

ІНЖЕНЕРНІ МЕРЕЖІ БУДІВЕЛЬ ТА СПОРУД

УДК 621.658.2 + 62-822

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАСОСА
МЕМБРАННОГО ТИПУ З ГІДРОПРИВОДОМ

В.В. Петрусь

Постановка проблеми

Окремі технологічні процеси у різних галузях промисловості пов'язані з перекачуванням високов'язких, агресивних і забруднених рідин, наприклад, при будівництві і експлуатації нафто- і газопроводів, теплових мереж, мереж водопостачання і водовідведення. Інколи такі роботи необхідно виконувати в польових умовах за відсутності мережевого електроживлення. Відомі самовсмоктувальні насоси на пересувних транспортних засобах або електричні глибинні насоси не завжди можливо і безпечно застосовувати, а тому необхідне подальше вдосконалення існуючих і розробка нових насосних агрегатів, особливе місце серед яких займають діафрагмові або мембранні насоси, що приводяться у зворотно-поступальний рух за допомогою приводів різного виду. Насоси подібного призначення повинні мати певні гарантовані характеристики з точки зору електро- і пожежобезпеки при їх експлуатації в особливо несприятливих умовах (наприклад, в хімічній, гірничій та інших галузях промисловості). Важливою є також розробка таких приводів насосів, які давали б можливість плавної дистанційної зміни їх кінематичних і динамічних параметрів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аналітичний огляд відомих приводів насосних агрегатів подібного типу показав, що найбільш ефективними серед них є гідравлічні і пневматичні приводи з дистанційним автоматичним керуванням, особливо в тих випадках, коли використання традиційних електромеханічних приводів неприпустиме, внаслідок підвищених вимог до дотримання електро- і пожежобезпеки. Окрім того, відомі електромеханічні приводи мають значні габарити і масу, не завжди дозволяють здійснювати плавне регулювання амплітуди і частоти робочих ходів виконавчого органу.

В роботах [1, 2] відмічаються суттєві переваги застосування гідравлічних та пневматичних приводів для нагнітальних вузлів насосних агрегатів, які надають можливість плавного безступінчатого регулювання амплітуди і частоти робочих ходів поршня чи мембрани, а також мають менші габаритні розміри та масу.

Огляд відомих досліджень в області теорії насосних агрегатів з гідравлічними та пневматичними приводами, а також стан математичного моделювання їх режимів роботи є ще не досить задовільним, тому що не створена узагальнювальна математична модель насосних агрегатів з гідравлічним приводом нагнітальних вузлів, яка б давала можливість на основі їх конструктивних даних аналізувати режимні і вихідні характеристики у всьому експлуатаційному діапазоні з врахуванням основних властивостей робочої рідини, зокрема її в'язкості, стисливості тощо. Окрім того, при математичному моделюванні ще недостатньо враховуються особливості спрацьовування та кінематичні і динамічні характеристики апаратури дистанційного керування виконавчими органами нагнітальних вузлів мембранних насосів, не враховується динаміка спрацьовування всмоктувальних і нагнітальних клапанів. Це значною мірою ускладнює розв'язання задач підвищення ефективності функціонування подібних насосів і не вирішує повною мірою питання синтезу новітніх конструкцій насосів згідно із заданими технологічними вимогами.

Формулювання мети і задач

З метою розробки досконалого конструктивного виконання гідроприводу мембранного насосного агрегата було поставлено задачу створення математичної моделі робочого процесу його нагнітального вузла у поєднанні із процесом спрацьовування всмоктувального і його нагнітального клапанів. В основу досліджень було покладено принципове і конструктивне

виконання нагнітального вузла, а також всмоктувального і нагнітального клапанів. Гідропривід досліджуваного насосного агрегату має дистанційне плавне керування за допомогою автоматичного двоходового гідророзподільника, що змінює напрям потоку робочої рідини при досягненні нею деякого заданого тиску в гідросистемі, відповідно до наших розробок [1, 3-5]. Математичне моделювання надасть можливість визначення найбільш раціонального поєднання конструктивних і силових параметрів гідроприводу і клапанних вузлів, які забезпечать оптимальні робочі режими насоса в цілому.

Виклад основного матеріалу

На рис. 1 показана розрахункова схема гідроприводу нагнітального вузла насоса мембранного типу із зворотно-поступальним рухом підпружиненого поршня 5, що встановлений в корпусі робочого гідроциліндра 6 з утворенням приводної штокової 7 та поршневої 8 порожнини. Приводна штокова порожнина 7 з'єднана напірною магістраллю 16 з насосом 13, а напірним трубопроводом 17 – зі входом автоматичного двоходового гідророзподільника 12, який здійснює управління робочим циклом насоса мембранного типу [4]. В насосній камері 3 встановлені всмоктувальний 22 і нагнітальний 23 клапани.

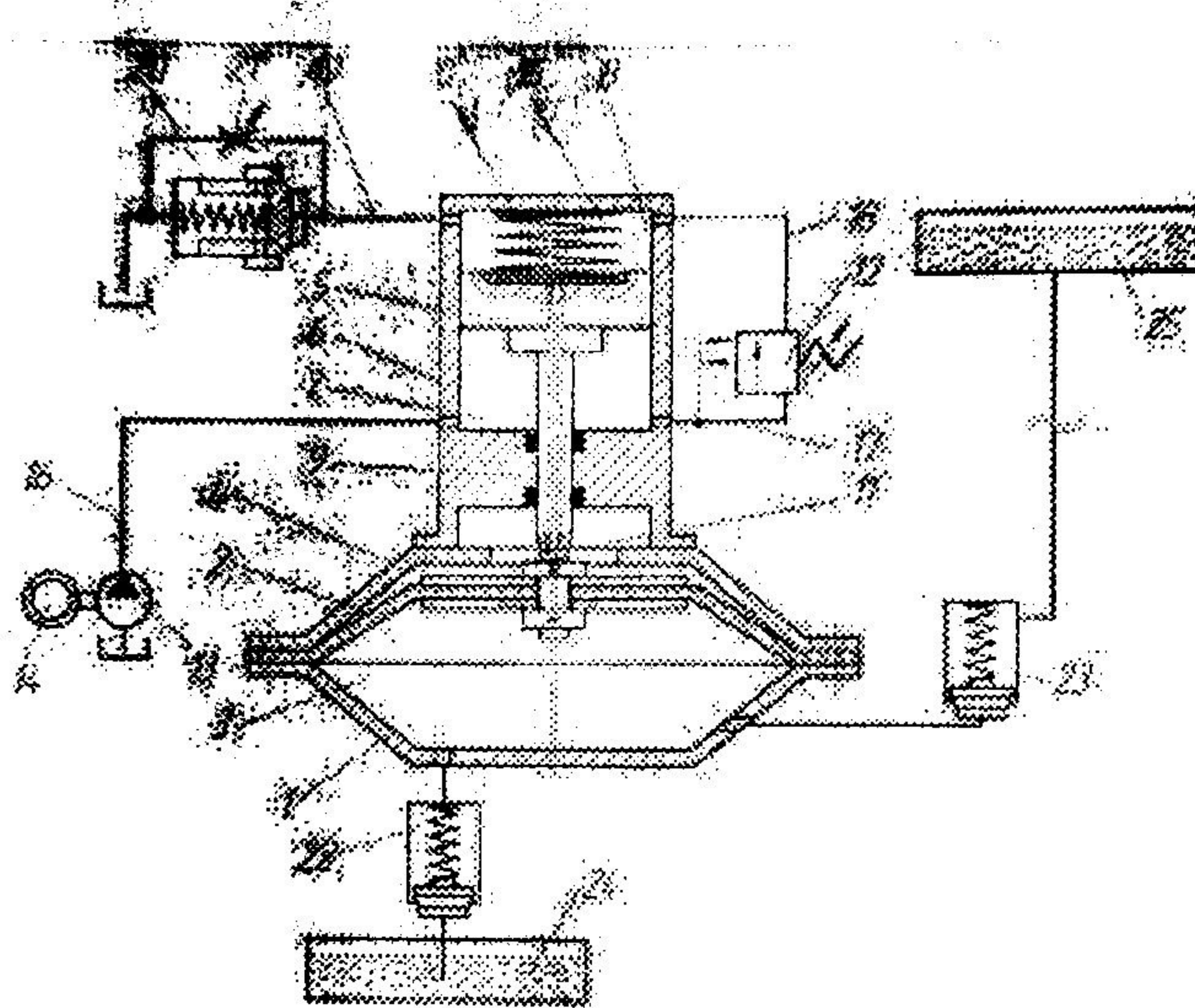


Рис. 1. Розрахункова схема гідроприводу нагнітального вузла мембранного насоса

При вмиканні насоса 13 підвищується тиск в приводній штоковій порожнині 7 і поршень 5 робочого гідроциліндра 6 зі штоком 9, що жорстко зв'язаний з еластичною мембраною 2, переміщується в верхнє положення, стискаючи при цьому силову пружину 15 та витісняючи робочу рідину з поршневої порожнини 8 через зливну магістраль 19 та встановлені в ній підіпрний клапан 20 і регульований дросель 21, а також через канали 10 та 11 в проміжну камеру 4. Відбувається всмоктування перекачуваної рідини у насосну камеру 3 через всмоктувальний клапан 22. Із стисненням силової пружини 15 в приводній штоковій порожнині 7 та з'єднаних з нею напірній магістралі 16 і напірному трубопроводі 17, тиск робочої рідини підвищується, що приводить до відкриття автоматичного двоходового гідророзподільника 12, який налаштований на заданий тиск спрацьовування. Напірна магістраль 16 та приводна штокова порожнина 7 за переливну магістраль 18 з'єднуються з поршневою порожниною 8 робочого гідроциліндра 6 та з проміжною порожниною 4, створюючи підіпр мембрані 2. При падінні тиску в приводній штоковій порожнині 7 поршень 5 робочого гідроциліндра 6 під дією силової пружини 15 переміщується вниз, витісняючи при цьому перекачувану рідину з насосної камери 3 в напірний трубовід через нагнітальний клапан 23. На початку руху поршня 5 робочого гідроциліндра 6 вниз витрата робочої рідини через автоматичний двоходовий гідророзподільник 12 практично

порівнює витраті насоса 13 і через зливну магістраль 19 та встановлені в ній підірний клапан 20 і регульований дросель 21 робоча рідина йде на злив. Тиск в зливній магістралі 19, що забезпечується підірним клапаном 20 і регульованим дроселем 21, утримує запірний орган автоматичного двоходового гідророзподільника 12 у відкритому положенні. Під час зворотного ходу поршня 5 робочого гідроциліндра 6 витрата через підірний клапан 20 і регульований дросель 21, за рахунок заповнення робочою рідиною поршневої порожнини 8 та проміжної камери 4, зменшується до значення, при якому підірний клапан 20 закривається, а при падінні тиску на регульованому дроселі 21 недостатній для утримання автоматичного двоходового гідророзподільника 12 відкритим, і він закривається. Далі цикл повторюється.

Частота ходів робочого органу гідроприводного насоса мембранного типу змінюється настроюванням автоматичного двоходового гідророзподільника 12 та регульованого дроселя 21. Втрата енергії на подолання гідравлічних опорів зводиться до мінімуму за рахунок того, що основна витрата з приводної штокової порожнини 7 та від насоса 13, яка пропускається автоматичним двоходовим гідророзподільником 12, направляється через порівняно коротку переливну магістраль 18 в поршневу порожнину 8 та проміжну порожнину 4, об'єм яких збільшується із переміщенням поршня 5 та зв'язаної з ним еластичної мембрани 2 вниз, що суттєво зриває підвищенню коефіцієнта корисної дії насоса і покращенню стабільності його роботи.

На рис. 2 наведені типові осцилограми зміни поточного тиску $p(t)$ в проміжній камері силового гідроциліндра і переміщення $S(t)$ поршня в напрямку руху мембрани нагнітального вузла насоса. На ділянках 0-1-2-3 і а-б-в осцилограм $S(t)$ і $p(t)$ відображений прямий хід – всмоктування перекачуваної рідини в насосну камеру 3 через всмоктувальний клапан 22, який в даному випадку відкривається, а нагнітальний клапан 23 при цьому закривається. При цьому поршень 5 переміщується вгору при закритому запірному органі автоматичного двоходового гідророзподільника 12. На ділянках 3-0 і в-г-д-е-а показано зворотний хід – витіснення перекачуваної рідини із насосної камери 3 та робочої рідини з приводної штокової порожнини 7 потім через підірний клапан 20 та регульований дросель 21 на злив.

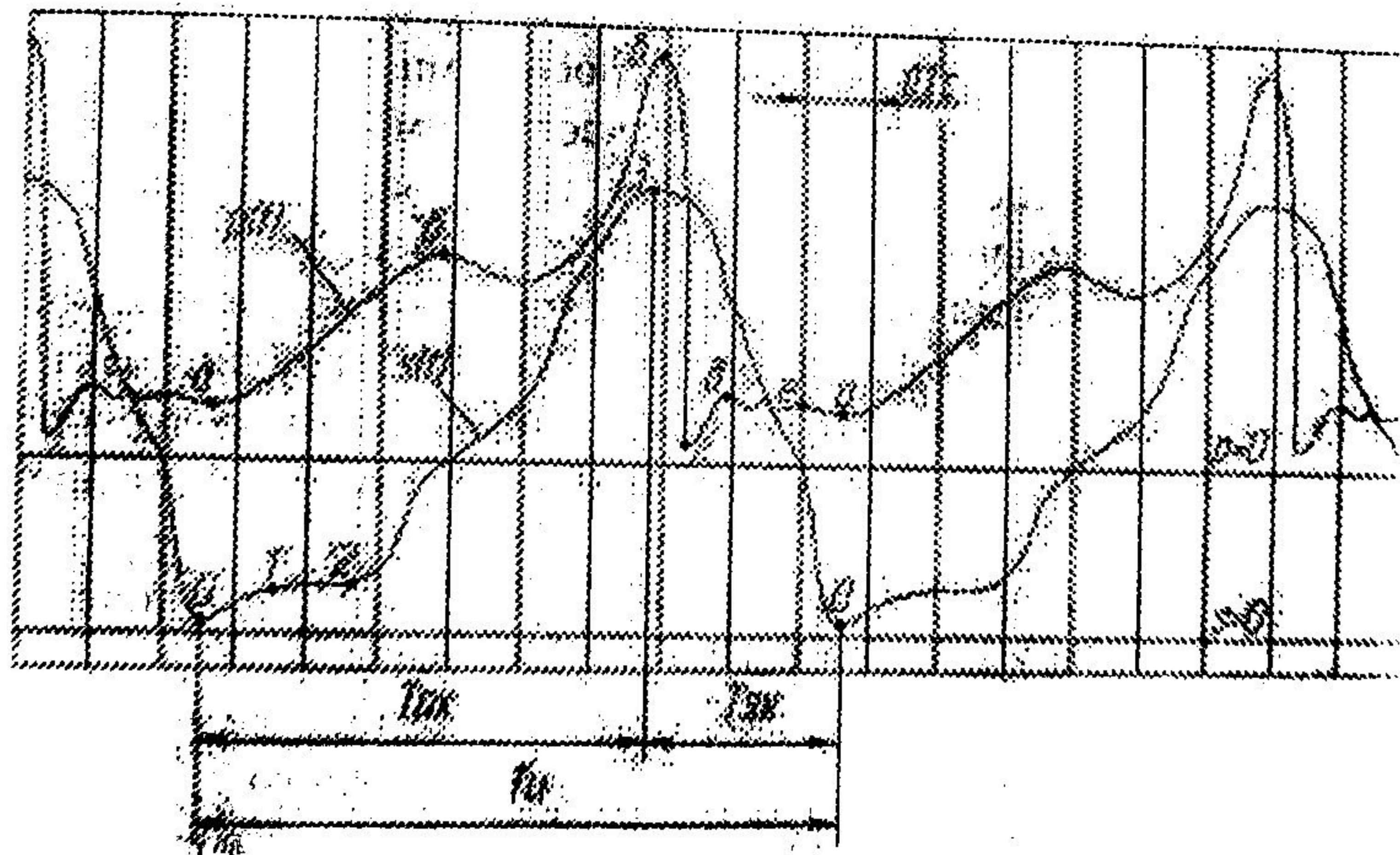


Рис. 2. Типові осцилограми зміни поточного тиску $p(t)$ в насосній камері – штоковій порожнині і переміщення $S(t)$ виконавчого органа – мембрани 2 нагнітального вузла

Наближено весь час робочого циклу $T_{ц}$ можна розбити на $t_{пр}$ і $t_{зв}$ – відповідно, час прямого і зворотного ходів. Для ефективної подачі перекачуваної рідини необхідно проводити обов'язкове узгодження співвідношень між тривалостями $t_{пр}$ і $t_{зв}$, виходячи з умов рівномірного заповнення та спорожнення насосної камери 3 у режимі всмоктування та нагнітання і нормативних рекомендованих швидкостей переміщення перекачуваної рідини по всмоктувальному та напірному трубопроводах. Майже горизонтальна ділянка 1-2 на осцилограмі $S(t)$ (рис. 2) відображає момент зменшення швидкості робочого органу на початку деформації пружного елемента повернення – силової пружини 15. Аналіз осцилограми $p(t)$ показує, що тиск, при якому спрацьовує автоматичний двоходовий гідророзподільник 12 необхідно відрегулювати так, щоб він

не спрацьовував передчасно. В цьому випадку гідропривід практично не працюватиме в робочому режимі, необхідному для переміщення мембрани насоса, а остання здійснюватиме деякий коливальний рух з невеликою амплітудою. Такий режим є неефективним, а тому при розрахунках подібних гідроприводів доцільно проводити перевірку співвідношення тиску налагоджування $p_{н1}$ максимально можливого поточного тиску $p(t)$, що створюється в період розгону робочого органу (рис. 2, крива $p(t)$). Наприклад, зразу після точки 2, коли ще не відбулося задане переміщення робочого органу. Для підвищення швидкості зворотного ходу потрібно суттєво зменшити підпір тиску $p_{п1}$ в зливній магістралі (ділянка *d-e* осцилограми $p(t)$).

Окрім того, експериментально було встановлено, що для забезпечення стабільної роботи мембранного насоса необхідно щоб нижня межа тиску у насосній камері 3 була дещо більшою за величину тиску насиченої пари p_s для перекачуваної рідини при заданій температурі, тобто $p_1 \geq p_s$ [6].

Для аналітичного опису робочого процесу розроблена математична модель, яка визначає основні робочі параметри мембранного насоса з гідроприводом, що використовуються для транспортування в'язких та забруднених рідин. При складанні диференціальних рівнянь прийняті такі припущення [1, 3]: зміни температури і в'язкості робочої рідини незначні; хвильові процеси відсутні за наявності невеликої довжини трубопроводів; механічна характеристика приводного електродвигуна лінійна; коефіцієнт стиснення робочої рідини і деформації з'єднувальних трубопроводів постійний; спрацьовування автоматичного гідророзподільника релейне, що підтверджується осцилограмою $p(t)$; при відкритті запірного органу автоматичного двоходового гідророзподільника 12 площа його прохідного перерізу змінюється релейно від 0 до $f_{зп}$; тиск на зливні постійний $p_{зп} = 0,2 \dots 0,3$ МПа; тривалість гальмування в кінці прямого і зворотного ходів не враховуємо; продуктивність Q_n приводного гідронасоса приймається сталою, тобто такою, що не залежить від тиску в гідросистемі; витоки із гідросистеми малі і не враховуються.

Для аналітичного опису динаміки досліджуваного гідравлічного приводу приймемо такі припущення: рідина в гідросистемі стислива, коефіцієнт стисливості при тиску 0,3 МПа рівний середньоінтегральному значенню $\beta_{ср}$, а при тиску понад 3 МПа – деякому постійному значенню β ; спрацьовування гідравлічного автоматичного двоходового гідророзподільника 12 відбувається релейно, тобто за час, який, як показали лабораторні експерименти (рис. 2, крива $p(t)$), складає приблизно 2...3 % від часу повного відкриття; тиск в зливній магістралі після автоматичного двоходового гідророзподільника 12 для даної гідросистеми приймаємо рівним деякому розрахунковому значенню $p_{зп} = p_{min} = const$, яке визначається умовними прохідними перерізами трубопроводів 18 і 19; абсолютне значення часу гальмування в кінцевих положеннях гідроприводного агрегата нагнітального вузла, як правило, на порядок менше часу прямого або зворотного ходу, відповідно, при всмоктуванні чи нагнітанні, тому ним нехтуємо; продуктивність насоса 13 постійна, тобто не залежить від величини тиску в напірній магістралі приводної гідросистеми; всмоктувальний і нагнітальний клапани спрацьовують синхронно із прямим чи зворотним ходом гідроприводного агрегата нагнітального вузла, тобто, відповідно, на етапі всмоктування чи нагнітання.

Цикл роботи гідроприводного мембранного насоса, зображеного на рис. 1, можна умовно розділити, як видно на рис. 2, на такі основні фази:

Перша фаза: підвищення тиску в гідросистемі і стиснення замкнутого об'єму робочої рідини (при цьому робочий орган – поршень 5 з еластичною мембраною 2, а також запірний орган автоматичного двоходового гідророзподільника 12 і всмоктувальний та нагнітальний клапани 22 і 23 нерухомі);

Друга фаза: рух робочого органу – поршня 5 спільно з еластичною мембраною 2 і стиснення пружного елемента повернення – силової пружини 15 при закритому запірному елементі автоматичного двоходового гідророзподільника 12, а також відкриття всмоктувального клапана 22 і заповнення насосної камери 3 перекачуваною рідиною, нагнітальний клапан 23 при цьому закритий;

Третя фаза: релейне відкриття перепуску рідини через запірний орган автоматичного двоходового гідророзподільника 12 і відкриття через нього зливу з напірної магістралі, рух робочого органу – поршня 5 з еластичною мембраною 2 у зворотному напрямі під дією стиснутої пружини 15, витік рідини у поршневу порожнину 8, а потім через підпірний клапан 20 та регульований дросель 21 на злив, окрім того, відбувається витіснення перекачуваної рідини із насосної камери 3 до напірного трубопроводу, при цьому нагнітальний клапан 23 відкривається, а всмоктувальний клапан 22 закритий. В кінці фази відбувається релейне

спрацьовування автоматичного двоходового гідророзподільника 12 і закриття зливу з напірної магістралі через нього.

Перша фаза кожного робочого циклу відбувається протягом часу, за який тиск в гідросистемі зростає від $p_{за}$ до $p_1 \geq (P_n + R_{mp})/F_{p1}$, при цьому починається рух робочого органу – поршня 5 з еластичною мембраною 2 (тут $P_n = cz_n$ – зусилля попередньої зтяжки силової пружини 15; c і z_n – жорсткість і попередня деформація силової пружини 15); $R_{mp} = \alpha_{mp} P_{mp_{max}}$ – сила сухого тертя; $\alpha_{до}$ – постійний коефіцієнт тертя; $P_{mp_{max}} = c(z_{max}/2 + z_n)$ – максимальне зусилля деформації силової пружини 15; z_{max} – максимальний робочий хід поршня 5 робочого гідронциліндра 6. Математичним описом цієї частини перехідного процесу ($0 \leq t \leq t_1$) є таке рівняння витрат:

$$Q_H = W_{\Gamma} \beta_{cp} \frac{dp}{dt} \tag{1}$$

де Q_H – продуктивність насоса 13;

$W_{\Gamma} \beta_{cp} \frac{dp}{dt}$ – витрата рідини на її стиснення в гідросистемі;

p, t – поточний тиск і час;

W_{Γ} – повний об'єм робочих порожнин, включаючи порожнини автоматичного двоходового гідророзподільника 12, порожнини підвідних трубопроводів і робочого гідроциліндра 6;

β_{cp} – середньоінтегральне значення коефіцієнта стисливості рідини в інтервалі тиску від $p_{за}$ до p_1 .

Розв'язавши рівняння (1), при початкових умовах $t = 0, p_0 = p_{за}$, отримаємо:

$$p_1 = p_0 + \frac{Q_H t}{W_{\Gamma} \beta_{cp}} \tag{2}$$

З рівняння (2) знайдемо час t_1 , за який в гідросистемі відбувається набір тиску до p_1 :

$$t_1 = \frac{W_{\Gamma} \beta_{cp} (p_1 - p_0)}{Q_H} \tag{3}$$

Друга фаза робочого циклу, при якій починається рух – прямий хід робочого органу поршня 5 з еластичною мембраною 2, яка описується рівняннями, відповідно: руху робочого органу – поршня 5 при і здійсненні всмоктування рідини через всмоктувальний клапан 22 при переміщенні всмоктувального клапана 22; витрат в основній приводній гідросистемі при нагнітанні робочої рідини до приводної штокової порожнини 7; надходження перекачуваної рідини до насосної камери 3 через відкритий всмоктувальний клапан 22.

$$\begin{cases} M \frac{d^2 z}{dt^2} = (p - p_1) F_{p1} - \alpha \frac{dz}{dt} - c(z_n + z) + R_{mp} \text{sign}\left(\frac{dz}{dt}\right), \\ m_{ac} \frac{d^2 x_1}{dt^2} = (p_{амм} - p_{к1}) F_{ac} - \alpha_1 \frac{dx_1}{dt} - c_1(x_{n1} + x_1) - R_1 \text{sign}\left(\frac{dx_1}{dt}\right), \\ Q_H = W_{\Gamma} \beta \frac{dp}{dt} + F_{p1} \frac{dz}{dt}, \\ \mu_1 \pi d_{ac} x_1 \sin \theta_1 \sqrt{p_{амм} - p_{к1}} = F_{p2} \frac{dz}{dt}. \end{cases} \tag{4}$$

Третя фаза робочого циклу починається при досягненні в гідросистемі тиску p_n , на який налагоджений автоматичний двоходовий гідророзподільник 12, як це видно з осцилограми (рис. 2), і при якому відбувається його релейне відкриття. Робочий орган – поршень 5 починає зворотний хід, тобто витіснення робочої рідини через підпирний клапан 20 та регульований дросель 21 у зливну магістраль, під дією силової пружини 15. Цей період роботи гідросистеми може бути описаний системою таких диференціальних рівнянь, до складу якої входять рівняння переміщення еластичної мембрани 2 і зв'язаних з нею деталей в початкове положення під дією силової пружини 15; переміщення нагнітального клапана; рівняння витрат робочої рідини при витісненні її із приводної штокової порожнини 7 і зв'язаних з нею порожнин на злив через відкритий запірний орган автоматичного двоходового гідророзподільника 12; витіснення перекачуваної рідини до нагнітального трубопроводу, що зв'язаний із напірним резервуаром 25.

$$\begin{cases} M \frac{d^2 z}{dt^2} + c_1(z_n + z_{max}) - z = (p - p_n)F_{p1} - \alpha \frac{dz}{dt} - R_{mp} \operatorname{sign}\left(\frac{dz}{dt}\right), \\ m_{\kappa} \frac{d^2 x_{\kappa}}{dt^2} + (p_{\kappa 1} - p_n)F_{\kappa} - \alpha_2 \frac{dx_{\kappa}}{dt} - c_2(x_{n1} + x_1) - R_2 \operatorname{sign}\left(\frac{dx_{\kappa}}{dt}\right), \\ \mu_m f_{m1} \sqrt{p - p_{m1}} = Q_{n1} + W_1 \beta \frac{dp}{dt} + F_{p2} \frac{dz}{dt}, \\ \mu_2 \pi d_{\kappa} x_2 \sin \theta_2 \sqrt{p_{\kappa 1} - p_n} = F_{p1} \frac{dz}{dt}. \end{cases} \quad (5)$$

В наведених системах рівнянь (4) і (5) прийняті такі умовні позначення: $M, m_{\kappa}, m_{\kappa}$ – відповідно сумарна маса рухомих елементів насоса, що зв'язані із мембраною, всмоктувального клапана 22 та нагнітального клапана 23; $z, \frac{dz}{dt}, \frac{d^2 z}{dt^2}$ – спільне переміщення, швидкість і прискорення рухомих елементів нагнітального вузла; $x_1, \frac{dx_1}{dt}, \frac{d^2 x_1}{dt^2}$ і $x_2, \frac{dx_2}{dt}, \frac{d^2 x_2}{dt^2}$ – переміщення, швидкість і прискорення запірних органів всмоктувального і нагнітального клапанів 22 і 23, відповідно; $(z_n + z_{max})$ – повна деформація силової пружини 15 при прямому ході поршня 5; z_{max} – максимальне переміщення мембрани і зв'язаних з нею рухомих елементів при прямому ході поршня 5; z_n, x_{n1}, x_{n2} – попередня деформація силової пружини 15 і пружин всмоктувального 22 і нагнітального 23 клапанів; β – коефіцієнт стисливості рідини при тиску більше 3 МПа; $p, p_{\kappa 1}$ – поточний тиск у напірному трубопроводі приводної гідросистеми та у насосній камері 3, відповідно; p_n – тиск у зливних трубопроводах та порожнинах; p_{atm} – атмосферний тиск; R_{mp}, R_1, R_2 – сили сухого тертя на рухомих поверхнях нагнітального вузла та всмоктувального 22 і нагнітального 23 клапанів; $\alpha, \alpha_1, \alpha_2$ – коефіцієнти в'язкого демпферування у приводній частині нагнітального вузла та у всмоктувальному 22 і нагнітальному 23 клапанах; c, c_1, c_2 – відповідно, жорсткість силової пружини 15 і пружин всмоктувального 22 і нагнітального 23 клапанів; $F_{p1}, F_{p2}, F_{\kappa}, F_{\kappa}$ – наведені ефективні площі поперечного перерізу мембрани зі сторони насосної камери, зі сторони порожнини зливу, а також всмоктуючого 22 і нагнітального 23 клапанів, відповідно; μ_n, μ_1, μ_2 – коефіцієнти витрат при проходженні робочої рідини на злив через запірний орган автоматичного двоходового гідророзподільника 12, а також перекачуваної рідини через всмоктувальний 22 і нагнітальний 23 клапани; θ_1, θ_2 – кути прилягання герметизуючих поверхонь запірних органів всмоктувального 22 і нагнітального 23 клапанів, відповідно; d_{κ}, d_{κ} – середній діаметр герметизуючого пояса всмоктувального 22 і нагнітального 23 клапанів.

Отримані системи рівнянь (4) – (5) є істотно нелінійними і відомими методами не можуть бути розв'язані. Найбільш доцільним є розв'язок рівнянь чисельними методами за допомогою ЕОМ. В результаті детального аналізу різних чисельних методів розв'язання диференціальних рівнянь подібного виду було зроблено висновок про доцільність застосування методу Рунге-Кутти [7] для розв'язання цих систем диференціальних рівнянь. Моделювання виконувалося із використанням програмного забезпечення Delphi6 в операційному середовищі Windows XP.

Розв'язування рівнянь виконувалося поетапно, причому результати розв'язування кожного попереднього етапу були вихідними для наступного. При виборі раціональних параметрів взаємодіючих елементів досліджуваного гідроприводу для машинного вирішення наведених рівнянь виходили з двох основних принципів: виключення передчасного спрацьовування автоматичного двоходового гідророзподільника 12 при прямому ході робочого органу і забезпечення закриття основного зливу через нього після повернення робочого органу в початкове положення. Порівняння результатів теоретичного і експериментального досліджень дало близькі результати, що дозволяє рекомендувати запропоновану математичну модель для розрахунку подібних гідроприводів.

Висновки

1. Розробка і дослідження запропонованої математичної моделі взаємодії гідроприводу нагнітального вузла з автоматичним двоходовим гідророзподільником, надає можливість визначати конструктивні розміри та параметри складових насосного агрегату, правильний вибір яких сприятиме покращенню вихідних робочих характеристик і підвищить швидкість подібних механізмів гідроприводних насосних агрегатів мембранного типу.
2. Мембранні насоси описаного типу мають ряд суттєвих переваг, а саме: малу енергоємність; невеликі габарити і вагу; можливість приводу як від стаціонарного гідронасоса із електродвигуном, так і від гідросистеми базової машини, наприклад, трактора, екскаватора тощо; плавне регулювання амплітуди, частоти і збуджувальної сили коливань робочого органу.

Використана література

1. Матвеев И.Б. Машины ударного и вибрационного действия. – М.: Машиностроение, 1974. – 184 с.
2. Лепешкин А.В. и др. Гидравлика и гидропневмопривод: Ч. 2: Гидравлические машины. – М.: МГИУ, 2005. – 351 с.
3. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин / М.Е. Иванов, И.Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий, В. А. Пишенин, И. В. Коц. – М.: Машиностроение, 1977. – 174 с.
4. Патент України на корисну модель № 23901. МПК₆ F04B 43/06. Мембранний гідропривідний насос / Коц І. В., Петрусь В. В. // Реєстраційний номер заявки u200701165; Заявл. 05.02.2007. Опубл. 11.06.2007. Бюл. №8.
5. Петрусь В.В., Коц І.В. Теоретичні засади створення математичної моделі гідроприводу поршневого насоса // Вісник ХНУ. Технічні науки. – 2006. – № 5. – С. 45-49.
6. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
7. Самарский А. А., А. В. Гулин. Численные методы: Учеб. пособие для вузов. – М.: Наука. Изд. ред. физ-мат. лит., 1989. – 432 с.

Петрусь Віталій Володимирович – аспірант кафедри теплогазопостачання Вінницького національного технічного університету.