



Рис.14. Автобетонозмішувач виготовлений сумісно із компанією «Stetter» та Кам'янським дослідно-механічним заводом (1981 р.)

Висновки

Проведені дослідження дозволили виявити наступні закономірності та зробити такі висновки

1. Здійснена оцінка розвитку конструкцій автобетонозмішувачів засвідчує високу ефективність їх застосування в каркасно-монолітному будівництві;
2. Виконаний аналіз техніко-економічних показників підтверджує доцільність проведення подальших досліджень для вдосконалення конструктивних параметрів авто бетонозмішувачів та розробки алгоритму їх раціонального використання.

Література

1. Vladimir Novoselov Mixer Passions. The Russian market of concrete mixer trucks // Строительная техника и технологии, - 2011, №7. – С. 84-87
2. Пархомчик П.А., Егоров А.Н., Семко С.Н. Автобетоносмесители Могилёвского автозавода// Строительные и дорожные машины, - 2010, №2. – С.5-7
3. Гуймазинские автобетононасосы и автобетоносмесителя // Строительные и дорожные машины, - 2011. – №10. – С.4
4. Усовершенствованные автобетоносмесители компании Liebherr// Строительные и дорожные машины, - 2012. – №1. – С.53
5. Новоселов В.,Новикова А. Советский автобетоносмеситель с иностранным акцентом: из истории строительной техники// Строительная техника и технологии. - 2005. - №2. - С. 34-37.
6. Матеріали сайту ВАТ «Міхневський ремонтно-механічний завод» <http://www.mrmz.ru> (<http://www.mrmz.ru/article/v3/print/1.htm>) .
7. Concrete Construction Staff // Ready Mixed Concrete: The first fifty years, - 1962.

УДК 531.8

Дьомін Ю.М.¹

ДИНАМІКА РУХУ РОБОЧОГО ОРГАНУ УСТАНОВКИ ДЛЯ НАНЕСЕННЯ ПОЛІУРЕТАНОВИХ ПОКРИТТІВ НА МАГІСТРАЛЬНІ ТРУБОПРОВОДИ

Анотація. Приведений результат теоретичних досліджень руху робочого органу установки для нанесення поліуретанових покриттів на магістральні трубопроводи та визначені основні параметри.

Аннотация. Приведенные результаты теоретических исследований движения рабочего органа установки для нанесения полиуретановых покрытий на магистральные трубопроводы и определение основных параметров.

Annotation. Resulted results of theoretical researches motion working organ fluidizer causing of poliuretanykh coverages on main pipelines and determination of basic parameters.

Виклад основного матеріалу досліджень. Проведеними дослідженнями визначені моделі робочого процесу нанесення поліуретанових покриттів на магістральні трубопроводи. Створена

принципова схема установки для реалізації ідеї покращення нанесення захисного покриття. Актуальним є задача теоретичного дослідження на базі окремих раніше результатів.

¹ Дьомін Ю.М., пошукувач НТУ «КПІ»

Мета роботи полягає у встановленні залежностей, що описують рух робочого органу машини для нанесення захисного покриття.

Динамічна модель складається з еквівалентної ведучої 1 і веденою 2 зірочок, сполучених ланцюгом 3 з передавальним відношенням 1. При цьому кутові швидкості обертання ведучої 1 і веденою 2 зірочок рівні кутовій швидкості обертання ротора робочого органу установки. В динамічній моделі робочого органу установки для нанесення поліуретанового покриття.

Наведений момент інерції еквівалентної зірочки визначається відомими методами теоретичної механіки [1].

Грунтуючись на принципах Д'Аламбера, складемо наступні рівняння руху досліджуваної динамічної системи:

$$J_1 \frac{d^2\phi_1}{dt^2} + b \left(\frac{d\phi_1}{dt} - \frac{d\phi_2}{dt} \right) + k(\phi_1 - \phi_2) = M(t); \quad (1)$$

$$J_2 \frac{d^2\phi_2}{dt^2} - b \left(\frac{d\phi_1}{dt} - \frac{d\phi_2}{dt} \right) - k(\phi_1 - \phi_2) = -M_c, \quad (2)$$

де ϕ_1 і ϕ_2 – кути повороту еквівалентної зірочки і ротора.

J_1 – наведений момент інерції еквівалентної зірочки 1;

J_2 – момент інерції ротора робочого органу установки;

$M(t)$ – момент рушійних сил, наведений до еквівалентної зірочки;

M_c – момент сил опору обертанню ротора установки;

k, b – жорсткість і коефіцієнт непружного опору приводного ланцюга.

$$J_1 = \sum_{i=1}^n \frac{J_i \omega_i^2}{\omega^2}, \quad (3)$$

$$a_1 = \Sigma$$

де J_i – момент інерції i -го елемента приводу, що обертається;

ω_i – кутова швидкість i -го елемента приводу, що обертається

Помножимо рівняння (1) на J_2 , а рівняння (2.) на J_1 :

$$J_1 J_2 \frac{d^2\phi_1}{dt^2} + b J_2 \left(\frac{d\phi_1}{dt} - \frac{d\phi_2}{dt} \right) + k J_2 (\phi_1 - \phi_2) = J_2 M(t) \quad (4)$$

$$J_1 J_2 \frac{d^2\phi_2}{dt^2} - b J_1 \left(\frac{d\phi_1}{dt} - \frac{d\phi_2}{dt} \right) - k J_1 (\phi_1 - \phi_2) = -J_1 M_c \quad (5)$$

Віднімаючи з рівняння (4) рівняння (5), отримаємо

$$J_1 J_2 \left(\frac{d^2\phi_1}{dt^2} - \frac{d^2\phi_2}{dt^2} \right) + b(J_1 + J_2) \left(\frac{d\phi_1}{dt} - \frac{d\phi_2}{dt} \right) + k(J_1 + J_2)(\phi_1 - \phi_2) = J_2 M(t) + J_1 M_c \quad (6)$$

Перетворимо вираз (6) до наступного вигляду:

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} + \frac{b(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} \frac{d\psi}{dt} + \frac{k(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} \psi = \frac{M(t)}{J_1} + \frac{M_c}{J_2}, \quad (7)$$

де ψ – кут повороту еквівалентної зірочки з наведеним моментом інерції J_1 відносно ротора з моментом інерції J_2 .

Обмежуючи кількість членів розкладання в ряд по синусах і по косинусах до трьох, наведемо рівняння (7) до наступного вигляду:

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} + 2\delta \frac{d\psi}{dt} + p_0^2 \psi = \frac{M_1(\pi - 2\alpha)}{\pi J_1} + \frac{M_c}{J_2} + \frac{2M_1}{\pi J_1} \left[\frac{\sin \omega t}{1} + \frac{\sin 3\omega t}{3} + \frac{\sin 5\omega t}{5} \right] + \frac{M_1}{\pi J_1} \left[\frac{\sin \alpha \cos \omega t}{1} - \frac{\sin 2\alpha \cos 2\omega t}{2} + \frac{\sin 3\alpha \cos 3\omega t}{3} \right], \quad (8)$$

де δ_1 – логарифмічний декремент коливань;

$$\delta_1 = \frac{b(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2}; \quad (9)$$

p_0 – частота власних коливань системи,

$$p_0 = \sqrt{\frac{k(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}. \quad (10)$$

Введемо нову змінну функцію, при якій

$$\psi = \phi + \frac{M_1(\pi - 2\alpha)}{\pi J_1 p_0^2} + \frac{M_c}{J_2 p_0^2} \quad (11)$$

і поставляючи її в рівняння (8), отримаємо рівняння крутильних коливань досліджуваної динамічної системи в наступному вигляді:

$$\frac{d^2 \phi}{dt^2} + 2\delta_1 \frac{d\phi}{dt} + p_0^2 \phi = \frac{2M_1}{\pi J_1} \left[\frac{\sin \omega t}{1} + \frac{\sin 3\omega t}{3} + \frac{\sin 5\omega t}{5} \right] + \frac{M_1}{\pi J_1} \left[\frac{\sin \alpha \cos \omega t}{1} - \frac{\sin 2\alpha \cos 2\omega t}{2} + \frac{\sin 3\alpha \cos 3\omega t}{3} \right]. \quad (12)$$

Розв'язання рівняння (12) без правої частини має вигляд:

$$\phi_0 = e^{-\delta_1 t} (B \sin p_1 t + D \cos p_1 t), \quad (13)$$

де B і D – постійні інтегрування, які визначаються з початкових умов;

p_1 – частота власних коливань системи з урахуванням демпфування

$$p_1 = \sqrt{p_0^2 - \delta_1^2}. \quad (14)$$

Розв'язання рівняння (12), що описує стаціонарні коливання динамічної системи, буде мати наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \phi^* = & \Psi_{11} \sin(\omega t - \xi_{11}) + \\ & + \Psi_{31} \sin(3\omega t - \xi_{31}) + \Psi_5 \sin(5\omega t - \xi_5) + \\ & + \Psi_{12} \cos(\omega t + \xi_{11}) - \Psi_2 \cos(2\omega t + \xi_2) + \\ & + \Psi_{32} \cos(3\omega t + \xi_{31}), \end{aligned} \quad (15)$$

де $\Psi_{11}, \Psi_{31}, \Psi_5, \Psi_{12}, \Psi_2, \Psi_{32}$ – амплітуди гармонійних крутильних коливань динамічної системи;

$\xi_{11}, \xi_{31}, \xi_5, \xi_2$ – зсув фаз між амплітудами вимушених сил і кутовими переміщеннями на відповідних гармоніках коливань;

$$\Psi_{11} = \frac{2M_1}{\pi J_1 \sqrt{(p_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_1^2 \omega^2}}; \quad (16)$$

$$\Psi_{31} = \frac{2M_1}{\pi J_1 \sqrt{(p_0^2 - 9\omega^2)^2 + 36\delta_1^2 \omega^2}}; \quad (17)$$

$$\Psi_{51} = \frac{2M_1}{\pi J_1 \sqrt{(p_0^2 - 25\omega^2)^2 + 100\delta_1^2 \omega^2}}; \quad (18)$$

$$\Psi_{12} = \frac{M_1 \sin \alpha}{\pi J_1 \sqrt{(p_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_1^2 \omega^2}}; \quad (19)$$

$$\Psi_2 = \frac{M_1 \sin 2\alpha}{\pi J_1 \sqrt{(p_0^2 - 4\omega^2)^2 + 16\delta_1^2 \omega^2}}; \quad (20)$$

$$\Psi_{32} = \frac{M_1 \sin 3\alpha}{\pi J_1 \sqrt{(p_0^2 - 9\omega^2)^2 + 36\delta_1^2 \omega^2}}; \quad (21)$$

$$\xi_{11} = \arctg \frac{2\delta_1 \omega}{p_0^2 - \omega^2}; \quad (22)$$

$$\xi_2 = \arctg \frac{4\delta_1 \omega}{p_0^2 - 4\omega^2}; \quad (23)$$

$$\xi_{31} = \arctg \frac{6\delta_1 \omega}{p_0^2 - 9\omega^2}; \quad (24)$$

$$\xi_5 = \arctg \frac{10\delta_1 \omega}{p_0^2 - 25\omega^2}. \quad (25)$$

Після нескладних перетворень виразу (15) отримаємо розв'язання рівняння (12) для стаціонарних коливань у наступному вигляді:

$$\begin{aligned} \phi^* = & \Psi_1 \sin(\omega t - \xi_1) - \Psi_2 \cos(2\omega t + \xi_2) + \\ & + \Psi_3 \sin(3\omega t - \xi_3) + \Psi_5 \sin(5\omega t - \xi_5), \end{aligned} \quad (26)$$

де Ψ_1, Ψ_3 – наведені амплітуди гармонійних крутильних коливань;

ξ_1, ξ_3 – зсув фаз між наведеними амплітудами вимушених сил і кутовими переміщеннями на першій і третій гармоніках коливань;

$$\Psi_1 = \sqrt{\Psi_{11}^2 + \Psi_{12}^2 - 2\Psi_{11}\Psi_{12}\sin 2\xi_{11}}; \quad (27)$$

$$\Psi_3 = \sqrt{\Psi_{31}^2 + \Psi_{32}^2 - 2\Psi_{31}\Psi_{32} \sin 2\xi_{31}}; \quad (28)$$

$$\xi_1 = \arctg \frac{\Psi_{11} \sin \xi_{11} - \Psi_{12} \cos \xi_{11}}{\Psi_{11} \cos \xi_{11} - \Psi_{12} \sin \xi_{11}}; \quad (29)$$

$$\xi_3 = \arctg \frac{\Psi_{31} \sin \xi_{31} - \Psi_{32} \cos \xi_{31}}{\Psi_{31} \cos \xi_{31} - \Psi_{32} \sin \xi_{31}}. \quad (30)$$

Використовуючи залежності (13) і (15), знайдемо загальне розв'язання рівняння (12):

$$\begin{aligned} \phi(t) = \phi_0 + \phi^* = e^{-\delta_1 t} (B \sin p_1 t + D \cos p_1 t) + \\ + \Psi_1 \sin(\omega t - \xi_1) - \\ - \Psi_2 \cos(2\omega t + \xi_2) + \\ + \Psi_3 \sin(3\omega t - \xi_3) + \Psi_5 \sin(5\omega t - \xi_5). \end{aligned} \quad (31)$$

Використовуючи вирази (11) і (31) знайдемо загальне розв'язання рівняння (2.18):

$$\begin{aligned} \psi(t) = \frac{M_1(\pi - 2\alpha)}{\pi J_1 p_0^2} + \frac{M_c}{J_2 p_0^2} + \\ + e^{-\delta_1 t} (B \sin p_1 t + D \cos p_1 t) + \Psi_1 \sin(\omega t - \xi_1) - \\ - \Psi_2 \cos(2\omega t + \xi_2) + \Psi_3 \sin(3\omega t - \xi_3) \\ + \Psi_5 \sin(5\omega t - \xi_5). \end{aligned} \quad (32)$$

Постійні інтегрування B і D у виразі (2.41) знайдемо з наступних початкових умов:

$$\text{при } t = 0 \quad \psi(0) = 0 \text{ и } \frac{d\psi(0)}{dt} = 0; \quad (33)$$

$$D = -\frac{M_1(\pi - 2\alpha)}{\pi J_1 p_0^2} - \frac{M_c}{J_2 p_0^2} + \Psi_1 \sin \xi_1 + \quad (34)$$

$$+ \Psi_2 \cos \xi_2 + \Psi_3 \sin \xi_3 + \Psi_5 \sin \xi_5;$$

$$B = -\frac{\delta_1}{p_1} \left[\frac{M_1(\pi - 2\alpha)}{\pi J_1 p_0^2} + \frac{M_c}{J_2 p_0^2} \right] + \quad (35)$$

$$+ \frac{\Psi_1(\delta_1 \sin \xi_1 - \omega \cos \xi_1)}{p_1} +$$

$$+ \frac{\Psi_2(\delta_1 \cos \xi_2 - 2\omega \sin \xi_2)}{p_1} +$$

$$+ \frac{\Psi_3(\delta_1 \sin \xi_3 - 3\omega \cos \xi_3) + \Psi_5(\delta_1 \sin \xi_5 - 5\omega \cos \xi_5)}{p_1}$$

Підставляючи постійні інтегрування B (35) і D (34) у вираз (32), знайдемо зміну кута повороту еквівалентної зірочки відносно ротора (кута закручування) в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} \psi(t) = \left[\frac{M_1(\pi - 2\alpha)}{\pi J_1 p_0^2} + \frac{M_c}{J_2 p_0^2} \right] \cdot \left[1 - e^{-\delta_1 t} \left(\frac{\delta_1}{p_1} \sin p_1 t + \cos p_1 t \right) \right] + \\ + e^{-\delta_1 t} \left[\frac{\Psi_1(\delta_1 \sin \xi_1 - \omega \cos \xi_1) + \Psi_2(\delta_1 \cos \xi_2 - 2\omega \sin \xi_2)}{p_1} + \right. \\ \left. + \frac{\Psi_3(\delta_1 \sin \xi_3 - 3\omega \cos \xi_3) + \Psi_5(\delta_1 \sin \xi_5 - 5\omega \cos \xi_5)}{p_1} \right] \sin p_1 t + \\ + e^{-\delta_1 t} (\Psi_1 \sin \xi_1 + \\ + \Psi_2 \cos \xi_2 + \Psi_3 \sin \xi_3 + \Psi_5 \sin \xi_5) \cos p_1 t + \Psi_1 \sin(\omega t - \xi_1) - \\ - \Psi_2 \cos(2\omega t + \xi_2) + \Psi_3 \sin(3\omega t - \xi_3) + \Psi_5 \sin(5\omega t - \xi_5). \end{aligned} \quad (36)$$

Крутильну жорсткість приводного ланцюга k можна визначити як подовжню жорсткість ланцюга C_1 , помножену на радіус обертання ланцюга r на зірочці.

В першому наближенні подовжню жорсткість ланцюга C_1 можна визначити, використовуючи видозмінену залежність []:

$$c_1 = \frac{E_y S_y}{l} k_y, \quad (37)$$

де E_y – модуль пружності матеріалу ланцюга;

S_y – середня площа перетину ланцюга;

l – довжина завантаженої ділянки ланцюга;

k_y – коефіцієнт, значення якого для приводних короткозв'язаних ланцюгів приймають рівним 0,7...0,75.

Тоді крутильну жорсткість приводного ланцюга може бути визначено з виразу:

$$k = c_1 r. \quad (38)$$

Коефіцієнт непружного опору ланцюгової передачі b , який використовується в рівняннях коливань (4) і (5) даної динамічної системи, може бути з достатнім ступенем точності визначено з наступного виразу:

$$b = \frac{\mu_0 E_y}{\omega k_y} r, \quad (39)$$

де μ_0 – коефіцієнт загасання коливань, що характеризує внутрішнє тертя в ланцюгу,

$$\mu_0 = 3,81 \cdot 10^{-4} \text{ для сталі Ст.5 [181].}$$

Момент від дії сил опору M_c буде дорівнювати моменту сил тертя в опорах ротора, тобто

$$M_c = G_1 g f_{tr} \frac{d}{2}, \quad (40)$$

де G_1 – сила тяжіння ротора;
 g – прискорення вільного падіння;
 f_{tr} – коефіцієнт тертя;
 d – діаметр бігової доріжки ротора.

Після нескладних перетворень виразу (36), розв'язання рівняння представимо в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} \psi(t) = & \Phi_0 - \Delta e^{-\delta_1 t} \sin(p_1 t + \theta_1) + \\ & + \Psi_1 \sin(\omega t - \xi_1) - \Psi_2 \cos(2\omega t + \xi_2) + \\ & + \Psi_3 \sin(3\omega t - \xi_3) + \Psi_5 \sin(5\omega t - \xi_5), \end{aligned} \quad (41)$$

де

$$\Phi_0 = \Phi_1 + \Phi_2; \quad (42)$$

$$\Phi_1 = \frac{M_1(\pi - 2\alpha)}{\pi J_1 p_0^2}; \quad \Phi_2 = \frac{M_c}{J_2 p_0^2}; \quad (43)$$

$$\Delta = \sqrt{\left(\Phi_0 \frac{\delta_1}{p_1} - \Lambda\right)^2 + (\Phi_0 - Z)^2}; \quad (44)$$

$$\Lambda = \frac{\delta_1 Z - \omega N}{p_1}; \quad (45)$$

$$\begin{aligned} Z = & \Psi_1 \sin \xi_1 + \Psi_2 \cos \xi_2 + \\ & + \Psi_3 \sin \xi_3 + \Psi_5 \sin \xi_5; \end{aligned} \quad (46)$$

$$\begin{aligned} N = & \Psi_1 \cos \xi_1 + 2\Psi_2 \sin \xi_2 + \\ & + 3\Psi_3 \cos \xi_3 + 5\Psi_5 \cos \xi_5; \end{aligned} \quad (47)$$

$$\theta_1 = \arctg \frac{\Phi_0 - Z}{\Phi_0 \frac{\delta_1}{p_1} - \Lambda}.$$

Величина динамічного навантаження, що виникає в ланцюговій передачі привода, може бути визначена з наступного виразу:

$$F_y(t) = \frac{k\psi(t)}{r}. \quad (48)$$

де F_y – величина подовжньої динамічної сили, діючої на ланцюгову передачу.

Аналіз отриманих залежностей показує, що величина виникаючих динамічних навантажень в приводі робочого органу установки для нанесення поліуретанового покриття суттєво залежить від моментів рушійних сил і сил опорів, моментів інерції

мас, що рухаються, кутової швидкості обертання ротора, частоти власних коливань динамічної системи.

З аналізу отриманих виразів слідує, що в процесі роботи установки можливі випадки, коли знаменники виразів (16)...(21) приймають значення близькі до нуля на одній з гармонік вимушених коливань, тобто

$$\begin{aligned} (p_0^2 - \omega^2) \approx 0 \text{ или } (p_0^2 - 4\omega^2) \approx 0, \text{ или} \\ (p_0^2 - 9\omega^2) \approx 0, (p_0^2 - 25\omega^2) \approx 0, \end{aligned}$$

а це наведе до різкого збільшення навантаження на цій гармоніці.

Тому при розробці установки пропонованої конструкції необхідно вибрати такі параметри привода, щоб виключити різкого зростання динамічних навантажень на одній з гармонік, яке спостерігається у разі виконанні умови (51).

Для визначення закону руху ротора φ_2 необхідно в рівняння (2) підставити вираз (41), на тій підставі, що $\varphi_1 - \varphi_2 = \psi(t)$. Тоді вираз (2) перетвориться до наступного вигляду:

$$J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - b \frac{d\psi(t)}{dt} - k\psi(t) = -M_c, \quad (49)$$

або

$$\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = 2\delta_2 \frac{d\psi(t)}{dt} + p_{02} \psi(t) - q_2. \quad (50)$$

де

$$\delta_2 = \frac{b}{2J_2};$$

$$p_{02} = \sqrt{\frac{k}{J_2}}; \quad q_2 = \frac{M_c}{J_2}. \quad (51)$$

Двічі проінтегрував вираз (51), визначимо закон зміни кута повороту ротора.

Для цього спочатку, диференціюючи вираз (41), визначимо швидкість закручування еквівалентної зірочки відносно ротора, тобто

$$\begin{aligned} \frac{d\psi(t)}{dt} = & \Delta e^{-\delta_1 t} [\delta_1 \sin(p_1 t + \theta_1) - p_1 \cos(p_1 t + \theta_1)] + \\ & + \Psi_1 \omega \cos(\omega t - \xi_1) + \\ & + 2\Psi_2 \omega \sin(2\omega t + \xi_2) + 3\Psi_3 \omega \cos(3\omega t - \xi_3) + \\ & + 5\Psi_5 \omega \cos(5\omega t - \xi_5). \end{aligned} \quad (52)$$

Підставляючи (52) і (41) у вираз (48) і потім, двічі інтегруючи його, визначимо зміну кута повороту ротора залежно від часу і початкових умов

$$\text{при } t=0 \quad \frac{d\varphi_2(0)}{dt}=0; \quad \varphi_2=0: \quad (53)$$

$$\begin{aligned} \phi_2(t) = & \left(\Phi_0 p_{02}^2 - q \right) \frac{t^2}{2} + \\ & + p_{02}^2 \left[\Delta e^{-\delta_1 t} \sin(p_1 t + \theta_1 - \lambda_1) - \frac{\Psi_1}{\omega^2} \sin(\omega t - \xi_1) + \right. \\ & + \frac{\Psi_2}{4\omega^2} \cos(2\omega t + \xi_2) - \frac{\Psi_3}{9\omega^2} \sin(3\omega t - \xi_3) - \frac{\Psi_5}{25\omega^2} \sin(5\omega t - \xi_5) \left. \right] + \\ & + 2\delta_2 \left[\frac{\Delta}{p_0} e^{-\delta_1 t} \cos(p_1 t + \theta_1 - \lambda_1) - \frac{\Psi_1}{\omega} \cos(\omega t - \xi_1) - \frac{\Psi_2}{2\omega} \sin(2\omega t + \xi_2) - \right. \\ & - \frac{\Psi_3}{3\omega} \cos(3\omega t - \xi_3) - \\ & \left. - \frac{\Psi_5}{5\omega^2} \cos(5\omega t - \xi_5) \right] + N_1 t + N_2, \end{aligned} \quad (54)$$

де N_1, N_2 – постійні інтегрування, які визначаються з початкових умов (2.59);

$$\begin{aligned} N_1 = 2\delta_2 (\Delta \sin \theta_1 + Z) - p_{02}^2 \left(\frac{\Delta}{p_0} - \frac{\Psi_1}{\omega} \cos \xi_1 - \frac{\Psi_2}{2\omega} \sin \xi_2 - \right. \\ \left. - \frac{\Psi_3}{3\omega} \cos \xi_3 - \frac{\Psi_5}{5\omega} \cos \xi_5 \right); \end{aligned} \quad (55)$$

$$\begin{aligned} N_2 = 2\delta_2 \left[\frac{\Delta}{p_0} \cos(\theta_1 - \lambda_1) - \frac{\Psi_1}{\omega} \cos \xi_1 - \frac{\Psi_2}{2\omega} \sin \xi_2 - \right. \\ \left. - \frac{\Psi_3}{3\omega} \cos \xi_3 - \frac{\Psi_5}{5\omega} \cos \xi_5 \right] - \\ - \left[\Delta \sin(\theta_1 - 2\lambda_1) + \frac{\Psi_1}{\omega^2} \sin \xi_1 + \frac{\Psi_2}{4\omega^2} \cos \xi_2 + \right. \\ \left. + \frac{\Psi_3}{9\omega^2} \sin \xi_3 + \frac{\Psi_5}{25\omega^2} \sin \xi_5 \right]; \end{aligned}$$

(56) λ_1 – кут зсуву фаз,

$$\lambda_1 = \operatorname{arctg} \frac{\delta_1}{p_1}.$$

Таким чином, отримані залежності, які дозволяють визначити закономірність зміни кута повороту ротора установки для нанесення поліуретанового покриття залежно від моменту, що прикладається, моменту сил опорів, кутової частоти обертання ротора, тривалості перемикавання на реверсування, фізико-механічних характеристик привода. Вони також дозволяють визначити раціональні параметри привода і величину динамічних навантажень у приводі.

Висновки

Виконані теоретичні дослідження розвинули наукові уявлення про механізм виникнення крутильних коливань робочого органу машини для нанесення поліуретанового покриття на поверхню магістральних трубопроводів і послужили основою для визначення раціональних параметрів робочого органу, раціонального співвідношення між моментами рушійних сил, моментами сил опору, кутової частоти обертання ротора, тривалості перемикавання на зворотний хід, динамічними і фізико-механічними характеристиками привода. Встановлено, що на основну частоту крутильних коливань накладаються більш високі гармоніки коливань, які при певних фізико-механічних характеристиках привода, можуть навести до руйнування механізму привода і нестійкої роботи системи. Виявлено, що від характеру зміни величини моменту рушійних сил залежить і без ударна робота привода при реверсуванні.

Література

1. Яблонський А.А. Курс теоретичної механіки. Часть II. Динамика «Высшая школа», М. – 1966. – 411 с.