УДК 624.131

Г. С. Ратушняк, к. т. н., проф., О. Б. Волошин

Г. С. Ратушняк, к. т. н, проф., А. Б. Волошин

G. Ratushniak, Cand. Sc. (Eng.), Prof., A. Voloshin

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТІВ ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА УПЛОТНЕНИЯ ГРУНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

MATHEMATIC MODEL OF SOIL COMPRESSING WITH HYDRAULIC DRIVE OF VIBRATION MACHINES

Розроблено математичну модель процесу ущільнення ґрунтів машинами із циклічним гідроприводом зі змінюваними параметрами коливань з урахуванням властивостей ґрунтів. Виявлено динамічні характеристики гідроприводу. Визначено частотну передавальну функцію за реакцією ґрунту, яка дозволяє визначати динамічні характеристики ґрунтів з урахуванням параметрів машини, та виявлено необхідність установлення коригувальних пристроїв в разі зміни характеристик ґрунтів.

Разработана математическая модель процесса уплотнения грунтов с циклическим гидроприводом с изменяемыми параметрами колебаний с учетом свойств грунтов. Выявлены динамические характеристики гидропривода. Определена частотная передаточная функция по реакции грунта, которая позволяет определять динамические характеристики грунтов с учетом параметров машины, и выявлена необходимость установления корректирующих устройств при изменении характеристик грунтов.

Mathematic model of the soil compressing process with a cyclic hydraulic drive with changeable parameters, taking into consideration properties of soils, is developed. The dynamic properties of the drive are determined. The frequency transfer function according to the soil reaction, which allows to define the dynamic properties of soils considering machine parameters, is determined. The necessity to install correctors, in case of character of soils change is revealed.

Вступ

Ущільнення ґрунтів та дорожньо-будівельних матеріалів у стислих умовах та важкодоступних місцях будівельного майданчика є складною технологічною проблемою. Вирішення цієї проблеми потребує вдосконалення ущільнювальних машин зі змінюваними параметрами коливань в залежності від технологічних умов роботи та властивостей матеріалів [1]. Для ефективної та надійної роботи ущільнювальних машин вібраційної дії в стиснутих умовах, особливо біля споруд, необхідно точно вибирати їхні параметри та режими у відповідності до змінюваних умов роботи та властивостей матеріалів, а також точно визначати та контролювати характеристики ущільнювальних середовищ. Для експериментального визначення динамічних характеристик ґрунтів використовуються методики за резонансними коливаннями та за передавальною функцією [2, 3], але вони не враховують параметри вібраційної машини.

Вступление

Уплотнение грунта и дорожно-строительных материалов в стесненных условиях и труднодоступных местах строительной площадки является сложной технологической проблемой. Решение

© Г. С. Ратушняк, О. Б. Волошин, 2006

этой проблемы нуждается в совершенствовании уплотняющих машин с изменяемыми параметрами колебаний в зависимости от технологических условий работы и свойств материалов [1]. Для эффективной и надежной работы уплотняющих машин вибрационного действия в стесненных условиях, особенно возле сооружений, необходимо точно выбирать их параметры и режимы в соответствии с изменяемыми условиями работы и свойствами материалов, а также точно определять и контролировать характеристики уплотняемых сред. Для экспериментального определения динамических характеристик грунтов используются методики резонансных колебаний и передаточной функции [2, 3], но они не учитывают параметры вибрационной машины.

Introduction

Compression of soils and road-building materials in constrained conditions and out-of-the-way places of a construction site is a complicated technological problem. The solution of the problem requires the improvement of tampering machines with variable parameters of oscillations according to technological conditions of work and material characteristics [1] For efficient and reliable operation of vibro-tampering machine in constrained conditions, especially near engineering structures, it is necessary to select their parameters and operation modes exactly according to variable conditions of work material characteristics, also it is necessary to define and control characteristics of compressed media. To determine dynamic properties of soils experimentally resonance vibrations techniques and the transfer function method are used [2, 3], but they do not take into account parameters of the vibration machine.

Постановка задачі

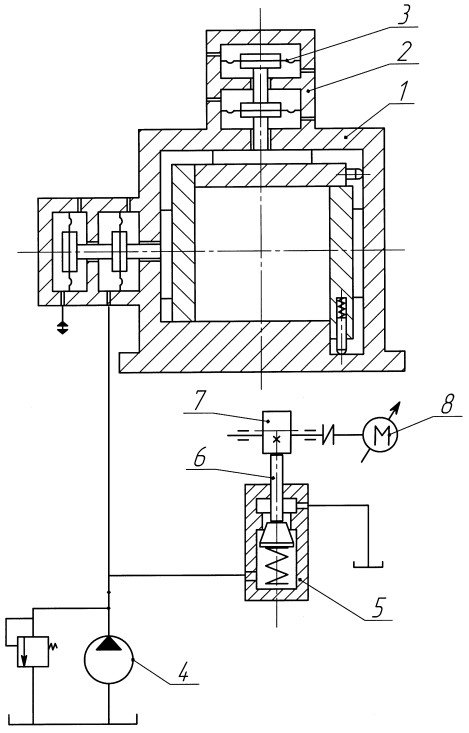
Задачами дослідження є: розробка математичної моделі процесу ущільнення ґрунтів машинами з циклічним гідроприводом зі змінними параметрами коливань з урахуванням властивостей ґрунтів; установлення закономірностей руху робочого органу; визначення передавальної функції та динамічних характеристик приводу; визначення необхідності встановлення коригувальних пристроїв в разі зміни характеристик ґрунтів; визначення модуля та фази частотної передавальної функції за реакцією ґрунту, які дозволяють визначати динамічні характеристики ґрунтів з урахуванням параметрів машини.

Результати дослідження

Розглянемо динаміку гідравлічного приводу, який закладений в основу машин для ущільнення вібраційної дії з керованими параметрами коливань: гідравлічної вібраційної трамбівки [4], шпалопідбивочної машини [5], глибинного віброущільнювача [6], а також приладу триосного випробовування ґрунтів (стабілометра). Стабілометр призначений для визначення комплексу характеристик механічних властивостей ґрунтів в умовах складного напруженого стану в результаті дії на них статичних та динамічних навантажень. Стабілометр був розроблений та виготовлений у Вінницькому національному технічному університеті. В основу його було покладено конструктивні та схемні рішення [7, 8] та авторського свідоцтва СРСР № 1455858.

В цій статті розглядається процес одноосного циклічного навантаження ґрунтів у стабілометрі з гідравлічним приводом. Принципова схема робочої камери стабілометра та приводу навантаження по одній із осей наведена на рисунку.

Робоча камера 1 містить п’ять рухомих підпружинених штампів, три подвійних гідроциліндри 2 із мембранами 3. Гідропривід по кожній з осей навантаження *X, Y, Z* містить окрему насосну станцію 4 та клапанний або золотниковий розподільник 5. Керування розподільником 5 здійснюється за допомогою штовхача 6 кулачком 7, який закріплений на валу двигуна 8 із регулятором частоти



Принципова схема стабілометра
Принципиальная схема стабилометра
Schematic diagram of the deviatiion meter

обертання вала.

Під час створення математичної моделі процесу циклічного навантаження ґрунтів були зроблені такі припущення: подача насосної станції 4 постійна; коефіцієнт витрати крізь дросельну щілину розподільника 5 постійний; хвильові процеси в трубопроводах відсутні; тиск, температура та в'язкість робочої рідини гідроприводу постійні; рухомі елементи та робоча камера абсолютно жорсткі; зразок ґрунту вважаємо в'язко пружним лінійно деформівним тілом [2]; тертям ґрунту по стінках штампів та тангенціальними напруженнями в зразку нехтуємо.

Математична модель циклічного навантаження зразка ґрунту по осі Z

$$M\frac{d^2z}{dt^2} = P_zF - F_T sign\frac{dz}{dt} - (\alpha_T + B_T)\frac{dz}{dt} - c(z_0 + z) - K_n z + Mg + p_{zs}F_s; \quad (1)$$

$$Q = F\frac{dz}{dt} + Q_k + W\beta_z\frac{dp_z}{dt}; \quad (2)$$

$$Q_k = \mu f\sqrt{2/\rho(p_z - p_{zl} - \Delta p_T)}, \quad (3)$$

де M — зведена маса рухомих елементів: мембран зі штоками та штампів з приєднаною масою ґрунту (приведённая масса подвижных элементов: мембран со штоками и штампов с присоединенной массой грунта; a reduced mass of mobile elements: membranes with rods and punches with soil mass added); z — переміщення штампа по осі Z (перемещение штампа по оси Z; punch movement in the line of the axe Z); p_z, p_{zs} — поточний тиск відповідно в робочих порожнинах динамічного та статичного навантаження гідроциліндра (текущее давление соответственно в рабочих полостях динамической и статической нагрузки гидроцилиндра; current pressure in dynamic and static holes of the hydraulic cylinder respectively); F, F_s — ефективні площі мембран динамічного та статичного навантаження (эффективные площади мембран динамической и статической нагрузки; effective areas of dynamic and static loading membranes); α_T — коефіцієнт в'язкого тертя в рухомих з'єднаннях гідроциліндра (коэффициент вязкого трения в подвижных соединениях гидроцилиндра; a viscous friction factor in mobile joints of the hydraulic cylinder); F_T — стала сили сухого тертя (постоянная силы сухого трения; a force constant of dry friction); B_T — коефіцієнт демпфування ґрунту (коэффициент демпфирования грунта; a soil damping factor); z_0, c — початкова деформація та сумарна жорсткість пружин упорів по осі Z (начальная деформация и суммарная жесткость пружин упоров по оси Z; initial deformation and total rigidity of springs' stops in the line of the axe Z); K_n — коефіцієнт жорсткості ґрунту (коэффициент жесткости грунта; a soil rigidity factor); g — прискорення вільного падіння (ускорение свободного падения; free fall acceleration); Q — подача насосної станції (подача насосной станции; a pump station productivity); W — сумарний об'єм порожнин гідросистеми (суммарный объем полостей гидросистемы; a total hydraulic system's capacity); β_Z — зведений коефіцієнт стисливості робочої рідини в гідросистемі (приведенный коэффициент сжимаемости рабочей жидкости в гидросистеме; a reduced factor of operating fluid pressure in the hydraulic system); Q_k, μ — відповідно витрата та коефіцієнт витрати робочої рідини крізь клапанний розподільник (соответственно расход и коэффициент расхода рабочей жидкости сквозь клапанный распределитель; consumption of the operating fluid and the consumption factor of the operating fluid through the valve separator respectively); f — площа прохідного перерізу клапанного розподільника (площадь проходного сечения клапанного распределителя; a throat square of the valve separator); ρ — густина робочої рідини (плотность рабочей жидкости; the density of the operating fluid); p_{zl} — зливний тиск (сливное давление; the confluent pressure); Δp_T — втрата тиску в гідролінії клапанного розподільника (потеря давления в гидролинии клапанного распределителя; a pressure loss in the hydraulic line of the valve separator).

Величина підняття затвора клапанного розподільника

$$l = r(1 + \cos\omega t), \quad (4)$$

де r — ексцентриситет кулачка штовхача (эксцентриситет кулачка толкателя; the eccentricity of a pusher cam); ω — частота обертання кулачка (частота вращения кулачка; the cam rotation frequency).

Коефіцієнт жорсткості зразка ґрунту після перетворення відомих рівнянь узагальненого закону Гука для об'ємного стиснення [3]

$$K_n = \frac{H_{x0} H_{y0} E\nu(1/\nu - 1)}{(1+\nu)(1-2\nu) H_{z0}}, \tag{5}$$

де H_{x0}, H_{y0}, H_{z0} — вихідні розміри зразка ґрунту (выходные размеры образца грунта; output soil sample's dimensions); ν — коефіцієнт Пуасона (коэффициент Пуассона; Poisson's ratio); E — динамічний модуль пружності зразка ґрунту (динамический модуль упругости образца грунта; a dynamic resilience module of the soil sample).

Для аналізу динаміки приводу лінеаризуємо систему рівнянь (1)—(3) та зведемо її до одного рівняння в малих відхиленнях змінних z^*, l^*, f^*, p_z^* від рівноважного стану z_0, l_0, f_0, p_{z0} в момент часу t_0 [9]

$$\frac{W\beta_z}{K_{Qp}(c+K_n)} M \frac{d^3 z^*}{dt^3} + \frac{W\beta_z}{K_{Qp}(c+K_n)} \left(K_T + \alpha_T + B_T + \frac{MK_{Qp}}{W\beta_z} \right) \frac{d^2 z^*}{dt^2} + \frac{W\beta_z}{K_{Qp}(c+K_n)} \times$$

$$\times \left(c + K_n + \frac{F^2 + K_{Qp}(K_T + \alpha_T + B_T)}{W\beta_z} \right) \frac{dz^*}{dt} + z^* = -\frac{K_{Ql} F}{K_{Qp}(c+K_n)} l^*, \tag{6}$$

де $K_{Qp} = \left| \frac{\partial Q}{\partial p_Z} \right|$ — коефіцієнт ковзання навантажувальної характеристики розподільника 5 (коэффициент скольжения нагружающей характеристики распределителя 5; the sliding factor of the separator 5 loading characteristic); $K_{Ql} = \left| \frac{\partial Q}{\partial l} \right|$ — коефіцієнт підсилення за витратою розподільника 5 (коэффициент усиления по расходу распределителя 5; the multiplication factor by the consumption of the separator 5).

Ці коефіцієнти визначаються за формулами

$$K_{Qp} = \frac{G l_0}{2\sqrt{p_{Z0} - p_{Zl} - \Delta p_T}}; \tag{7}$$

$$K_{Ql} = G\sqrt{p_{Z0} - p_{Zl} - \Delta p_T}, \tag{8}$$

де G — гідравлічна провідність дроселювального вікна розподільника (гидравлическая проводимость дросселирующего окна распределителя; the hydraulic conductivity of the orifice hole of the separator):

$$G = \mu f_0 \sqrt{2/\rho}. \tag{9}$$

Еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя K_T визначається за формулою [9]:

$$K_T = \frac{4F_T}{\pi a_{Z1} \omega_{Z1}}, \tag{10}$$

де a_{Z1}, ω_{Z1} — амплітуда та частота коливань, що виникають в приводі, який знаходиться на границі стійкості за умови, що K_{Qp} для коливань біля l_0 близький до нуля (амплитуда и частота колебаний, возникающих в приводе, который находится на границе устойчивости при условии, что K_{Qp} при колебаниях возле l_0 близок к нулю; vibration amplitude and frequency of the drive, which is at the stability threshold on conditions that K_{Qp}, when vibrating close to l_0, tends to zero)

$$a_{Z1} = \frac{4F_T}{(\alpha_T + B_T)\pi} \sqrt{\frac{W\beta_z M}{(c+K_n) W\beta_z + F^2}}; \tag{11}$$

$$\omega_{Z1} = \sqrt{\frac{c+K_n}{M} + \frac{F^2}{W\beta_z M}}. \tag{12}$$

Рівняння (6) за нульових початкових умов подамо в операторному вигляді

$$\left(a_0 p^3 + a_1 p^2 + a_2 p + 1\right) Z(p) = -K_l L(p), \tag{13}$$

де

$$L(p) = \frac{r\omega^2}{\left(p^2 + \omega^2\right)p}. \tag{14}$$

Коефіцієнт передачі K_l гідроприводу визначається за формулою

$$K_l = \frac{K_{Ql} \cdot F}{K_{Qp}\left(c + K_n\right)}, \tag{15}$$

або із врахуванням формул (4), (7), (8)

$$K_l = \frac{F\left(p_{z0} - p_{zl} - \Delta p_T\right)}{r\left(c + K_n\right)}. \tag{16}$$

Передавальна функція гідроприводу

$$W(p) = \frac{K_l}{(T^2 p^2 + 2\xi Tp + 1)(T_g p + 1) + K_g p}, \tag{17}$$

де $T = \sqrt{\dfrac{M}{c + K_n}}$ — механічна стала часу, яка враховує інерційність навантаження (механическая постоянная времени, учитывающая инерционность нагрузки; a mechanic time constant, taking into account the loading sluggishness); $\xi = \dfrac{K_T + \alpha_T + B_T}{2\sqrt{M\left(c + K_n\right)}}$ — коефіцієнт відносного демпфірування (коэффициент относительного демпфирования; a relative damping factor); $T_g = \dfrac{W\beta_z}{K_{Qp}}$ — гідравлічна стала часу, яка враховує стисливість рідини в гідросистемі (гидравлическая постоянная времени, учитывающая сжимаемость жидкости в гидросистеме; a hydraulic time constant, taking into consideration fluid pressure in the hydraulic system); $K_g = \dfrac{B}{c + K_n}$ — коефіцієнт співвідношення жорсткостей механічної характеристики гідроприводу та зразка ґрунту (коэффициент соотношения жесткостей механической характеристики гидропривода и образца грунта, the mechanic characteristic rigidity relation factor of the hydraulic drive and the soil sample), де $B = \dfrac{F^2}{K_{Qp}}$ — коефіцієнт жорсткості механічної характеристики гідроприводу (коэффициент жесткости механической характеристики гидропривода; a mechanic characteristic rigidity factor of the hydraulic drive).

Передавальну функцію (17) також запишемо у вигляді

$$W(p) = -\frac{K_l W_3(p)}{W_1(p)\,W_2(p)\,W_3(p) + 1}, \tag{18}$$

де $W_1(p) = T^2 p^2 + 2\xi Tp + 1$ — передавальна функція диференціювальної ланки другого порядку (передаточная функция дифференцирующего звена второго порядка; is the transfer function of the second order differentiator); $W_2(p) = T_g p + 1$ — відповідно диференціювальної ланки першого порядку (соответственно дифференцирующего звена первого порядка; the transfer function of the first order differentiator respectively); $W_3(p) = \dfrac{K_{in}}{p}$ — передавальна функція інтегрувальної ланки з коефіцієнтом передачі (передаточная функция интегрирующего звена с коэффициентом передачи; the transfer func-

tion of the integrator with the transfer constant) $K_{in} = \dfrac{1}{K_g}$.

Отже, зі зміною параметрів зразків ґрунтів змінюються параметри гідроприводу: механічна стала часу T, коефіцієнт відносного демпфірування ξ, коефіцієнт передачі K_{in}. Це веде до зміни якості перехідного процесу.

Амплітудно-частотна $A(\omega)$ та фазочастотна $\varphi(\omega)$ характеристики приводу

$$A(\omega) = \frac{K_I}{\sqrt{\left[1-\left(2\xi T T_g + T^2\right)\omega^2\right]^2 + \left[\omega\left(T_g + 2\xi T + K_g - T^2 T_g \omega^2\right)\right]^2}}; \tag{19}$$

$$\varphi(\omega) = \operatorname{arctg}\frac{\omega\left(T_g + 2\xi T + K_g - T^2 T_g \omega^2\right)}{\left(2\xi T T_g + T^2\right)\omega^2 - 1}. \tag{20}$$

Для визначення передавальної функції за реакцією ґрунту R_z рівняння (6) для нульових початкових умов запишемо в операторному вигляді

$$\left(a_{01}p^3 + a_{11}p^2 + a_{21}p + 1\right)Z(p) = -R_z(p)\left(b_0 p + b_1\right), \tag{21}$$

де

$$a_{01} = \frac{M}{c}T_g;\ a_{11} = \frac{K_T + \alpha_T}{c}T_g + \frac{M}{c};\ a_{21} = T_g + \frac{B}{c} + \frac{K_T + \alpha_T}{c};\ b_0 = \frac{T_g}{c};\ b_1 = \frac{1}{c}. \tag{22}$$

Передавальна функція за реакцією ґрунту R_z

$$W_R(p) = -\frac{b_0 p + b_1}{a_{01}p^3 + a_{11}p^2 + a_{21}p + 1}. \tag{23}$$

Модуль та фаза частотної передавальної функції:

$$A_R(\omega) = \frac{\sqrt{b_1^2 + b_0^2\omega^2}}{\sqrt{\left(1 - a_{01}\omega^2\right)^2 + \left(a_{21}\omega - a_{01}\omega^3\right)^2}}; \tag{24}$$

$$\varphi_R(\omega) = \operatorname{arctg}\frac{b_0\omega}{b_1} - \operatorname{arctg}\frac{a_{21}\omega - a_{01}\omega^3}{1 - a_{01}\omega^2}. \tag{25}$$

Одержані залежності (24), (25) дозволяють визначити динамічні характеристики фундаменту відповідно до методик [2, 3], але з урахуванням параметрів пристрою.

Переміщення штампа в операторному вигляді

$$Z(p) = -\frac{K_I\omega^2}{\left(a_0 p^3 + a_1 p^2 + a_2 p + 1\right)\left(p^2 + \omega^2\right)p}, \tag{26}$$

де

$$a_0 = T^2 T_g; \quad a_1 = 2\xi T T_g + T^2; \quad a_2 = T_g + 2\xi T + K_g. \tag{27}$$

Функція $Z(p)$ має прості полюси $p_1 = -\alpha$; $p_2 = -\beta + i\gamma$; $p_3 = -\beta - i\gamma$; $p_4 = i\omega$; $p_5 = -i\omega$; $p_6 = 0$.

Використовуючи теорему розкладання, знайдемо оригінал функції $Z(p)$

$$z^*(t) = -\frac{K_I r\omega^2}{a_0\gamma\sqrt{A_1^2 + B_1^2}} e^{-\beta t}\sin(\gamma t + \varphi_1) + \frac{K_I r\omega^2}{a_0\left((\beta-\alpha)^2+\gamma^2\right)\left(\alpha^2+\omega^2\right)\alpha} e^{-\alpha t} -$$

$$-\frac{K_I r}{a_0\alpha\left(\beta^2+\gamma^2\right)} + \frac{K_I r}{a_0\sqrt{A_2^2 + B_2^2}}\sin(\omega t + \varphi_2), \quad (28)$$

де

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg}\frac{A_1}{B_1}; \quad \varphi_2 = \operatorname{arctg}\frac{A_2}{B_2}; \quad (29)$$

$$A_1 = (2\beta-\alpha)\left(\beta^2-\gamma^2+\omega^2\right)\gamma + 2\beta\gamma\left(\gamma^2+\beta(\alpha-\beta)\right); \quad (30)$$

$$B_1 = -2\beta\gamma^2(2\beta-\alpha) - \left(\gamma^2+\beta(\alpha-\beta)\right)\left(\beta^2-\gamma^2+\omega^2\right); \quad (31)$$

$$A_2 = \alpha\left(\gamma^2+\beta^2-\omega^2\right) - 2\omega^2\beta; \quad (32)$$

$$B_2 = \omega\left(\gamma^2+\beta^2-\omega^2+2\alpha\beta\right). \quad (33)$$

Тиск робочої рідини в робочій порожнині динамічного навантаження гідроциліндра

$$p_z^* = \frac{M}{F}\frac{d^2 z^*}{dt^2} + \frac{K_T + \alpha_T + B_T}{F}\frac{dz^*}{dt} + \frac{c + K_п}{F} z^*. \quad (34)$$

Нормальні напруження, які виникають в ущільнюваному шарі ґрунту

$$\sigma_z^* = \frac{K_п z^*}{H_x H_y} + \frac{B_T}{H_x H_y}\frac{dz^*}{dt}. \quad (35)$$

Одержані залежності (28), (34), (35) дозволяють виявити закономірності руху робочого органу, зміни тиску робочої рідини в робочій порожнині динамічного навантаження гідроциліндра та нормальних напружень, які виникають в ущільнюваному шарі ґрунту в залежності від параметрів ущільнювальної машини та властивостей зразка ґрунту.

Постановка задачи

Задачами исследования являются: разработка математической модели процесса уплотнения грунтов машинами с циклическим гидроприводом с изменяемыми параметрами колебаний с учетом свойств грунтов; установление закономерностей движения рабочего органа; определение передаточной функции и динамических характеристик привода; определение необходимости установления корректирующих устройств при изменении характеристик грунтов; определение модуля и фазы частотной передаточной функции по реакции грунта, которые позволяют определять динамические характеристики грунтов с учетом параметров машины.

Результаты исследования

Рассмотрим динамику гидравлического привода, который заложен в основу машин для уплотнения вибрационного действия с управляемыми параметрами колебаний: гидравлической вибрационной трамбовки [4], шпалоподбивочной машины [5], глубинного виброуплотнителя [6], а также прибора трехосного испытания грунтов (стабилометра). Стабилометр предназначен для определения комплекса характеристик механических свойств грунтов в условиях сложного напряженного состояния при действии на них статических и динамических нагрузок. Стабилометр был разработан и изготовлен в Винницком национальном техническом университете. В основу его были по-

ложены конструктивные и схемные решения [7, 8] и авторского свидетельства СССР 1455858.

В данной статье рассматривается процесс одноосного циклического нагружения грунта в стабилометре с гидравлическим приводом. Принципиальная схема рабочей камеры стабилометра и привода нагрузки по одной из осей приведена на рисунке.

Рабочая камера 1 содержит пять подпружиненных подвижных штампов, три сдвоенных гидроцилиндра 2 с мембранами 3. Гидропривод по каждой из осей нагрузки *X*, *Y*, *Z* содержит отдельную насосную станцию 4 и клапанный или золотниковый распределитель 5. Управление распределителем 5 осуществляется посредством толкателя 6 кулачком 7, закрепленным на валу двигателя 8 с регулятором частоты вращения вала.

При создании математической модели процесса циклической нагрузки грунтов были приняты такие допущения: подача насосной станции 4 постоянная; коэффициент расхода сквозь дросселирующую щель распределителя 5 постоянный; волновые процессы в трубопроводах отсутствуют; давление, температура и вязкость рабочей жидкости гидропривода постоянные; подвижные элементы и рабочая камера абсолютно жесткие; образец грунта принимаем вязко упругим линейно деформируемым телом [2]; трением грунта по стенкам штампов и тангенциальными напряжениями в образце пренебрегаем.

Математическая модель циклической нагрузки образца грунта по оси *Z* определяется уравнениями (1) — (3).

Величина поднятия затвора клапанного распределителя — (4).

Коэффициент жесткости образца грунта после преобразования известных уравнений обобщенного закона Гука для объемного сжатия [3] определяется по формуле (5).

Для анализа динамики привода линеаризуем систему уравнений (1) — (3) и сведем ее к одному уравнению в малых отклонениях переменных z^*, l^*, f^*, p_z^* от равновесного состояния z_0, l_0, f_0, p_{z0} в момент времени t_0 [10] (6).

Коэффициенты K_{Qp}, K_{Ql} определяются по формулам (7), (8).

Эквивалентный коэффициент вязкого трения K_T [9] определяется по формуле (10).

Уравнение (6) при нулевых начальных условиях представим в операторном виде (13).

Коэффициент передачи K_l гидропривода определяется по формуле (15) или с учетом (4), (7), (8)—(16).

Передаточная функция гидропривода (17).

Передаточную функцию (17) также представим в виде (18).

Следовательно, с изменением параметров образцов грунтов изменяются параметры гидропривода: механическая постоянная времени *T*, коэффициент относительного демпфирования ξ, коэффициент передачи K_{in} . Это ведет к изменению качества переходного процесса.

Амплитудно-частотная $A(\omega)$ и фазочастотная $\varphi(\omega)$ характеристики привода — (19), (20).

Для определения передаточной функции по реакции грунта R_z уравнение (6) при нулевых начальных условиях представим в операторном виде (21).

Передаточная функция по реакции грунта R_z (23).

Модуль и фаза частотной передаточной функции (24), (25).

Полученные зависимости (24), (25) позволяют определить динамические характеристики фундаментов в соответствии с методиками [2, 3], но с учетом параметров устройства.

Перемещение штампа в операторном виде (26).

Функция $Z(p)$ имеет простые полюса: $p_1 = -\alpha$; $p_2 = -\beta + i\gamma$; $p_3 = -\beta - i\gamma$; $p_4 = i\omega$; $p_5 = -i\omega$; $p_6 = 0$.

Используя теорему разложения, найдем оригинал функции $Z(p)$ (28).

Давление рабочей жидкости в динамической полости гидроцилиндра (34).

Нормальные напряжения, которые возникают в уплотняемом слое грунта (35).

Полученные зависимости (28), (34) и (35) позволяют выявить закономерности движения рабочего органа, изменения давления рабочей жидкости в рабочей полости динамической нагрузки гидроцилиндра и нормальных напряжений, которые возникают в уплотняемом слое грунта в зависимости от параметров уплотнящей машины и свойств образца грунта.

Problem Definition

The problems of the research are the following: development of a soil compressing process mathematic model with the help of machines with a cyclic hydraulic drive with variable parameters taking into consideration characteristics of soils; the determination of the regularities of the operating part movement; the determination of the transfer function and dynamic properties of the drive; the determination of the necessity to install correctors when soil characteristics change; the determination of the module and the phase of the frequency transfer function according to the soil reaction, which allow to define the dynamic properties of soils taking into account the machine parameters.

Results of the Research

Let us consider the dynamics of the hydraulic drive, used as the basis in compressing vibration machines with controlled parameters of vibration such as: a hydraulic vibration rammer [4], a track-packing machine [5], a deep-laid vibratory compactor [6], and also a device of triaxial testing of soils (a deviation meter). The deviation meter is used to define a complex of characteristics of mechanic properties of soils in conditions of a complex stressed state when static and dynamic loads affect soils. The deviation meter was developed and constructed at Vinnytsia National Technical University. Constructive and circuit designs [7, 8], inventors certificate № 1455858 (USSR) were used for its construction.

The process of a monoaxial cyclic load of soils in the deviation meter with the hydraulic drive is investigated in the given paper. The schematic diagram of the deviation meter working chamber and the drive in the line of one of the axes of load is suggested in the Figure.

The working chamber 1 comprises five spring-loaded mobile punches 1, three double hydraulic cylinders 2 with membranes 3. The hydraulic drive in the line of each of the loading axes *X*, *Y*, *Z* contains a separate pump station 4 and a valve or slide separator 5. The control of the separator 5 is carried out with the help of a pusher 6 by a cam 7, fixed on the engine shaft 8 together with a shaft rotation speed controller.

During creating the mathematic model of cyclic loading of soils the following assumptions were taken: the productivity of the pump station is a constant; the loss factor through the throttle slot of the separator 5 is a constant; wave processes in pipelines are absent; pressure, temperature and viscosity of the operating fluid in the hydraulic drive are constants; mobile elements and the working chamber are absolutely rigid; the soil sample is assumed to be as a linearly viscoelastic solid [2]; soil friction on punches and tangential loadings are disregarded.

The mathematic model of cyclic loading of the soil sample in the line of the axe *Z* is (1) — (3).

The water seal rise magnitude of the valve separator is (4).

The soil sample rigidity factor after transformation of the known equations of the generalized Guk's rule for volumetric compression [3] is (5).

To analyze the drive dynamics let us linearize the equation set (1) — (3) and reduce it to one equation in small divergences of variables z^*, l^*, f^*, p_z^* from equilibrium position z_0, l_0, f_0, p_{z0} at time t_0 [9] (6).

The factors K_{Qp}, K_{Ql} can be determined in the following way (7), (8).

The equivalent viscous friction factor K_T [9] can be determined by formula (10).

Let us give the equation (6) on zero initial conditions in the operational form (13).

The gain factor K_l of the hydraulic drive is determined by formula (15) or (16).

The transfer function of the hydraulic drive is (17) or (18).

Hence, the change of parameters of soil samples causes the change of parameters of the hydraulic drive: the mechanic time constant *T*, the relative damping factor *ξ*, the transfer constant K_{in}. It results in quality change of the transition process.

Gain-frequency $A(\omega)$ and phase-response $\varphi(\omega)$ characteristics of the drive are (19), (20).

To determine the transfer function by the reaction of soil R_z let us give the equation (6) on zero initial conditions in the operational form (21).

The transfer function by the reaction of soil R_z is (23).

The module and phase of the frequency transfer function are (24), (25).

Obtained dependences (24), (25) allow to determine dynamic characteristics of foundations according to methods [2, 3], but considering the device parameters.

Punch travel in the operational form is (26).

The function $Z(p)$ has simple poles: $p_1 = -\alpha$; $p_2 = -\beta + i\gamma$; $p_3 = -\beta - i\gamma$; $p_4 = i\omega$; $p_5 = -i\omega$; $p_6 = 0$.

Let us define the original of the function $Z(p)$ with the help of the expansion theorem (28).

Pressure of the operating fluid in the dynamic hole of the hydraulic cylinder is (34).

Normal loadings, which appear in the compressed layer of soil, are (35).

Obtained dependences (28), (34), (35) allow to reveal the regularities of the operating part movement, pressure change of the operating fluid in the dynamic hole of the hydraulic cylinder and normal loadings, which appear in the compressed layer of soil depending on parameters of the compressing machine and the properties of the soil sample.

Висновки

1. Розроблено математичну модель процесу ущільнення ґрунтів за допомогою циклічного гідроприводу зі змінними параметрами коливань з урахуванням властивостей ґрунтів. Виявлено закономірності руху робочого органу (осьової деформації зразка ґрунту).

2. Визначена передавальна функція гідроприводу. Це дозволило встановити, що динамічні властивості приводу визначаються властивостями диференціювальних ланок першого й другого порядків та ідеальної інтегрувальної ланки, які є складовими структурної схеми приводу.

3. Зміна демпфірувальних властивостей зразків ґрунтів та їх коефіцієнтів жорсткості обумовлює зміну демпфірувальних властивостей гідроприводу та якості його перехідного процесу. Тому в пристрої необхідно використовувати регульований гідравлічний демпфер.

4. Визначені аналітичні залежності модуля та фази частотної передавальної функції за реакцією ґрунту, які дозволяють визначати динамічні характеристики зразків ґрунтів з урахуванням впливу робочих параметрів ущільнювальної машини.

5. Математична модель дозволяє на проектній стадії отримати достовірну інформацію про основні показники та процеси, які характеризують роботу пристрою, підібрати оптимальне співвідношення параметрів установки для досягнення необхідних режимів навантаження ґрунтів та визначити динамічні характеристики ґрунтів.

Выводы

1. Разработана математическая модель процесса уплотнения грунтов циклическим гидроприводом с изменяемыми параметрами колебаний с учетом свойств грунтов. Выявлены закономерности движения рабочего органа (осевой деформации образца грунта).

2. Определена передаточная функция гидропривода. Это позволило установить, что динамические свойства привода определяются свойствами дифференцирующего звена первого и второго порядков и идеального интегрирующего звена, которые являются составляющими структурной схемы привода.

3. Изменение демпфирующих свойств образцов грунтов и их коэффициентов жесткости обусловливает изменение демпфирующих свойств и качества переходного процесса гидропривода. Поэтому в приборе необходимо использование регулируемого гидравлического демпфера.

4. Определены аналитические зависимости модуля и фазы частотной передаточной функции по реакции грунта, которые позволяют определять динамические характеристики образцов грунтов с учетом влияния рабочих параметров уплотняющей машины.

5. Математическая модель позволяет на проектной стадии получить достоверную информацию об основных показателях и процессах, характеризующих работу устройства, подобрать оптимальное соотношение параметров установки для достижения необходимых режимов нагружения грунтов и определить динамические характеристики грунтов.

Conclusions

1. Mathematic model of the soil compressing process by means of cyclic hydraulic drive with changeable parameters, taking into consideration properties of soils, is developed. The described model gave the possibility to reveal the regularities of the operating part movement (axial deformation of the soil sample).

2. The transfer function of the hydraulic drive is determined. This gave the possibility to define that the dynamic properties of the drive can be determined with the help of the differentiators of the first and second orders and the ideal integrator, which are the constituents of the structure chart of the drive.

3. The change of damping properties of the soil samples and their rigidity factors causes the change of damping properties and the quality of the transition process of the hydraulic drive. That's why it is necessary to set the controllable hydraulic damper inside the device.

4. Analytical dependences of module and phase of the frequency transfer function by the soil

reaction, which allow to define dynamic characteristics of the soil samples, taking into account the influence of the compressing machine operating parameters, are determined.

5. The mathematic model allows to obtain during the design stage reliable information about main indices and processes, which characterize the operation of the device; the model also allows to select the most expedient ratio of plant parameters in order to attain necessary loading conditions of soils and to define their dynamic characteristics.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ
REFERENCES

1. Назаренко І. І., Баранов Ю. О., Човник Ю. В., Омельченко В. А., Ручинський М. М., Свідерський А. Т. Розвиток і сучасний стан теорії робочих процесів вібраційних машин у будівництві // Республіканський міжвідомчий науково-технічний збірник «Гірнічні, будівельні, дорожні та меліоративні машини». — К.: КДТУБА, 1996. —№ 50. — С. 4—8.

2. Руководство по проектированию фундаментов машин с динамическими нагрузками / НИИОСП им. Н. М. Герсеванова. — М.: Стройиздат, 1982. — 207с.

3. Динамический расчет зданий и сооружений. Справочник проектировщика / Под ред. Б. Г. Коренева, И. М. Рабиновича. — 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Стройиздат, 1984. — 303с.

4. Гідроінерційна вібротрамбівка: Пат. 2554 Україна: М. кл$_5$ Е 01 С 19/30/ Мубарак Х. С., Волошин О. Б., Коц І. В., Фарбер Б. С. — № 4944254/33; Заявл. 10.06.91; Опубл. 19.01.94, Бюл. № 1. — 6 с.: кресл.

5. А. с. 1802026, М. кл$_5$ Е 01 В 27/16. Гидросистема управления рабочими органами шпалоподбивочного устройства / С. И. Ткаченко, А. Б. Волошин, И. В. Коц (СССР). — № 4863290/11; Заявл. 31.08.90; Опубл. 15.03.93, Бюл. № 10. — 4 с.: ил.

6. Глубинный виброуплотнитель: Пат. 2049663 Россия: М. кл$_6$ В 28 В 1/093, Е 04 G 21/08/ Фарбер Б. С., Коц И. В., Волошин А. Б. — № 94006626/33; Заявл. 23.02.94; Опубл. 20.12.95, Бюл. № 10. — 4 с.: ил.

7. Установка для досліджень грунтів статичними та динамічними навантаженнями: Пат. 10570 Україна: М. кл$_5$ G 01 № 3/10, Е 02 D 1/02/Волошин О. Б., Коц І. В. — № 93006992; Заявл. 22.12.93; Опубл. 25.12.96, Бюл. № 4. — 6 с.: кресл.

8. Волошин О. Б., Ратушняк Г. С., Коц І. В. Установка для триосних досліджень дорожньо-будівельних матеріалів // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — Вінниця: ВДТУ, 1996. — № 2. — С. 7—11.

9. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учеб. для машиностроительных вузов. — М.: Машиностроение, 1976. — 424 с.

Рекомендована кафедрою теплогазопостачання

Надійшла до редакції 8.09.05
Рекомендована до друку 19.10.05

Георгій Сергійович Ратушняк — завідувач кафедри, ***Олександр Борисович Волошин*** — старший викладач.

Кафедра теплогазопостачання, Вінницький національний технічний університет.

Георгий Сергеевич Ратушняк — заведующий кафедрой, ***Александр Борисович Волошин*** — старший преподаватель.

Кафедра теплогазоснабжения, Винницкий национальный технический университет.

Georgy Ratushnyak — Head of the Chair, ***Alexander Voloshin*** — Senior lecturer.

Chair of heat and gas suppl, Vinnytsia National Technical University