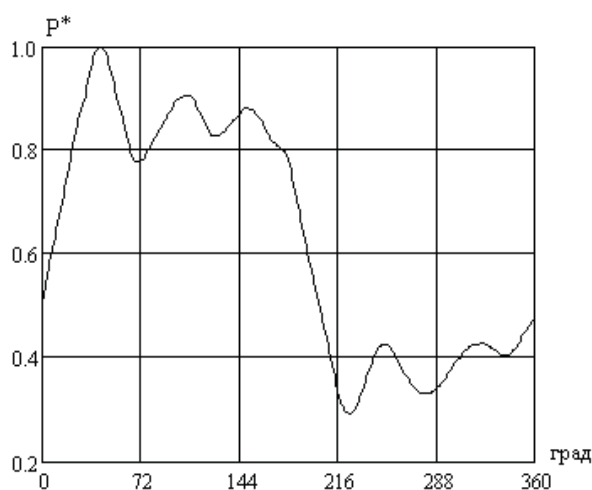


Рис. 3. Типова залежність відносного значення зусилля в полірованому штокові від кута повороту кривошипа

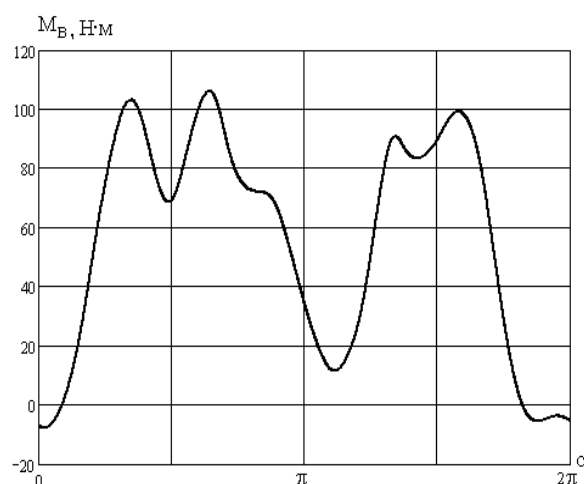


Рис. 4. Залежність моменту на валу АД ШГПУ від кута повороту кривошипа зрівноваженого верстата-гойдалки

Навантаження двигуна електроприводу верстата-гойдалки в кожен момент часу можна визначити, враховуючи величину дотичного зусилля на палець кривошипа в конкретний момент часу, оскільки добуток величин тангенціального зусилля на радіус кривошипа $r_{кр}$ дає величину обертового моменту на валу верстата-гойдалки, тобто

$$M_{кр} = Tr_{кр} . \quad (3)$$

Тангенціальна складова сили T , яка діє на палець кривошипа з боку балансира, визначається за формулою

$$T = F \sin(\alpha - \delta) , \quad (4)$$

де F – сила, яка діє уздовж шатуна. З урахуванням зрівноважувального вантажу на балансірі її визначають за формулою [4]

$$F = \frac{k_1 P_0 + (G_z l_z - G_6 l_6) \cos \beta}{k \sin(\delta - \beta)} , \quad (5)$$

Визначивши тангенціальну складову сили $F_{e\tau} = F \sin(\alpha - \delta)$, яка діє на палець кривошипа з боку балансира (рис. 2), з рівності моментів, які діють на кривошип, знаходимо вираз для моменту навантаження на валу кривошипа

$$M_{кр} = \frac{r_{кр} \sin(\alpha - \delta)}{k \sin(\delta - \beta)} (P_0(\alpha)k_1 + (G_{2\delta}l_2 - G_6l_6) \cos \beta) - G_k l_k \cos \alpha, \quad (6)$$

який передається через редуктор та пасову передачу до привідного двигуна.

На рис. 3 зображена періодична залежність моменту на валу АД при наведеному на рис. 2 законі $P_0 = P_0(\alpha)$ зміни зусилля, яке діє на полірований шток, і зрівноваженому верстаті-гойдалці.

Момент M_e , який діє на вал двигуна, можна визначити як суму приведенного до валу АД статичного моменту і динамічного, тобто

$$M_e = M_{кр} / k_i + M_{дин}, \quad (7)$$

де k_i – передавальне число редуктора та клинопасової передачі.

Оскільки частота гойдання верстата-гойдалки становить 5–15 гойдань за хвилину, на одному періоді зміни навантаження на валу двигуна вміщується від 200 до 600 періодів напруги живлення, то задача розв'язується в ортогональних осях x, y , які обертаються синхронно з полем двигуна. При цьому відпадає потреба розглядати процеси всередині періоду прикладеної напруги. У зв'язку зі значною інерційністю електроприводу ШГПУ і невеликою частотою гойдань балансира процеси можна розглядати як сукупність усталених режимів (тобто знехтувати динамічним моментом). Їхній розрахунок з урахуванням насичення магнітопроводу АД і витіснення струму можна здійснити за нелінійними алгебричними рівняннями, які описують електромагнітні процеси в усталеному режимі АД. З урахуванням розбиття кожного стержня на n елементарних нелінійна система рівнянь електричної рівноваги складається з векторного рівняння для статора

$$\Omega_s \vec{\Psi}_s + r_s \vec{i}_s = \vec{u}, \quad (8a)$$

та n векторних рівнянь для ротора

$$s\Omega_r \vec{\Psi}_r + R_r \vec{i}_r = 0, \quad (8б)$$

де $\Omega_s = \begin{bmatrix} & -\omega_0 \\ \omega_0 & \end{bmatrix}$; $\Omega_r = \text{diag} \left(\begin{bmatrix} & -\omega_0 \\ \omega_0 & \end{bmatrix}, \dots, \begin{bmatrix} & -\omega_0 \\ \omega_0 & \end{bmatrix} \right)$; $s = (\omega_0 - \omega) / \omega_0$ – ковзання

ротора; ω_0, ω – циклічна частота напруги живлення та швидкість обертання ротора в електричних рад. за сек.; $\vec{u} = (u_{sx}, u_{sy})^T$, $\vec{\Psi}_s = (\psi_{sx}, \psi_{sy})^T$, $\vec{\Psi}_r = (\psi_{r1x}, \psi_{r1y}, \dots, \psi_{rnx}, \psi_{rny})^T$, $\vec{i}_s = (i_{sx}, i_{sy})^T$, $\vec{i}_r = (i_{r1x}, i_{r1y}, \dots, i_{rnx}, i_{rny})^T$, $r_s = \text{diag}(r, r)$, $r_r = \text{diag}(r_1, \dots, r_n)$ – вектори напруг, поточкозчеплень, струмів та активні опори контурів статора та ротора.

Розв'язок системи (8) при заданому значенні ковзання $s = s_0$ можна знайти за ітераційним методом Ньютона, методом продовження по параметру або їх поєднанням, а для отримання залежності координат від ковзання скористаємось диференціальним методом розрахунку статичних характеристик [7]. Продиференціювавши систему (8) по s , отримаємо

$$\left(\begin{bmatrix} \Omega_s & \\ & s\Omega_r \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \partial \vec{\Psi}_s / \partial \vec{i} \\ \partial \vec{\Psi}_r / \partial \vec{i} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} r_s & \\ & r_r \end{bmatrix} \right) \times \frac{d\vec{i}}{ds} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\Omega_r \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \vec{\Psi}_s \\ \vec{\Psi}_r \end{bmatrix}, \quad (9)$$

Значення координат режиму для сукупності значень ковзання s отримаємо шляхом інтегрування ДР (8) по s від $s = s_0$ до заданого значення. Початковими умовами при цьому є значення координат при $s = s_0$. Активна потужність та електромагнітний момент в осях x, y для кожного j -го значення ковзання s_j ротора АД за відомими значеннями координат визначається за формулами

$$p_j = 1,5(u_{sxj}i_{sxj} + u_{syj}i_{syj}). \quad (10a)$$

$$M_{ej} = 1,5(\psi_{sxj}i_{syj} - \psi_{syj}i_{sxj}). \quad (10б)$$

Приклад результатів розрахунку залежностей координат режиму роботи ШГПУ від ковзання наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Результати розрахунку статичних характеристик

№	s	i_{sx}, A	i_{sy}, A	i_{rx}, A	i_{ry}, A	$M_c, \text{в.о.}$
1.	0.250E-01	0.502E+02	-0.250E+02	-0.509E+02	0.174E+02	0.143E+01
2.	0.500E-01	0.742E+02	-0.545E+02	-0.751E+02	0.477E+02	0.199E+01
3.	0.750E-01	0.817E+02	-0.786E+02	-0.826E+02	0.724E+02	0.208E+01
4.	0.100E+00	0.827E+02	-0.952E+02	-0.835E+02	0.893E+02	0.202E+01
5.	0.125E+00	0.818E+02	-0.106E+03	-0.825E+02	0.100E+03	0.192E+01
6.	0.150E+00	0.807E+02	-0.114E+03	-0.813E+02	0.108E+03	0.184E+01
7.	0.175E+00	0.798E+02	-0.120E+03	-0.803E+02	0.114E+03	0.177E+01
8.	0.200E+00	0.793E+02	-0.124E+03	-0.798E+02	0.119E+03	0.173E+01
9.	0.225E+00	0.792E+02	-0.127E+03	-0.797E+02	0.122E+03	0.170E+01
10.	0.250E+00	0.795E+02	-0.130E+03	-0.799E+02	0.125E+03	0.168E+01
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
36.	0.900E+00	0.107E+03	-0.170E+03	-0.107E+03	0.165E+03	0.198E+01
37.	0.925E+00	0.107E+03	-0.171E+03	-0.108E+03	0.167E+03	0.198E+01
38.	0.950E+00	0.108E+03	-0.172E+03	-0.109E+03	0.168E+03	0.198E+01
39.	0.975E+00	0.109E+03	-0.174E+03	-0.109E+03	0.169E+03	0.198E+01
40.	0.100E+01	0.109E+03	-0.175E+03	-0.110E+03	0.171E+03	0.198E+01

У табл. 2 наведені результати розрахунку середнього значення електромагнітного моменту, середньоквартичного за період роботи верстата-гойдалки 7СК8-3,5-4000 значення струму статора ($I_{\text{ср.кв.}}$), середньоквартичного значення потужності двигуна 4AP160S4Y3 ($P_n = 15 \text{ кВт}$; $I_n = 29,9 \text{ А}$; $M_n = 97 \text{ Н·м}$), коефіцієнта форми кривої, розрахованих за формулою (1б) та середніх значень $\cos \varphi_{\text{ср}}$ для різних законів зміни сили $P_0 = P_0(\alpha)$, яка діє на полірований шток у точці підвішування штанг. У всіх варіантах верстат-гойдалка збалансований, тобто максимальні значення моменту на валу двигуна під час руху плунжера помпи догори і донизу рівні.

Таблиця 2

Результати розрахунку

	$M_{\text{ср.}} (\text{Н·м})$	$I_{\text{ср.кв.}} (\text{А})$	$P_{\text{ср.кв.}} (\text{кВт})$	k_f	$\cos \varphi_n$	$\cos \varphi_{\text{ср}}$
	1	2	3	4	5	6
1	32,73	11,65	5,284	1,245	0,723	0,683
2	57,85	19,01	9,450	1,200	0,744	0,740
3	72,86	24,11	12,030	1,196	0,746	0,764
4	66,56	21,88	10,930	1,196	0,746	0,746
5	83,26	27,84	13,850	1,191	0,749	0,778
6	89,06	30,06	14,890	1,188	0,750	0,785
7	71,80	23,43	11,830	1,184	0,746	0,760

Як видно з табл. 2, найближчі до каталожних номінальних значень струму статора та споживаної потужності має шостий варіант, хоча середнє значення електромагнітного моменту при цьому менше ніж номінальне, що пояснюється динамічним навантаженням, створюваним верстатом-гойдалкою. Крім того, у третьому і четвертому варіантах однакові коефіцієнти форми, однак середньоквадратичні значення потужності та струму при цьому значно відрізняються.

Порівняння розрахованих за формулою (2) $\cos \varphi_{\text{ц}}$ та середніх їх значень $\cos \varphi_{\text{сер}}$ свідчать про недосконалість формул типу (1, 2), які прийнято використовувати в розрахунках. Отже, вибір двигуна лише за коефіцієнтом форми недостатній і потребує детальніших досліджень з використанням математичної моделі всієї установки.

Висновки

Запропонований у статті метод визначення енергетичних параметрів штангової нафтовидобувної установки на підставі аналізу його кінематичної схеми і розрахунку статичних характеристик АД дає змогу для заданої динамограми визначати еквівалентний коефіцієнт потужності та коефіцієнт корисної дії установки залежно від маси та місця розміщення зрівноважувальних вантажів на верстаті-гойдалці, що дає змогу виключити натурні дослідження на діючих установках.

1. Бак С.И. *Электрификация блочно-комплектных установок нефтяной промышленности* / С.И. Бак, С.П. Читипаховян. – М.: Недра, 1989. – 183 с. 2. Бойко В.С. *Розробка та експлуатація нафтових родовищ*. – К.: Реал Принт, 2004. – 695 с. 3. Маляр А.В. *Динаміка електроприводу штангової нафтовидобувної установки* // *Технічна електродинаміка*. – 2007. – № 2. – С. 50–54. 4. Маляр А.В. *Математичне моделювання роботи верстата-гойдалки штангової нафтовидобувної установки* // *Нафтова і газова промисловість*. – 2008. – № 3. – С. 34–35. 5. Малько Б.Д. *Аналіз ефективності використання потужності електродвигунів верстатів-гойдалок* / Б.Д. Малько, В.Я. Попович, В.Р. Харун // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. – 2007. – № 1. – С. 49–52. 6. Меньшов Б.Г. *Электротехнические установки и комплексы в нефтегазовой промышленности* / Б.Г. Меньшов, М.С. Еришов, А.Д. Яризов. – М.: Недра, 2000. – 487 с. 7. Фильц Р.В. *Математические основы теории электромеханических преобразователей*. – К.: Наук. думка, 1979. – 208 с.

УДК 621.318.24: 621.372

В.С.Маляр, І.А. Добушовська

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра ТЗЕ

АПРОКСИМАЦІЯ ХАРАКТЕРИСТИК НАМАГНІЧУВАННЯ ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНИХ СТАЛЕЙ СПЛАЙНАМИ ДРУГОГО ПОРЯДКУ

© Маляр В.С., Добушовська І.А., 2010

Розглянуто питання вибору способу апроксимації характеристик намагнічування електротехнічних сталей. Запропоновано побудову сплайна другого порядку для апроксимації кривої намагнічування.

The article discusses the problem of approximation of magnetic characteristics of electrotechnical steels. There has been offered the implementation of second-order spline for saturation curve approximation.

Постановка проблеми

Під час розв’язування багатьох задач аналізу процесів в електротехнічних установках, до яких входять феромагнітні матеріали, необхідно враховувати насичення їх магнітопроводів. Для цього необхідно апроксимувати характеристики намагнічування (ХН) електротехнічних сталей або ділянок магнітопроводу, які мають експериментальне походження і здебільшого задаються у вигляді таблиць. Спосіб апроксимації цих кривих впливає не тільки на точність результатів розрахунку, але нерідко і на якісний аспект процесу розв’язування поставленої задачі загалом.