

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.432:693.542

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2020.89.0.15

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПЕРИСТАЛЬТИЧЕСКОМ БЕТОНОНАСОСЕ С ГИДРОПРИВОДОМ

Шатохин В. М., Гранько Б. Ф., Соболев В. Н.,
Харьковский национальный университет строительства и архитектуры

Аннотация. Изложены результаты исследований по разработке математической модели динамических процессов в перистальтическом бетононасосе с гидроприводом. Модель создана в форме дифференциального уравнения относительно угла поворота ротора насоса; содержит основные геометрические и массовые характеристики ротора, динамическую характеристику гидромотора, параметры шланга, строительной смеси.

Ключевые слова: динамический процесс, перистальтический бетононасос, гидропривод, ротор насоса, ролик.

Введение

Монолитное бетонирование занимает одну из ведущих позиций в современном строительстве. Хорошо зарекомендовали себя в этой области перистальтические бетононасосы. Создание устройств для выполнения таких работ, методов рационального выбора их параметров является актуальной задачей. Одним из современных эффективных направлений ее решения является адекватное моделирование динамических процессов в указанных механизмах. В настоящее время усилия исследователей сосредоточены на решении отдельных задач, связанных с созданием новых моделей перистальтических насосов. К ним, в частности, относятся задачи моделирования гидравлической системы управления и высокомоментного гидромотора; оценки расхода мощности на процесс транспортирования смеси и давления нагнетания, которое должен создавать бетононасос; оценки неравномерности подачи и скорости движения смеси при выходе из трубопровода и т.д.

Анализ публикаций

В настоящее время имеется достаточно большое количество литературных источников, содержащих сведения о перистальтических насосах, в которых рассматриваются конструкции насосов, их характеристики и области применения [1, 2]. При этом исследований, посвященных теории расчетов насосов указанного типа, моделированию динамических процессов в них, имеется ограниченное количество.

В работе [3] рассматриваются технологические возможности насоса, в [4] анализируются его гидравлические характеристики, работа прижимных роликов. Исследования вопроса снижения пульсаций потока смеси, которая перекачивается, рассмотрены в работе [1]. Одним из способов снижения пульсаций может быть использование классической методологии управления с механизмом обратной связи [5]. В этом случае снижение уровня пульсаций ведет к росту давления нагнетания раствора.

Другим способом снизить уровень пульсаций можно с помощью повышения числа прижимных роликов насоса, однако это снижает срок службы рабочей части шланга в корпусе насоса [6].

Вопрос пульсации потока жидкости и оптимизация его параметров рассмотрены в работе [7]. Но свойства исследуемой среды существенно отличаются от свойств потока смеси, которая перекачивается шланговым бетононасосом.

В настоящее время отсутствуют модели динамических процессов, которые бы отражали причины появления пульсаций и позволяли оценивать степень неравномерности подачи смеси шланговым бетононасосом в трубопроводы.

В статье [8] в качестве привода рассматривается аксиально-поршневой гидромотор. Приведена подробная математическая модель гидросистемы, в которой питание насоса осуществляется от аксиально-поршневого насоса, однако модель не учитывает влияние перемещаемой в трубопроводе смеси.

Математическая модель современного мобильного бетононасоса приведена в работе [9], но в качестве исполнительного механизма в данном устройстве используется гидроцилиндр.

В ряде литературных источников содержатся сведения относительно беспоршневых шланговых насосов [10, 11], где рассматриваются их конструкции, характеристики и области применения. При этом вопросы, посвященные их происхождению, а также теории расчета насосов данного типа, представлены очень ограниченно.

Цель и постановка задачи

Цель работы – создание универсальной математической модели динамических процессов в перистальтическом бетононасосе с гидроприводом для определения технологических качеств устройства и выбора его рациональных параметров. Модель должна содержать основные геометрические и массовые характеристики ротора, динамическую характеристику гидромотора, параметры шланга, строительной смеси.

Для достижения поставленной цели должны быть решены такие задачи: разработан метод формирования момента сопротивления на роторе насоса от роликов, деформирующих шланг; создана модель сил трения, препятствующих движению строительной смеси; получено выражение для сил сопротивления, обусловленных силами тяжести частиц смеси в отводящей части шланга; построена модель момента гидромотора как функции угловой скорости его ротора с использованием данных каталога; проведены расчетные исследования закономерностей динамических процессов бетононасоса с помощью разработанной универсальной модели.

Математическая модель шлангового бетононасоса с гидравлическим приводом

Расчетная схема бетононасоса показана на рис. 1. Приняты следующие обозначения: 1 – вал насоса; 2 – обойма; 3 – центральный (прижимной) ролик; 4 – боковой (нажимной) ролик; 5 – устройство для изменения радиуса контакта поверхностей роликов со шлангом 6; 7 – строительная смесь; дуговой стрелкой указано направление вращения ротора.

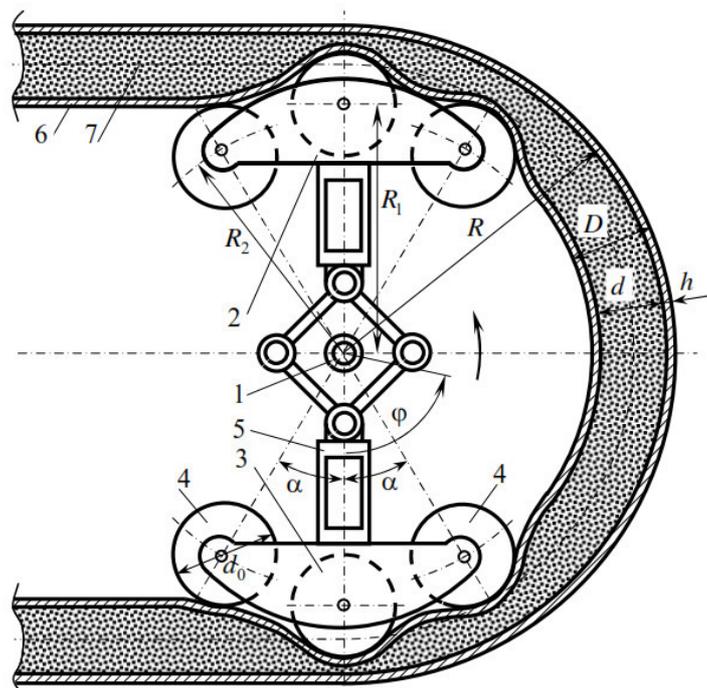


Рис. 1. Расчетная схема бетононасоса: d – диаметр шланга (внутренний); h – толщина стенки шланга; D – диаметр шланга (наружный); R – радиус корпуса бетононасоса по внутренней стенке; R_1 – радиус, равный расстоянию между центрами ротора и центрального ролика; R_2 – радиус, равный расстоянию между центрами ротора и бокового ролика; d_0 – диаметр центрального и бокового роликов; α – угол между центральным и боковым роликами; φ – направление отсчета угла, определяющего положение ротора (отсчитывается от вертикали против хода часовых стрелок)

Построение динамической модели ротора насоса требует построения зависимостей моментов сил, приложенных к ротору, от его угла поворота. Для формирования **момента сил сопротивления от перекачивания роликов по шлангу** необходимо располагать углами, которые образуют отрезки, соединяющие центры масс ролика и ротора, в момент контакта ролика со шлангом (рис. 2). С помощью указанной схемы и очевидных геометрических соотношений имеем для углов:

$$\beta_i = \arcsin \frac{R - D - \frac{d_0}{2}}{R_i};$$

$$\alpha_i = \frac{\pi}{2} - \beta_i \quad (i = 1, 2). \quad (1)$$

В этих формулах индекс $i = 1$ соответствует центральному ролику, $i = 2$ – боковому. Отметим, что такими же по модулю будут и углы, отвечающие моменту потери контакта роликов со шлангом.

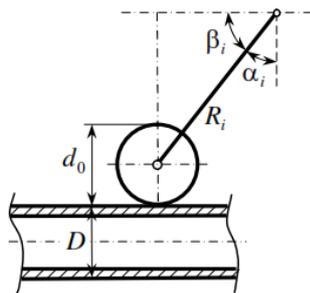


Рис. 2. Схема для определения углов контакта роликов со шлангом

Приведенные соображения позволяют утверждать, что процесс изменения момента сопротивления, препятствующего перекачиванию ролика, при повороте ротора включает три этапа: нарастание деформации шланга от накатывания ролика; вытеснение раствора при максимальной деформации шланга; уменьшение деформации шланга при “выходе” ролика из контакта со шлангом.

Для сохранения традиционной формы представления максимального момента сил сопротивления в виде [12]

$$M_{тр} = Nf_k \quad (2)$$

оказалось целесообразным эти три этапа при разработке модели отнести к характеру изменения коэффициента трения качения f_k , а

нормальную составляющую реакции шланга (силу нормального давления) N принять постоянной.

График зависимости коэффициента трения для центрального ролика, когда его максимальное значение $\delta_1 = 2\text{см}$, показан на рис. 3.

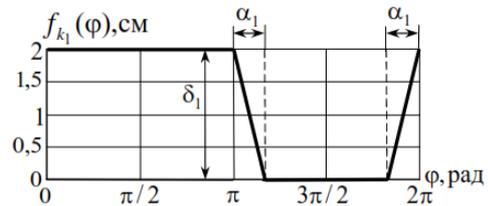


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения качения центрального ролика от угла поворота ротора

Аналогичные графики для боковых роликов показаны на рис. 4, 5, когда максимальный коэффициент трения $\delta_2 = 1\text{см}$.

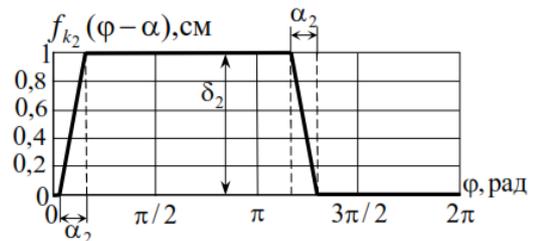


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения качения левого бокового ролика от угла поворота ротора

Если не учитывать смещения относительно горизонтальной оси, качественно характер изменения коэффициента трения на всех трех графиках будет одинаковым. Смещения же связаны с тем, что левый боковой ролик “отстает” от центрального на угол α , а правый, соответственно, “опережает” на угол α (см. рис. 1).

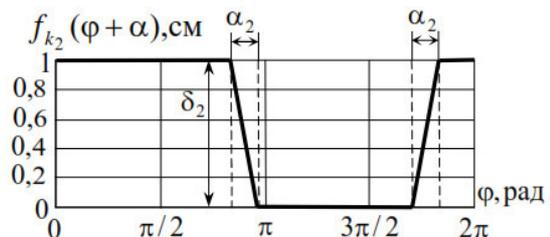


Рис. 5. Зависимость коэффициента трения качения правого бокового ролика от угла поворота ротора

Указанные кусочно-линейные функции аналитически описываются выражением

$$f_{k_i}(\varphi) = \begin{cases} \delta_i, & \varphi \leq \pi; \\ \delta_i \left(\frac{\pi - \varphi}{\alpha_i} + 1 \right), & \pi < \varphi < \pi + \alpha_i; \\ 0, & \pi + \alpha_i \leq \varphi \leq 2\pi - \alpha_i; \\ \delta_i \left(\frac{\varphi - 2\pi}{\alpha_i} + 1 \right), & 2\pi - \alpha_i < \varphi \leq 2\pi \quad (i=1,2). \end{cases} \quad (2)$$

Законы изменения коэффициента трения качения на интервалах внедрения и выхода ролика из контакта с деформированным шлангом приняты линейными. Это не снижает общности предложенной модели: во-первых, указанные интервалы составляют незначительную долю от полного оборота ротора, поэтому эффект от учета нелинейного характера этой зависимости будет ничтожным; во-вторых, учет такой зависимости, например полученной расчетным или экспериментальным путем, при программной реализации алгоритма не представляет никаких трудностей.

На рис. 6 приведена вспомогательная схема, поясняющая преобразование момента сопротивления перекачиванию центрального ролика $M_{\text{тр1}}$ к моменту сопротивления вращению ротора M .

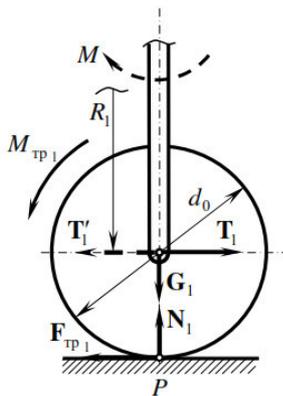


Рис. 6. Момент сопротивления на роторе при перекачивании ролика

На этом рисунке T_1 – движущая сила, приложенная к оси ролика; T_1' – сила, приложенная к ротору (модули этих сил одинаковы: $T_1' = T_1$); G_1 – сила прижатия ролика; N_1 , $F_{\text{тр1}}$ – нормальная реакция шланга и сила трения, действующая со стороны шланга на ролик.

Для силы, приложенной к ротору, с учетом (2) имеем:

$$T_1(\varphi) = \frac{M_{\text{тр1}}(\varphi)}{\frac{d_0}{2}} = \frac{G_1 \cdot f_{k_1}(\varphi)}{\frac{d_0}{2}}. \quad (3)$$

Тогда

$$M(\varphi) = T_1'(\varphi) \cdot R_1 = T_1(\varphi) \cdot R_1. \quad (4)$$

Теперь суммарный момент сопротивления на роторе от трех роликов нижней обоймы на основании формул (2)–(4) (см. рис. 1)

$$M_1(\varphi) = \frac{G_1 \cdot f_{k_1}(\varphi)}{\frac{d_0}{2}} \cdot R_1 + \frac{G_2 \cdot f_{k_2}(\varphi - \alpha)}{\frac{d_0}{2}} \cdot R_2 + \frac{G_2 \cdot f_{k_2}(\varphi + \alpha)}{\frac{d_0}{2}} \cdot R_2. \quad (5)$$

Два последних слагаемых в формуле (5) отвечают моментам сопротивления от левого и правого боковых роликов.

Выражение момента сопротивления от роликов верхней (“опережающей”) обоймы будет отличаться от (5) увеличенным на π значением аргумента:

$$M_2(\varphi) = M_1(\varphi + \pi). \quad (6)$$

Тогда суммарный момент сопротивления на роторе от перекачивания роликов будет

$$M_k(\varphi) = M_1(\varphi) + M_2(\varphi). \quad (7)$$

На рис. 7 представлены графики суммарного момента сопротивления и его составляющих, когда $G_1 = 100\text{H}$, $G_2 = 50\text{H}$.

Выражение для **силы сопротивления движению смеси в шланге** получим с использованием формулы потери напора (давления) при ламинарном течении жидкости в круглой трубе, длиной l . На рис. 8 показан график распределения скоростей по поперечному сечению потока (параболоид вращения) [13]:

$$v = \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} (R^2 - r^2), \quad (8)$$

где μ – коэффициент вязкости; $R = \frac{d}{2}$ – радиус сечения трубы.

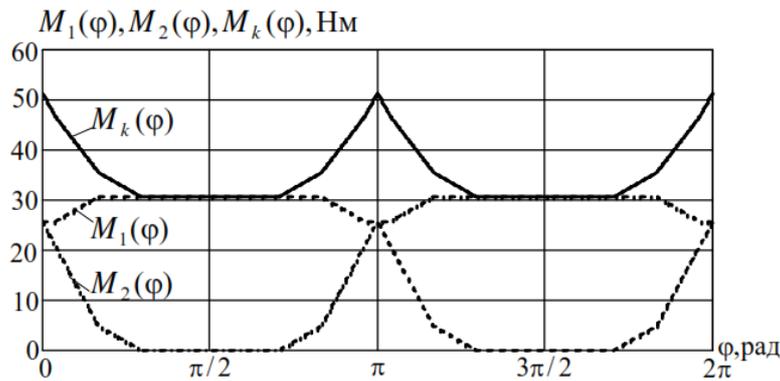


Рис. 7. Суммарный момент сопротивления на роторе $M_k(\varphi)$ ($M_1(\varphi)$, $M_2(\varphi)$ – моменты сопротивления от нижней и верхней обоймы)

Формула (8) позволяет подсчитать количество жидкости, протекающей через сечение трубы (формула Пуазейля) в единицу времени [13]:

$$Q = \frac{p_1 - p_2}{l} \cdot \frac{\pi R^4}{8\mu} \quad (9)$$

Тогда для средней скорости имеет место формула

$$v_{cp} = \frac{Q}{\pi R^2} = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} R^2 \quad (10)$$

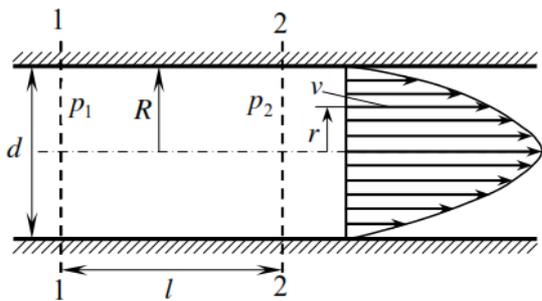


Рис. 8. Распределение скоростей по поперечному сечению трубы

Разность же сил давления $(p_1 - p_2)\pi R^2$ должна быть равна силе F , действующей на столб жидкости, длиной l , со стороны стенок трубы [13]:

$$(p_1 - p_2)\pi R^2 = F \quad (11)$$

Следовательно, с учетом формулы (10)

$$F = 8\pi\mu l v_{cp} \quad (11)$$

В качестве средней оправдано принять скорость, с которой “вытесняется” раствор (см. рис. 1):

$$v_{cp} = \left(R_1 + \frac{d_0}{2}\right)\omega = \left(R_1 + \frac{d_0}{2}\right)\dot{\varphi} \quad (12)$$

где ω – модуль угловой скорости ротора.

Окончательно для силы сопротивления имеем

$$F(\dot{\varphi}) = 8\pi\mu l \left(R_1 + \frac{d_0}{2}\right)\dot{\varphi} \quad (13)$$

Здесь $l = l_1 + l_r + l_2$ – полная длина шланга; l_1 – длина подводящего участка шланга; $l_r = \pi \cdot R_c$ – длина изогнутой части шланга в корпусе насоса (см. рис. 1); $R_c = R - \frac{D}{2}$ – радиус оси указанной части шланга; l_2 – длина отводящего участка шланга.

Динамическую модель насоса удобно представить в форме уравнения Лагранжа второго рода, используя в качестве обобщенной координаты угол поворота ротора φ :

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi \quad (14)$$

где $T = T(\varphi, \dot{\varphi})$ – кинетическая энергия системы; $Q_\varphi = Q_\varphi(\varphi, \dot{\varphi})$ – обобщенная сила.

Для получения обобщенной силы составим выражение виртуальной работы сил, действующих на механическую систему ротор – строительная смесь – гидромотор:

$$\delta A = \left(-M_m(\dot{\varphi}) - M_k(\varphi) - F(\dot{\varphi}) \cdot R_C - M_0 g \cdot \frac{H_0}{l_0} \cdot R_C \right) \cdot \delta \varphi, \quad (15)$$

где $M_m(\dot{\varphi})$ – момент гидромотора, приложенный к ротору; $M_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l_0 \cdot \gamma$ – масса смеси, которая поднимается; γ – плотность смеси; g – ускорение свободного падения; $l_0 = l_2 + \pi R_C$ – длина шланга, в котором находится поднимаемая смесь; $H_0 = H + 2R_C$ – суммарная высота подъема смеси; H – высота подъема конца отводящего участка шланга; $2R_C$ – высота подъема смеси в корпусе насоса (см. рис. 1); $\delta\varphi$ – обобщенное виртуальное перемещение ротора.

Выражение в скобках формулы (15) и представляет собой обобщенную силу:

$$Q_\varphi(\varphi, \dot{\varphi}) = M_m(\dot{\varphi}) - M_k(\varphi) - F(\dot{\varphi}) \cdot R_C - M_0 g \cdot \frac{H_0}{l_0} \cdot R_C. \quad (16)$$

Произведение $-F(\dot{\varphi}) \cdot R_C$ фактически является эквивалентным моментом сопротивления, обусловленным силами сопротивления стенок шланга (см. формулу (13)).

Последнее слагаемое в правой части формулы (16) $-M_0 g \cdot \frac{H_0}{l_0} \cdot R_C$ представляет собой обобщенную силу (также имеет размерность момента), которая соответствует виртуальной работе сил тяжести при подъеме смеси. Работа сил тяжести смеси зависит только от разности высот концов шланга. Форма шланга между крайними точками не имеет значения, но масса перемещаемой смеси зависит от длины шланга (пропорциональна его длине). Поэтому при выводе указанного выражения шланг можно принять прямолинейным (рис. 9).

Тогда элементарное вертикальное перемещение смеси определяется из пропорции

$$\frac{\delta z}{R_C \delta \varphi} = \frac{H_0}{l_0}.$$

Имеем

$$\delta z = \frac{H_0}{l_0} R_C \delta \varphi.$$

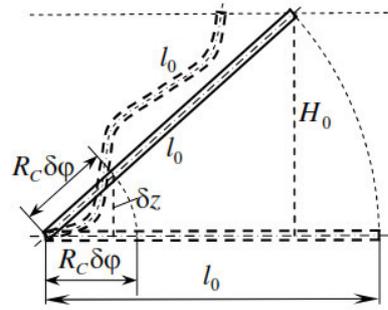


Рис. 9. Схема для определения обобщенной силы, соответствующей силам тяжести

Теперь для виртуальной работы и обобщенной силы справедливы формулы

$$\begin{aligned} \delta A_{M_0} &= -M_0 g \cdot \delta z = -M_0 g \frac{H_0}{l_0} R_C \cdot \delta \varphi = Q_{M_0} \delta \varphi; \\ Q_{M_0} &= -M_0 g \frac{H_0}{l_0} R_C. \end{aligned} \quad (17)$$

Подтверждением корректности последней формулы может служить выражение обобщенной силы, соответствующей виртуальной работе сил тяжести смеси в корпусе насоса при ее подъеме (рис. 10).

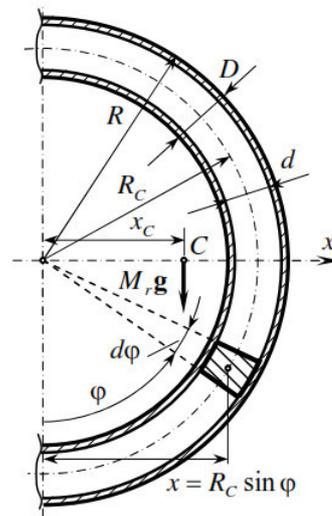


Рис. 10. Схема для определения обобщенной силы, соответствующей силам тяжести

Для координаты центра тяжести имеет место формула [12]

$$x_C = \frac{1}{V} \int_{V_r} x dv,$$

где $x_C = R_C \sin \varphi$; $dv = \frac{\pi d^2}{4} R_C d\varphi$ – объем элементарного цилиндра; $V_r = \frac{\pi d^2}{4} \pi R_C$ – объем смеси.

С учетом этих обозначений имеем

$$x_C = \frac{R_C}{\pi} \int_0^\pi \sin \varphi d\varphi = \frac{2R_C}{\pi}. \quad (18)$$

Теперь для работы сил тяжести на виртуальном перемещении ротора получим

$$\delta A_{M_r} = -M_r g \cdot x_C \cdot \delta\varphi = Q_{M_r} \delta\varphi,$$

где $M_r = \gamma V_r$ – масса смеси.

Следовательно, соответствующая обобщенная сила имеет вид

$$Q_{M_r} = -M_r g \cdot x_C. \quad (19)$$

Легко убедиться, что формула (19) получается из (17), если только в ней задать $M_0 = M_r$, $H_0 = 2R_C$, $l_0 = \pi R_C$ и учесть выражение (18).

Для представления момента гидромотора использованы данные каталога [14]. Характерные зависимости момента гидромотора от частоты вращения ротора для разных расходов рабочей жидкости представлены на рис. 11. Расходы в литрах в минуту (л/мин) указаны возле каждой кривой. Жирной линией выделена кривая, использованная в расчетных исследованиях модели экспериментального устройства.

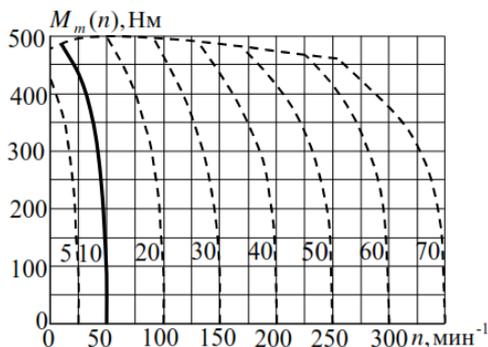


Рис. 11. Зависимость момента гидромотора от частоты вращения для разных расходов рабочей жидкости

На рис. 12 показан результат ее перестроения в зависимость момента от угловой скорости ротора.

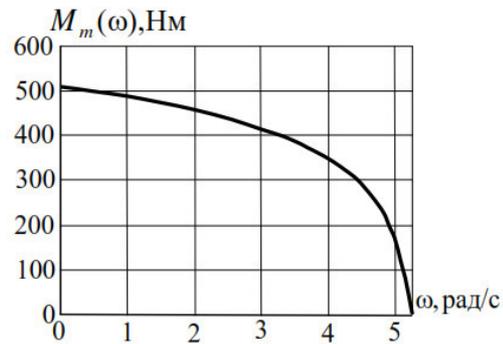


Рис. 12. Зависимость момента гидромотора от угловой скорости ротора (расход 10 л/мин)

Кинетическая энергия ротора с роликами и перемещающегося раствора

$$T = T_0 + 2T_1 + 4T_2 + T_3, \quad (20)$$

где $T_0 = \frac{1}{2} I \dot{\varphi}^2$ – кинетическая энергия ротора;

I – суммарный момент инерции роторов насоса (вместе с обоймами) и мотора;

$T_1 = \frac{1}{2} m v_{C_1}^2 + \frac{1}{2} I_1 \omega_1^2$ – кинетическая энергия центрального ролика;

$v_{C_1} = \dot{\varphi} R_1$ – скорость центра масс центрального ролика; m – масса ролика; I_1 – осевой момент инерции ролика;

$\omega_1 = \frac{2v_{C_1}}{d_0}$ – угловая скорость центрального ролика;

$T_2 = \frac{1}{2} m v_{C_2}^2 + \frac{1}{2} I_1 \omega_2^2$ – кинетическая энергия бокового ролика;

$v_{C_2} = \dot{\varphi} R_2$ – скорость центра масс бокового ролика;

$\omega_2 = \frac{2v_{C_2}}{d_0}$ – угловая скорость бокового ролика;

$T_3 = \frac{1}{2} M R_C^2 \dot{\varphi}^2$ – кинетическая энергия смеси;

$M = \frac{\pi d^2}{4} l \gamma$ – масса смеси.

С учетом этого формула (20) для полной кинетической энергии системы дает

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \left(I + 2 \left(m + \frac{4I_1}{d_0^2} \right) (R_1^2 + 2R_2^2) + M R_C^2 \right) \dot{\varphi}^2 = \\ &= \frac{1}{2} I_e \dot{\varphi}^2, \end{aligned} \quad (22)$$

где I_e – эквивалентный момент инерции:

$$I_e = I + 2 \left(m + \frac{4I_1}{d_0^2} \right) (R_1^2 + 2R_2^2) + MR_C^2. \quad (23)$$

Если ролик можно принять за однородный цилиндр, то $I_1 = \frac{1}{8} m d_0^2$. Таким образом, формула (23) упрощается:

$$I_e = I + 3m(R_1^2 + 2R_2^2) + MR_C^2. \quad (24)$$

После выполнения операций дифференцирования кинетической энергии (22) уравнение Лагранжа (14) с учетом (16) имеет вид

$$I_e \ddot{\varphi} = Q_\varphi(\varphi, \dot{\varphi}). \quad (25)$$

Это и есть *дифференциальное уравнение движения ротора*, которое должно интегрироваться с начальными условиями: при $t = 0$ $\varphi = \varphi_0 = 0$, $\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_0 = 0$.

Расчетные исследования динамических процессов

Созданная универсальная математическая модель динамических процессов в перистальтическом бетононасосе положена в основу алгоритма, реализованного средствами математического пакета **MathCAD** [15].

Исследования с помощью разработанной программы проводились для следующих значений параметров бетононасоса: $d = 5$ см; $h = 1,5$ см; $D = 8$ см; $R = 32$ см; $R_1 = 23,7$ см; $R_2 = 21,8$ см; $d_0 = 10$ см; $\alpha = 30^\circ$; $\delta_1 = 3,5$ см; $\delta_2 = 2,5$ см; $G_1 = 500$ Н; $G_2 = 250$ Н; $l_1 = 1$ м; $l_2 = 10$ м; $\mu = 4$ Па·с; $g = 9,81$ м/с²; $m = 7,2$ кг; $I = 2,56$ кг·м²; $\gamma = 2300$ кг/м³.

На рис. 13 показаны временные зависимости скорости движения строительной смеси для трех значений высоты подъема конца отводящего участка шланга: $H = 0$; $H = 2,5$ м; $H = 5$ м. Увеличение высоты подъема ведет к уменьшению средней скорости движения смеси, частоты пульсаций (уменьшается частота вращения ротора). При этом размахи пульсаций скорости увеличиваются.

Графики рис. 14 представляют аналогичные зависимости для трех значений длины отводящего шланга: $l_2 = 5$ м; $l_2 = 7,5$ м; $l_2 = 10$ м. В этих расчетах высота подъема конца отводящего шланга $H = 1$ м. Следствием увеличения длины шланга также является уменьшение средней скорости движения смеси и частоты пульсаций. Однако размахи пульсаций скорости для указанного набора параметров меняются незначительно.

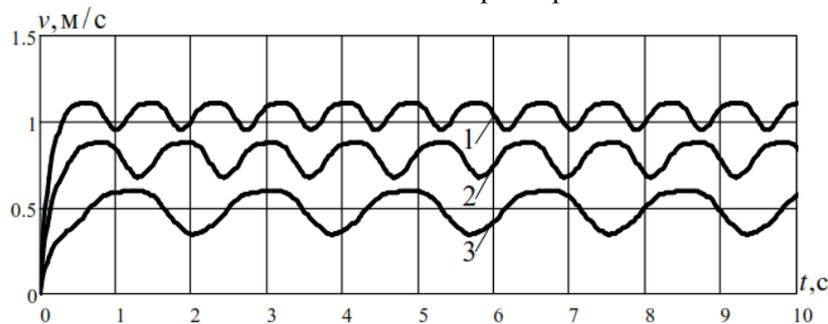


Рис. 13. Скорость раствора в зависимости от времени (1 – $H = 0$; 2 – $H = 2,5$ м; 3 – $H = 5$ м)

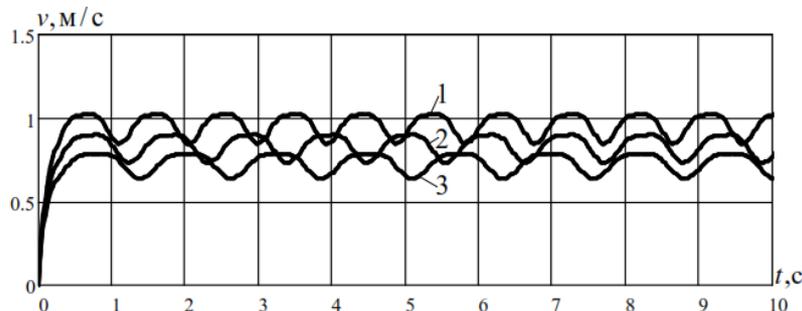


Рис. 14. Скорость раствора в зависимости от времени (1 – $l_2 = 5$ м; 2 – $l_2 = 7,5$ м; 3 – $l_2 = 10$ м)

Равенство нулю в варианте 3 коэффициента трения качения для боковых роликов фактически означает их отсутствие. Это ведет к росту средней скорости движения раствора при незначительных пульсациях (кривая 3). Стенки шланга в этом случае испытывают более интенсивные изгибные напряжения, что снижает долговечность шланга. Наименьшую среднюю скорость и наибольшие ее пульсации имеем для варианта 1 (кривая 1).

Выводы

1. Создана математическая модель динамических процессов в шланговом бетононасосе с гидравлическим приводом в форме дифференциального уравнения относительно угла поворота ротора. Она содержит основные геометрические и массовые характеристики ротора, динамическую характеристику гидромотора, параметры шланга и строительной смеси.

2. Разработан метод формирования момента сопротивления вращению ротора насоса от роликов, деформирующих шланг; установлено, что он существенно отличается от постоянного на интервале оборота.

3. Предложена модель сил сопротивления движению строительной смеси.

4. Получено выражение для сил сопротивления, обусловленных силами тяжести частиц смеси в отводящей части шланга.

5. Предложен подход использования данных каталога для представления момента гидромотора как функции угловой скорости его ротора.

6. Проведены исследования динамических процессов с помощью созданной модели. Установлены важные технологические закономерности функционирования устройства: скорость движения раствора может иметь значительную переменную составляющую; скорость движения раствора и производительность насоса возрастают при уменьшении длины отводящего шланга и снижении высоты его подъема, а также при уменьшении коэффициентов трения качения для роликов и отказе от боковых роликов.

7. Предложенный подход исследования динамических процессов перспективен при модернизации существующих и разработке новых моделей перистальтических насосов.

Література

1. Klespitz J., Kovács L. Peristaltic pumps – a review on working and control possibilities. *IEEE 12th International Symposium on Applied Ma-*

chine Intelligence and Informatics. Herl'any, Slovakia. 2014. P. 191–194.

2. Універсальний шланговий бетононасос: пат. UA 112585 C2; опубл. 26.09.2016.
3. Beyerle. Hose dosing pump. *Maschinenmarkt*. 1978. № 44. P. 868–870.
4. Кускова М. А. Гидравлические характеристики перистальтических насосов. *Нефтяное хозяйство*. 2008. № 1. С. 104–106.
5. Kinesis Scientific Exprets, “IPC and IPC-N peristaltic dispensing pump”. URL: <https://kinesis.co.uk/knowledgebase/ismatec-ipc-pumps> (дата обращения 29.01.2020).
6. Roller pump and peristaltic tubing with atrium: patent № US 20090053084 United States; опубл. 21.03.2008.
7. Dhananchezhayan P., Hiremath S. Optimization of Multiple Micro Pumps to Maximize the Flow Rate and Minimize the Flow Pulsation. *Procedia Technology*. 2016 (25). P. 1226–1233.
8. Ryzhakov A., Nikolenko I., Dreszer K. Selektion of discretely adjustable pump parameters for hydraulic drives of mobile equipment. *TEKA Kom. Mot. Energ. Rohn. OL. PAN*. 2009. Vol. 9. P. 267–276.
9. Henikl J., Kemmetmüller W., Bader M., Kugi A. Modeling, simulation and identification of a mobile concrete pump. *Mathematical and Computer Modeling of Dynamical Systems*. 2015– 21 (2). P. 180–201.
10. Bredel hose pumps. URL: <https://www.watson-marlow.com/us-en/range/bredel/hose-pumps/> (дата обращения 29.01.2020).
11. Peristaltic hose pumps for industry. PeriFlo.– 2003. URL: <http://www.periflo.com>.
12. Курс теоретической механики: в 2-х т. / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. Москва: Наука, 1982. Т. I. Статика и кинематика. 352 с.
13. Хайкин С. Э. Физические основы механики. Москва: Наука, 1971. 752 с.
14. Гидромоторы MR, технические характеристики. URL: [http://www.gik43.ru/equipment/motors/gidromotory mr.-](http://www.gik43.ru/equipment/motors/gidromotory_mr.-).
15. Макаров Е. Инженерные расчеты в Mathcad 15. Санкт-Петербург: Питер, 2011. 400 с.

References

1. Klespitz J., & Kovács L. (2014). Peristaltic pumps – a review on working and control possibilities. *IEEE 12th International Symposium on Applied Machine Intelligence and Informatics*: Herl'any, Slovakia, 191–194.
2. Universalnij shlangovij betononasos [Universal hose pump]: pat. UA 112585 C2; opubl. 26.09.2016. [in Ukrainian].
3. Beyerle. Hose dosing pump. (1978). *Maschinenmarkt*, 44, 868–870.
4. Kuskova M. A. (2008). Gidravlicheskie harakteristiki peristalticheskikh nasosov [Hydraulic characteristics of peristaltic pumps]. *Neftyanoe hozayjstvo*, 1, 104–106 [in Russian].

5. Kinesis Scientific Exprets, “IPC and IPC-N peristaltic dispensing pump”. URL: <https://kinesis.co.uk/knowledgebase/ismatec-ipc-pumps> (accessed: 29.01.2020).
6. Roller pump and peristaltic tubing with atrium: patent № US 20090053084 United States. Roller pump and peristaltic tubing with atrium; опубл. 21.03.2008.
7. Dhananchezhayan P., & Hiremath S. S. (2016). Optimization of Multiple Micro Pumps to Maximize the Flow Rate and Minimize the Flow Pulsation. *Procedia Technology*, 25, 1226–1233.
8. Ryzhakov A., & Nikolenko I., & Dreszer K. (2009). Selektion of discretely adjustable pump parameters for hydraulic drives of mobile equipment. *TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. OL. PAN.*, 9, 267–276.
9. Henikl J., & Kemmetmüller W., & Bader M., et al. (2015). Modeling, simulation and identification of a mobile concrete pump. *Mathematical and Computer Modeling of Dynamical Systems*, 21 (2), 180–201.
10. Bredel hose pumps. URL: <https://www.watson-marlow.com/us-en/range/bredel/hose-pumps/> (accessed: 29.01.2020).
11. Peristaltic hose pumps for industry. PeriFlo.–2003. URL: <http://www.periflo.com> (accessed: 29.01.2020).
12. Lojcyanskij L. G., & Lure A. I. (1982). *Kurs teoreticheskoy mehaniki. V 2-h tomah. t. I. Statika i kinematika* [The course of theoretical mechanics. In 2 volumes. Volume 1. Statics and kinematics]. Moskow: Nauka [in Russian].
13. Hajkin S. E. (1971) *Fizicheskie osnovy mehaniki* [Physical fundamentals of mechanics]. Moskow: Nauka [in Russian].
14. Gidromotory MR, tehnichekie harakteristiki [MR motors, specifications]. URL: http://www.gik43.ru/equipment/motors/gidromotory_mr_- [in Russian].
15. Makarov E. (2011) *Inzhenernye raschety v Mathcad 15* [Engineering Calculations in Mathcad 15]. Sankt Peterburg: Piter [in Russian].

Шатохин Владимир Михайлович, д.т.н., проф., заведующий кафедры теоретической механики, тел. +38 099 461-89-67, shatokhinvlm@gmail.com,

Гранько Борис Федорович, доц., доц. кафедры теоретической механики, тел. +38 095 948-73-00, grankoa.b@gmail.com,

Соболь Владимир Николаевич, к.т.н., доц. кафедры теоретической механики, тел. +38 095 779-09-10, sobol_vn@ukr.net.

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, 61002, Украина, г. Харьков, ул. Сумская, 40.

Моделирование динамических процессов у перистальтичному бетононасосі з гідроприводом

Анотація. Проблема. Монолітне бетонування займає одну з провідних позицій у сучасному будівництві. Найчастіше використовують у цій галузі

зі перистальтичні бетононасоси. Створення пристроїв для здійснення робіт, методів раціонального вибору їхніх параметрів є актуальним завданням. Одним з сучасних ефективних напрямів його вирішення є адекватне моделювання динамічних процесів у зазначених механізмах. На сьогодні зусилля дослідників зосереджені на вирішенні окремих завдань, пов'язаних з розробленням нових моделей перистальтичних насосів. **Мета.** Створення універсальної математичної моделі динамічних процесів у перистальтичному бетононасосі з гідроприводом для визначення технологічних якостей пристрою, вибору його раціональних параметрів. Модель повинна утримувати основні геометричні та масові характеристики ротора, динамічну характеристику гідромотора, параметри шланга, будівельної суміші. Метою є вирішення таких завдань: розроблення методу формування моменту опору на роторі насоса від роликів, що деформують шланг; створення моделі сил тертя, що перешкоджають руху будівельної суміші; одержання виразу для сил опору, що зумовлені силами ваги частинок суміші у відповідній частині шланга; побудова моделі моменту гідромотора як функції кутової швидкості його ротора з використанням даних каталога. **Методологія.** Для дослідження динамічних процесів запропоновано використовувати диференціальне рівняння руху, записане у формі рівняння Лагранжа. Як узагальнену координату використано кут повороту ротора насоса. **Результати.** Створена математична модель динамічних процесів у шланговому бетононасосі з гідравлічним приводом у формі диференціального рівняння відносно кута повороту ротора. Розроблено метод формування моменту опору обертання ротора насоса від роликів, які деформують шланг. Запропонована модель сил опору руху будівельної суміші. Одержано вираз для сил опору, що зумовлені силами ваги частинок суміші у відповідній частині шланга. Запропонований підхід використання даних каталога для наведення моменту гідромотора як функції кутової швидкості його ротора. **Новизна.** Встановлені важливі технологічні закономірності роботи пристрою: швидкість руху розчину може мати значну змінну складову; швидкість руху розчину і продуктивність насоса зростають у разі зменшення довжини відповідної частини шланга, зниження висоти його підйому та зменшення коефіцієнтів тертя кочення для роликів і відмови від бічних роликів. **Практичне значення.** Проведені дослідження продемонстрували, що збільшення висоти підйому призводить до зменшення середньої швидкості руху суміші та частоти пульсацій. У цьому випадку розмахи пульсацій швидкості зростають. У разі збільшення довжини відповідного шланга розмахи пульсацій швидкості змінюються несуттєво. Відмова від бічних роликів призводить до зростання середньої швидкості руху розчину за невеликих пульсацій. Стінки шланга в цьому

випадку отримують інтенсивні згінні напруження, що знижують довговічність шланга.

Ключові слова: динамічний процес, перистальтичний бетононасос, гідропривід, ротор насоса, ролик.

Шатохін Володимир Михайлович, д.т.н., проф., завідувач кафедри теоретичної механіки, тел. +38 099-461-89-67, shatokhinvlm@gmail.com,

Гранько Борис Федорович, доц., доц. кафедри теоретичної механіки, тел. +38 095-94-87-300, grankoa.b@gmail.com,

Соболь Володимир Миколайович, к.т.н., доц. кафедри теоретичної механіки, +38 095-779-09-10, sobol_vn@ukr.net.

Харківський національний університет будівництва та архітектури, 61002, Україна, м. Харків, вул. Сумська, 40.

Dynamic processes modeling in a peristaltic concrete pump with a hydraulic drive

Abstract. Problem. Cast concrete occupies a leading place in modern construction. Peristaltic concrete pumps are good proved in this area. Developing of devices for performance of such activities is an actual task. One of contemporary efficient directions in its solving is an adequate modeling of dynamic processes in mentioned devices. Currently efforts of researches are focused on resolving of separate tasks connected with developing of new models of peristaltic pumps. **Goal.** The creation of a universal mathematical model for dynamic processes in a peristaltic concrete pump with hydraulic drive to determine the technological device qualities and the choice of its rational parameters. The model should contain the basic geometric, mass characteristics of the rotor, the dynamic characteristic of a hydraulic motor, the parameters of the hose and building mixture. The following tasks are solved: development of the method for generating a moment of resistance on a pump rotor from rollers, that deforms a hose; creation of a model for friction forces, which prevent the movement of the building mixture; obtaining an expression for resistance forces, which exist due to the gravity forces of the mixture particles in the deferent part of the hose; building of the model of the torque for the hydraulic motor as a function of the angular velocity of its rotor using catalog data. **Methodology.** For the research of rotation dynamic processes it is proposed the usage of differential equation of motion written in the Lagrange form. The angle of rotation of the pump

rotor is taken as a generalized coordinate. **Results.** The mathematical model of dynamic processes in a peristaltic concrete pump with hydraulic motor are created in the form of a differential equation for the angle of rotation of the rotor. The method for generating of the resistance moment to the rotation of the pump rotor from rollers, that deform the hose, is developed. The model for resistance forces to the movement of a building mixture is proposed. The expression for resistance forces, which exists due to the gravity forces of the mixture particles in the deferent part of the hose, is obtained. The approach for usage of catalog data to represent the torque of a hydraulic motor as a function of the angular velocity of its rotor is proposed. **Originality.** Important technological regularities of the device functioning were established: the speed of the mixture motion can have a significant variable component; the speed of the mixture motion and pump's performance increase with a decrease in the length of the discharge hose and a decrease in its height, a decrease in the rolling friction coefficients for the rollers and a rejection of side rollers. **Practical value.** The conducted research show that an increase of an altitude leads to a decrease in the average speed of the mixture and the frequency of pulsations. In this case the amplitude of velocity pulsations increases. With an increase in the length of a deferent hose, the amplitude of velocity pulsations changes insignificantly. The rejection of side rollers leads to an increase in the average speed of the mixture motion with minor pulsations. The walls of the hose, however, in this case experience more intense bending stresses, which reduce the product life of the hose.

Key words: dynamic process, peristaltic concrete pump, hydraulic motor, pump's rotor roller.

Shatokhin Vladimir, Doctor of Technical Sciences, Professor, head of the Department of theoretical mechanics, tel. +38 099 461-89-67, shatokhinvlm@gmail.com,

Granko Boris, Associate Professor of the Department of theoretical mechanics, tel. +38 095 948-73-00, grankoa.b@gmail.com,

Sobol Vladimir, Ph.D., Associate Professor of the Department of theoretical mechanics, tel. +38 095 779-09-10, sobol_vn@ukr.net.
Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, 40, Sumska str., Kharkov, 61002, Ukraine.