

УДК 62–868:532.542.001.24

## РАСЧЕТ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗАТОПЛЕННОГО ВИБРИРУЮЩЕГО КОНФУЗОРА ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ВИБРАТОРА

Азин Антон Владимирович<sup>1</sup>,  
antonazin@niipmm.tsu.ru

Богданов Евгений Петрович<sup>2</sup>,  
epbogdanov@mail.ru

Пономарев Сергей Владимирович<sup>1</sup>,  
psv@niipmm.tsu.ru

Рикконен Сергей Владимирович<sup>1</sup>,  
rikk2@yandex.ru

<sup>1</sup> Национальный исследовательский Томский государственный университет,  
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 36.

<sup>2</sup> Национальный исследовательский Томский политехнический университет,  
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

**Актуальность.** Актуальность работы обусловлена необходимостью создания энергоэффективного вибрационного оборудования для подготовки нефти к транспорту. Вибрационные технологии могут существенно повысить производительность нефтяного оборудования при процессах обессоливания, обезвоживания, снижения вязкости и гистерезисного нагрева нефти. Энергоэффективность применения вибрационной обработки заключается в том, что исключается применение энергозатратных термических методов обработки нефти. В технике не существует теоретических и инженерных методик расчета вибрирующего затопленного конфузора в сплошной жидкой среде. Затопленный в сплошной среде вибрирующий конфузор представляет собой нелинейную колебательную систему, поэтому сложно рассчитать режимы работы и энергетические характеристики подобных систем.

**Цель исследования:** разработка оригинальной инженерной методики определения энергетических параметров затопленного вибрирующего конфузора, работающего вблизи неподвижной поверхности моторной части электромагнитного вибратора.

**Методы исследования.** Основным методом исследования является математическое моделирование переходных процессов нелинейной колебательной системы затопленного вибрирующего конфузора с определением параметров работы: активных гидравлических потерь, амплитуды колебания конфузора, механической вибрационной мощности колебательной системы.

**Результаты.** Представлена математическая модель расчета работы затопленного вибрирующего конфузора в переходном процессе пуска с переходом в установившийся режим. Рассчитаны переходные процессы пуска колебательной системы вибрирующего конфузора: амплитуда колебания, активное сопротивление гидравлических потерь и мощность системы. Проведен анализ изменения параметров рабочих режимов затопленного конфузора в зависимости от величины тока электромагнитного вибратора. Представленная методика позволяет рассчитать и спроектировать затопленный конфузор электромагнитного вибратора, его мощность и производительность. Работа предназначена для разработчиков оборудования подготовки нефти к транспорту.

### Ключевые слова:

Конфузор, диффузор, жидкость, вибрация, сила.

### Введение

В последние годы большое внимание уделяется процессам добычи и переработки тяжелых высоковязких нефтей, доля которых в структуре запасов и объемов добычи углеводородного сырья непрерывно возрастает. Основным препятствием при добыче и переработке таких нефтей является их аномально высокая вязкость. В этом случае особую актуальность приобретает наличие технологии и технических средств, предназначенных для обеспечения надежной и безаварийной эксплуатации трубопроводов и оборудования.

При применении вибрационных воздействий создаются условия для достижения предельного уровня разрушения структуры молекулярных кристаллов парафиновых углеводородов, разрушения высокомолекулярных соединений, в результате которого существенно снижается вязкость неф-

ти. По энергозатратам вибрационные воздействия значительно эффективнее, чем термический способ снижения вязкости. Достижение требуемой вязкости нефти вибрацией достигается с помощью энергии, которая в 100 раз меньше, чем энергия, затрачиваемая при термическом воздействии. Во всех процессах подготовки нефти к транспорту (обезвоживание, обессоливание, дегазация), наиболее эффективное воздействие на нефть оказывает метод виброструйной магнитной активации (ВСМА) [1–3]. Метод ВСМА реализует «Вибратор электромагнитный активационный», который использует в своей работе резонансно-колебательный принцип и позволяет при минимальных энергозатратах оказывать комплексное воздействие на нефтепродукты: акустическое воздействие; мощное омагничивание; интенсивное перемешивание с высокими сдвиговыми скоростями. Энергия, необходимая

для создания режима, передается подвижным элементам посредством магнитного поля, и поэтому весь объем нефтепродукта подвергается активному омагничиванию (рис. 1) [1–6].

Колебательная система такого вибратора является нелинейной системой, и выбор конструкции устройства и мощности, передаваемой в среду, не поддается аналитическому решению, подобному линейной «классической» колебательной системе [7–10].

#### Постановка задачи

Целью работы является математическое моделирование работы нелинейной колебательной системы затопленного конфузора активационного электромагнитного вибратора с определением мощности, переданной нагрузке.

Данная колебательная система при возвратно-поступательном движении конфузора является нелинейной системой. Напряжение питания электромагнита однополупериодное. Нелинейна также тяговая сила  $F_{EM}=f(\delta)$  и сила гидравлических сопротивлений  $F_C=f(x, \delta, V_{AK}, \zeta_2, V_\delta, t)$ . Для определения режимов работы нелинейной системы и выяснения влияния конструкции конфузора на производительность вибратора необходимо провести анализ работы конфузора в динамическом режиме [11–14]:

$$(m_a + m_n) \frac{d^2 x}{dt^2} + F_C(x, \delta, V_{AK}, \zeta, V_\delta, t) + (k_{ПП} + k_{ж})x = F_{EM}(\delta, t), \text{ Н}, \quad (1)$$

где  $F_C(x, \delta, V_{AK}, \zeta_2, V_\delta, t) = A_{C1}(\delta)$  при токе электромагнита  $I(t) < 0$ ;  $F_C(x, \delta, V_{AK}, \zeta_2, V_\delta, t) = A_{C2}(\delta)$  при токе электромагнита  $I(t) \leq 0$ .

$$\begin{aligned} F_{C1}(\delta) &= F_{ZAZ(\delta)} + F_{SOP} + F_{LOB} + F_{S(1-2)}(\delta) + \\ &+ F_{r(2-3)}(\delta) + F_{K(3)} + F_{r(3-4)}, \text{ Н}; \\ F_{C2}(\delta) &= F_{ZAZ(\delta)} + F_{SOP} + F_{S(3-2)}(\delta) + \\ &+ F_{r(2-1)}(\delta) + F_{S(3-4)}(\delta) + F_{r(3)} + F_{LOB2}, \text{ Н}; \\ d_{SOP} &= 24 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad S_{VCH} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, \\ S_{SOP} &= 0.453 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, \quad S_{PL} = 3.923 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, \\ S_{AKTIV} &= 5.73 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, \quad S_{ZAZ}(\delta) = L_{OKR} \cdot \delta_i, \\ L_{OKR} &= 565 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad \eta = 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}, \\ \rho &= 1000 \text{ кг} / \text{м}^3, \end{aligned}$$

где  $m_a = 0,5$  кг – масса конфузора;  $m_n$  – присоединенная масса жидкости;  $m_n = \frac{8}{3} \rho R_{ЭКВ}^3 = 0,206 \text{ êä}$ ;

$R_{ЭКВ}$  – эквивалентный радиус конфузора, м;  $k_{ПП}$  – жесткость пружинного подвеса конфузора, Н/м;  $k_{ж}$  – жесткость жидкости (для воды  $k_{ж} = 0$  Н/м);  $x(t)$  – смещение конфузора, м;  $\delta(t) = x_0 - x(t)$  – зазор между конфузуром и моторной частью вибратора, м;  $F_{EM}(\delta, t)$  – тяговая сила электромагнита, Н;  $V_{AK}$  – скорость конфузора, м/с;  $V_\delta$  – скорость жидкости в зазоре между конфузуром, м/с;  $\zeta$  – коэффициент гидравлических сопротивлений системы.

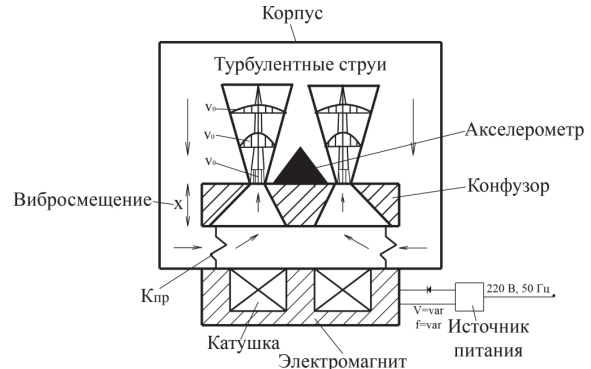


Рис. 1. Схематичное изображение лабораторного струйного электромагнитного вибратора

Fig. 1. Schematic representation of the laboratory jet electro-magnetic vibrator

Классическое уравнение возвратно-поступательного движения материальной точки имеет вид:

$$(m_a + m_n) \frac{d^2 x}{dt^2} + R \frac{dx}{dt} + (k_{ПП} + k_{ж})x = F_{EM}(\delta, t), \text{ Н}, \quad (2)$$

где  $R$  – диссипативная составляющая (потери на трение среды), кг/с.

Если записать уравнение (1) подобно (2),

$$(m_a + m_n) \frac{d^2 x}{dt^2} + R(x, \delta, V_{AK}, \zeta_2, V_\delta, t) \frac{dx}{dt} + (k_{ПП} + k_{ж})x = F_{EM}(\delta, t), \text{ Н}.$$

Тяговая сила электромагнита описывается следующим образом:

$$\begin{aligned} F_{EM}(\delta, t) &= \\ &= W^2 \mu_0 S1 \frac{I(t)^2}{[2(x_0 - x(t))]^2} \sin \omega t, \text{ при } I(t) > 0, \\ F_{EM}(\delta, t) &= 0, \text{ при } I(t) < 0. \end{aligned} \quad (3)$$

где  $W$  – количество витков катушек электромагнита;  $S1$  – площадь магнитопровода электромагнита;  $I(t)$  – ток в катушках электромагнита,  $I(t) = I_m \sin \omega t$ ;  $\mu_0$  – абсолютная магнитная проницаемость вакуума ( $\mu_0 = 1,257 \cdot 10^{-6}$  Гн/м);  $x_0$  – первоначальный магнитный зазор при  $t=0$ .

#### Численное решение

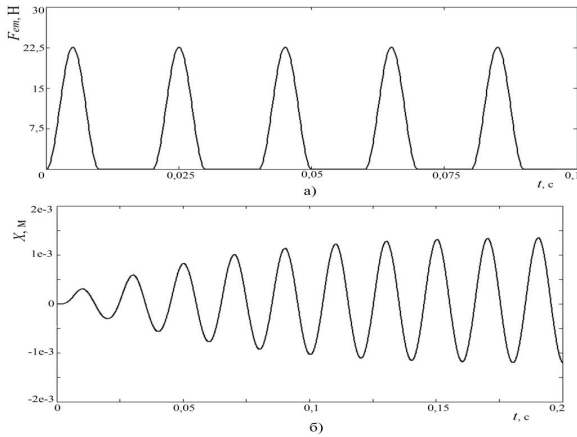
Расчет нелинейной колебательной системы проводится со следующими параметрами при собственной частоте системы  $f_0 = 50$  Гц;  $W = 2000$ ;  $(m_a + m_n) = 1$  кг;  $x_0 = 0,005$  м;  $S1 = 4 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>;  $\omega_0 = 2\pi f_0$  1/с;  $k_{ПП} = \omega_0^2 (m_a + m_n)$  кг/с.

Амплитуда колебаний должна ограничиваться величиной зазора:

$$\delta(t) = x_0 - x(t) = 0.$$

в противном случае конфузор начинает стучать по моторной части вибратора, а этот режим является аварийным.

Задается величина амплитуды тока  $I_m = 1$  А клапанного электромагнита, и определяется величина амплитуды колебаний конфузора (рис. 2).



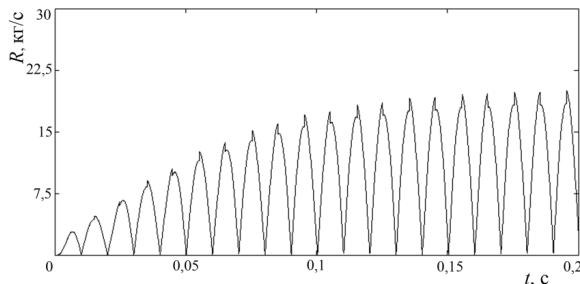
**Рис. 2.** Зависимость силы возмущения (а) и виброремещения конфузора (б) от времени. Переходный процесс и установившийся режим движения конфузора при  $I_m=1$  А. Частота питания вибратора  $f=50$  Гц

**Fig. 2.** Time dependence of: а) shaking force; б) confuser vibration displacement. Transient and steady state motion of a confuser with  $I_m=1$  A. Line frequency of vibrator is  $f=50$  Hz

В установившемся режиме фаза виброремещения и фаза силы совпадают, что говорит о квазирезонансном режиме системы.

Диссипативная составляющая колебательной системы определяется в процессе счета по формуле:

$$R(x, \delta, V_{AK}, \zeta_2, V_\delta, t) = \frac{F_C(x, \delta, V_{AK}, \zeta, V_\delta, t)}{dx/dt}$$



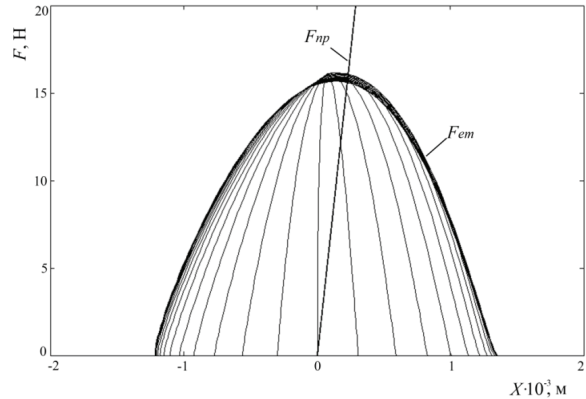
**Рис. 3.** Форма изменения диссипативной составляющей колебательной системы конфузора  $R(x, \delta, V_{AK}, \zeta_2, V_\delta, t)$  (кг/с),  $I_m=1$  А

**Fig. 3.** Shape of variation of a dissipative component of the confuser oscillating system  $R(x, \delta, V_{AK}, \zeta_2, V_\delta, t)$  (kg/s),  $I_m=1$  A

Диссипативный коэффициент в линейной колебательной системе является величиной постоянной и положительной. В нелинейной колебательной системе диссипативный коэффициент будет изменяться нелинейно в зависимости от ряда переменных параметров. В то же время диссипативный коэффициент должен быть положительным с точки зрения устойчивости режимов системы (рис. 3, 6, 9).

Рассчитывается энергия конфузора [1–3, 15–17] по формуле:

$$W_{НАГР} = \int_{X_{MIN}}^{X_{MAX}} F_{EM}(t) dx(t)$$



**Рис. 4.** Энергетическая петля гистерезиса колебательной системы конфузора при амплитуде тока  $I_m=1$  А. Частота питания вибратора  $f=50$  Гц

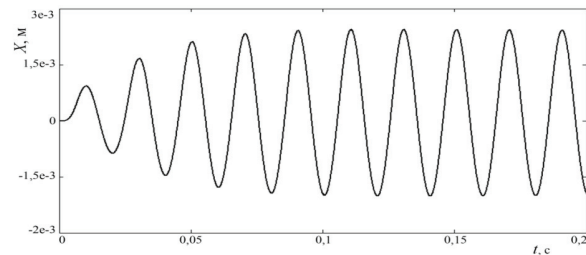
**Fig. 4.** Energy hysteresis loop of the confuser oscillating system at the current amplitude  $I_m=1$  A. Line frequency of vibrator is  $f=50$  Hz

Площадь энергетической петли гистерезиса равна энергии, отдаваемой в среду вибрирующим конфузором за один период колебания (рис. 4):

$$W=16 \cdot 10^{-3} \text{ Дж.}$$

Мощность в нагрузке составляет:

$$P_{НАГР} = Wf = 16 \cdot 10^{-3} \cdot 50 = 0,8 \text{ Вт.}$$



**Рис. 5.** Зависимость виброремещения конфузора от времени, переходный процесс и установившийся режим движения конфузора при  $I_m=1,7$  А. Частота питания вибратора  $f=50$  Гц

**Fig. 5.** Time dependence of the confuser vibration displacement, transient and steady state motion of confuser at  $I_m=1,7$  A. Line frequency of vibrator is  $f=50$  Hz

На рис. 4, 7, 10 представлены энергетические петли в осях «тяговая сила  $F_{EM}$  – виброремещение  $X$ ». Площадь петли равна энергии, которую активатор передаёт нагрузке за одно колебание (цикл). Гидромеханическая система существенно отличается от линейной системы, так как форма энергетической петли отличается от формы окружности или эллипса.

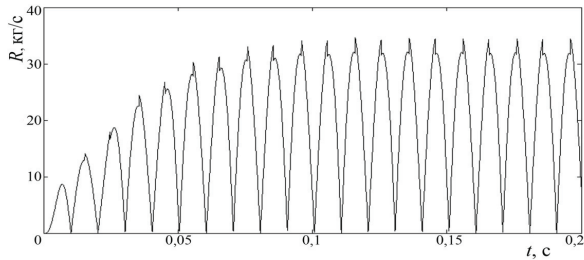
Временные характеристики колебательной системы при амплитуде тока 1,7 А представлены на рис. 5–7.

Энергия, отдаваемая в среду вибрирующим конфузором за один период колебания:

$$W=115 \cdot 10^{-3} \text{ Дж.}$$

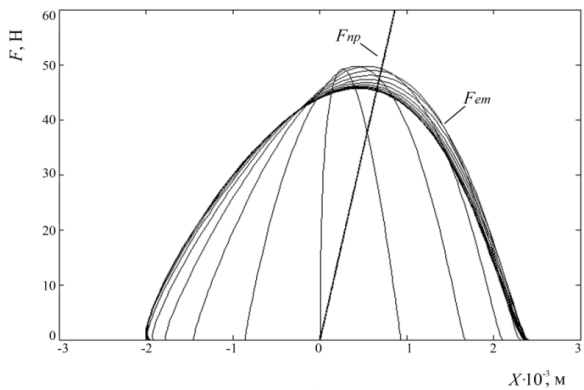
Мощность в нагрузке составляет

$$P_{НАГР} = Wf = 115 \cdot 10^{-3} \cdot 50 = 5,75 \text{ Дж.}$$



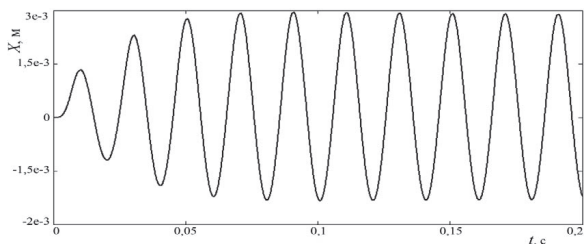
**Рис. 6.** Форма изменения диссипативной составляющей колебательной системы конфузора  $R(x, \delta, V_{AK}, \zeta_2, V_{\delta r}, t)$  (кг/с),  $I_m=1,7$  А

**Fig. 6.** Shape of variation of the dissipative component of the confuser oscillating system  $R(x, \delta, V_{AK}, \zeta_2, V_{\delta r}, t)$  (kg/s),  $I_m=1,7$  A



**Рис. 7.** Энергетическая петля гистерезиса колебательной системы конфузора при амплитуде тока  $I_m=1,7$  А. Частота питания вибратора  $f=50$  Гц

**Fig. 7.** Energy hysteresis loop of the confuser oscillating system when the amplitude of current is  $I_m=1,7$  A. Line frequency of vibrator is  $f=50$  Hz



**Рис. 8.** Зависимость вибросмещения конфузора от времени, переходный процесс и установившийся режим движения конфузора при  $I_m=2$  А. Частота питания вибратора  $f=50$  Гц

**Fig. 8.** Time dependence of the confuser vibration displacement, transient and steady state motion of confuser with  $I_m=2$  A. Line frequency of vibrator is  $f=50$  Hz

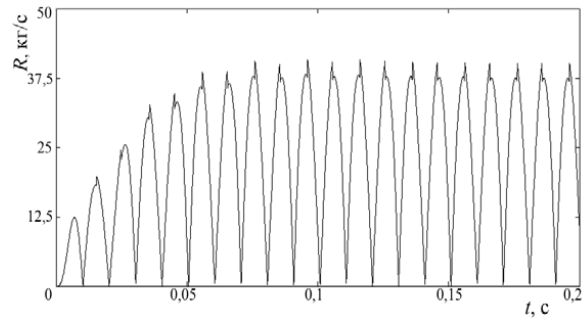
Временные характеристики колебательной системы при амплитуде тока 2 А представлены на рис. 8–10.

Энергия, отдаваемая в среду вибрирующим конфузуром за один период колебания:

$$W=200 \cdot 10^{-3} \text{ Дж.}$$

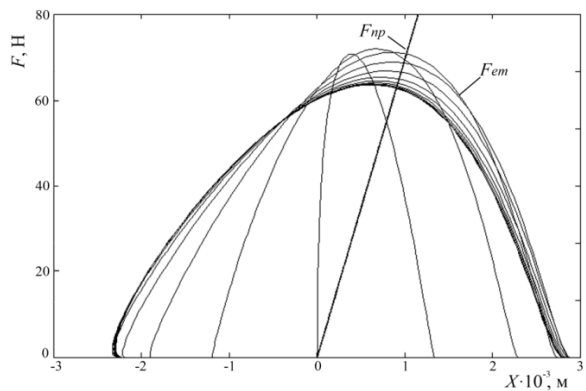
Мощность в нагрузке составляет:

$$P_{НАГР} = Wf = 200 \cdot 10^{-3} \cdot 50 = 10 \text{ Вт.}$$



**Рис. 9.** Форма изменения диссипативной составляющей колебательной системы конфузора  $R(x, \delta, V_{AK}, \zeta_2, V_{\delta r}, t)$  (кг/с),  $I_m=2$  А

**Fig. 9.** Shape of variation of the dissipative component of the confuser oscillating system  $R(x, \delta, V_{AK}, \zeta_2, V_{\delta r}, t)$  (kg/s),  $I_m=2$  A



**Рис. 10.** Энергетическая петля гистерезиса колебательной системы конфузора при амплитуде тока  $I_m=2$  А. Частота питания вибратора  $f=50$  Гц

**Fig. 10.** Energy hysteresis loop of the confuser oscillating system when the amplitude of current is  $I_m=2$  A. Line frequency of vibrator is  $f=50$  Hz

#### Анализ переходного процесса пуска активатора при резонансной частоте на разные токи катушки

При изменении величины амплитудного значения тока электромагнита  $I_m=1,0-2,0$  А, ( $f=50$  Гц) рассчитываются динамические режимы системы. Результаты расчета установившихся и переходных процессов гидромеханической системы представлены на рис. 11. На рисунке показаны следующие параметры в зависимости от амплитуды тока электромагнита:  $X$  – вибросмещение активатора;  $F_{EM}$  – сила электромагнита, приложенная к конфузур;  $R$  – диссипативная составляющая уравнения движения системы;  $P_n$  – активная мощность, отдаваемая конфузуром в нагрузку.

#### Выводы

1. Представлена методика, разработанная для определения силовой тяговой характеристики и полезной активной мощности вибрирующего конфузур, выполненного в виде якоря клапанного электромагнита и работающего в жидкости с физическими свойствами воды.

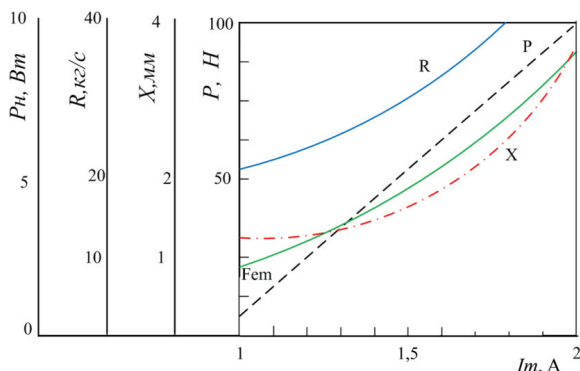


Рис. 11. Расчетные рабочие и мощностные характеристики вибрирующего конфузора электромагнитного погружного вибратора

Fig. 11. Calculated work and power characteristics of electromagnetic vibrating confuser of submersible vibrator

2. Колебательная система является сугубо нелинейной системой, и её расчет невозможен аналитическими методами.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рикконен С.В., Лоскутова Ю.В. Магнитогидромеханические поля: воздействие на вязкостно-температурные свойства высокопарафинистой нефти // Oil & Gas Journal Russia. – 2014. – № 3. – С. 28–31.
2. Rikkonen S., Bogdanov E., Nomokonova Yu. Oscillatory system of the jet electromagnetic vibrator // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2014. – V. 66. – P. 1–4.
3. Ткачев О.А., Тугунов П.И. Сокращение потерь нефти при транспорте и хранении. – М.: Недра, 1988. – 116 с.
4. Экспериментальное и компьютерное моделирование гидродинамического шума потока рабочей среды в проточных частях регулирующих органов гидравлических систем / Э.Г. Берестовицкий, М.А. Ермилов, П.И. Кизилов, А.Н. Крючков // XXVII сессия Российского акустического общества, посвященная памяти ученых-акустиков ФГУП «Крыловский государственный научный центр» А.В. Смольякова и В.И. Попкова. – СПб.: Изд-во РАО, 2014. – 10 с.
5. Shives M.R. Hydrodynamic modeling, optimization and performance assessment for ducted and non-ducted tidal turbines. URL: [http://pics.uvic.ca/sites/default/files/uploads/publications/shives\\_thesis\\_2011.pdf](http://pics.uvic.ca/sites/default/files/uploads/publications/shives_thesis_2011.pdf) (дата обращения 01.02.2017).
6. Пассар А.В., Тимошенко Д.В. Численная реализация комплексного метода расчета на примере проточной части турбины турбокомпрессора ТКР911 // Известия Томского политехнического университета. – 2015. – Т. 326. – № 5. – С. 79–90.
7. Shina P.K., Das A.K., Majumdar B. Numerical Investigation of flow through Annular Diffusing Duct // International Journal of Engineering & Technology IJET-IJENS. – 2011. – V. 11. – № 3. – P. 186–196.
8. Расчет гидравлических сопротивлений затопленного вибрирующего конфузора электромагнитного вибратора / А.В. Азин, Е.П. Богданов, С.В. Пономарев, С.В. Рикконен // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2017. – Т. 328. – № 2. – С. 67–75.
9. Gant S., Stallard T. Modelling a tidal turbine in unsteady flow // Proc. Eighteenth International Offshore and Polar Engineering Conference. – Vancouver BC, Canada, 2008. – P. 473–479.
10. Cherry E.M. Three-dimensional velocity measurements in annular segments including the effects of upstream strut wake // International journal of heat and fluid flow. – 2010. – V. 31. – P. 569–575.

3. Из-за существенной нелинейности колебательной системы коэффициент диссипативной составляющей уравнения движения за период колебаний изменяется от нуля до значений, соответствующих изменению гидравлических сопротивлений.
4. Показано, что для рассматриваемого диапазона изменения вибросмещения рабочие характеристики являются нелинейными, однако зависимость мощности излучения конфузора от изменения амплитуды тока электромагнита близка к линейной.
5. Для электромагнита другой конструкции, с другой зависимостью тяговой силы от зазора, уравнения (2) и (3) необходимо рассчитывать с правой частью, соответствующей конкретному электромагниту. Данная методика позволяет определить силу и мощность электромагнита вибратора при разных значениях вязкости, плотности жидкости и конструктивных особенностях активатора и тяговой характеристики электромагнита [18–22].

11. Рыженьков В.О., Иващенко В.А., Мулладжанов Р.И. Численное моделирование турбулентного течения и теплопереноса в канале методом спектральных элементов: влияние пространственного разрешения // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2016. – Т. 327. – № 6. – С. 55–63.
12. Рикконен С.В. Энергетика вязкого течения сплошных сред. Научно-технологическое развитие нефтегазового комплекса // Доклады IV международных научных Надиловских чтений. – Алматы; Томск, 2006. – С. 83–92.
13. Keerthana R., Jamuna R.G. Flow analysis of annular diffusers // International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA). – 2012. – V. 2. – Iss. 3. – P. 2348–2351.
14. Расчетно-экспериментальное исследование кавитационного обтекания гидрокрыла NASA0015 / А.В. Сентябов, М.В. Тимошевский, К.С. Первунин, А.А. Гаврилов, Д.М. Маркович, А.А. Дектерёв // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2016. – Т. 327. – № 8. – С. 28–43.
15. Chetan V., Satish D.V., Dr. Prakash S. Kulkarni. Numerical Investigations of PGT10 Gas Turbine Exhaust Diffuser Using Hexahedral Dominant Grid // International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT). – 2013. – V. 3. – P. 392–400.
16. Karsten R., Swan A., Culina J. Assessment of arrays of in-stream tidal turbines in the bay of fundy. Available at: <https://doi.org/10.1098/rsta.2012.0189> (accessed 14 January 2017).
17. Katepalli R. Sreenivasan. Liquid nitrogen in fluid dynamics: Visualization and velocimetry using frozen particles // Review of Scientific Instruments. – 2012. – V. 83. – P. 085101.
18. The prediction of the hydrodynamic performance of marine current turbines / W. Batten, A. Bahaj, A. Molland, J. Chaplin // Renewable Energy. – 2008. – V. 33. – P. 1085–1096.
19. Пургина Д.В., Строкова Л.А., Кузеванов К.И. Моделирование гидрогеологических условий для обоснования противоползневых мероприятий на участке набережной реки Камы в городе Перми // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2016. – Т. 327. – № 6. – С. 116–127.
20. Sagar D., Paul A.R., Jain A. Experimental investigations of flow computational fluid dynamics investigation of turbulent separa-

- ted flows in axisymmetric diffusers // International Journal of Engineering, Science and Technology. – 2011. – V. 3. – № 2. – P. 104–109.
21. Shives M. Evaluation of discrete blade effects for ducted turbines using an actuator-line CFD method. – Greater Victoria: University of Victoria, 2011. – 120 p.
22. Prakash R. Experimental Investigations of Flow through Annular Diffuser with and without Struts // European Journal of Scientific Research. – 2011. – V. 52. – № 3. – P. 366–384.

*Поступила 03.04.2017 г.*

#### **Информация об авторах**

**Азин А.В.**, кандидат физико-математических наук, научный сотрудник Научно-исследовательского института прикладной математики и механики Национального исследовательского Томского государственного университета.

**Богданов Е.П.**, кандидат технических наук, доцент кафедры электротехнических комплексов и материалов Энергетического института Национального исследовательского Томского политехнического университета.

**Пономарев С.В.**, доктор физико-математических наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского института прикладной математики и механики Национального исследовательского Томского государственного университета.

**Рикконен С.В.**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского института прикладной математики и механики Национального исследовательского Томского государственного университета.

UDK 62–868:532.542.001.24

## CALCULATION OF ENERGY PARAMETERS OF SUBMERGED VIBRATING CONFUSER OF AN ELECTROMAGNETIC VIBRATOR

**Anton V. Azin<sup>1</sup>,**  
antonazin@niipmm.tsu.ru

**Eugeny P. Bogdanov<sup>2</sup>,**  
epbogdanov@mail.ru

**Sergey V. Ponomarev<sup>1</sup>,**  
psv@niipmm.tsu.ru

**Sergey V. Rikkonen<sup>1</sup>,**  
rikk2@yandex.ru

<sup>1</sup> National Research Tomsk State University,  
36, Lenin Avenue, Tomsk, 634050, Russia.

<sup>2</sup> National Research Tomsk Polytechnic University,  
30, Lenin Avenue, Tomsk, 634050, Russia.

The relevance of the discussed issue is caused by the necessity to develop the energy-efficient vibrating equipment for oil treatment to transportation. The vibration techniques can significantly improve the performance of oil equipment in its desalting, dewatering, viscosity reduction and hysteretic heating. The energy efficiency of application of vibrating processing consists in the fact that using energy-intensive thermal methods of oil processing is excluded. There are no theoretical and engineering methods of calculation of vibrating submerged cofusers in a continuous liquid medium. The vibrating confuser submerged in a continuous body is a nonlinear oscillatory system, therefore it is difficult to calculate the operating regimes and energetic characteristics of such systems.

**The main aim** of the study is to develop the original engineering method of calculating the energetic parameters of submerged vibrating confuser working close to the stationary surface of motor part of electromagnetic vibrator.

**Research methods.** The main method of investigation is a mathematical modeling of transient processes of a nonlinear vibrating system of submerged vibrating confuser with determination of the next working parameters: active resistance head, vibrational amplitude of confuser, mechanical vibrational power of oscillating system.

**Results.** The authors found out the mathematical model of calculation of the submerged vibrating confuser operation in a starting duty with a transient to a steady state mode. The authors calculated the transient phenomenon of running the oscillating system of vibrational confuser: amplitude of oscillation, active resistance of resistance head and power of the system. The authors analyzed the changes in operating parameters of the submerged confuser depending on the amount of current of the electromagnetic vibrator. The technique introduced allows calculating and designing the flooded confuser electromagnetic vibrator, its capacity and performance. The issue is intended for developers of oil equipment.

### Key words:

Confuser, diffuser, liquid, vibration, force.

### REFERENCES

- Rikkonen S.V., Loskutova Yu.V. Magnetohydrodynamic fields: effect on viscosity-temperature properties of high-paraffin oil. *Oil & Gas Journal Russia*, 2014, no. 3, pp. 28–31. In Rus.
- Rikkonen S., Bogdanov E., Nomokonova Yu. Oscillatory system of the jet electromagnetic vibrator. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2014, vol. 66, pp. 1–4.
- Tkachev O.A., Tugunov P.I. *Sokrashchenie poter nefti pri transporte i khranении* [Oil losses reduction at transport and storage]. Moscow, Nedra Publ., 1988. 116 p.
- Berestovitsky E.G., Ermilov M.A., Kizilov P.I., Kryuchkov A.N. Eksperimentalnoe i kompyuternoe modelirovanie gidrodinamicheskogo shuma potoka rabochey srede v protochnykh chastyakh reguliruyushchikh organov gidravlicheskih sistem [Experimental and computer modeling of hydrodynamic noise of the operating environment flow in the running parts of the regulators of hydraulic systems]. *XXVII sessiya Rossiyskogo akusticheskogo obshchestva, posvyashchennaya pamyati uchenykh-akustikov FGUP «Krylovskiy gosudarstvenny nauchny tsentr» A.V. Smolyakova i V.I. Popkova* [XXVII session of the Russian acoustic society devoted to the memory of scientists-acoustics A.V. Smolyakov and V.I. Popkov of «Krylov State Scientific Center»]. St-Petersburg, 2014. pp.10–14.
- Shives M.R. *Hydrodynamic modeling, optimization and performance assessment for ducted and non-ducted tidal turbines*. Available at: [http://pics.uvic.ca/sites/default/files/uploads/publications/shives\\_thesis\\_2011.pdf](http://pics.uvic.ca/sites/default/files/uploads/publications/shives_thesis_2011.pdf) (accessed 1 February 2017).
- Passar A.V., Timoshenko D.V. Numerical implementation of the complex method based on the example of the turbine of the turbocharger TKP911. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2015, vol. 326, no. 5, pp. 79–90. In Rus.
- Shina P.K., Das A.K., Majumdar B. Numerical Investigation of flow through Annular Diffusing Duct. *International Journal of Engineering & Technology IJET-IJENS*, 2011, vol. 11, no. 3, pp. 186–196.
- Azin A.V., Bogdanov E.P., Ponomarev S.V., Rikkonen S.V. Calculation of hydraulic resistances of a submerged vibrating confuser of an electromagnetic vibrator. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2017, vol. 328, no. 2, pp. 67–75. In Rus.
- Gant S., Stallard T. Modelling a tidal turbine in unsteady flow. *Proc. 18<sup>th</sup> International Offshore and Polar Engineering Conference*. Vancouver BC, 2008. pp. 473–481.

10. Cherry E.M. Three-dimensional velocity measurements in annular segments including the effects of upstream strut wake. *International journal of heat and fluid flow*, 2010, vol. 31, pp. 569–575.
11. Ryzhenkov V.O., Ivashchenko V.A., Mullyadzhyanov R.I. Numerical simulation of turbulent flow and heat transfer in a channel with the method of spectral elements: the influence of configuration. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2016, vol. 327, no. 6, pp. 55–63. In Rus.
12. Rikkonen S.V. Energetika vyzkogo techeniya sploshnykh sred. Nauchno-tehnologicheskoe razvitiye neftegazovogo kompleksa [Energy of viscous flow of continuum. Scientific-technological development of oil and gas complex]. *Doklady IV mezhdunarodnykh nauchnykh Nadirovskih chteny* [Proc. IV<sup>th</sup> Int. Scient. Nadrowski readings]. Almaty; Tomsk, 2006. pp. 83–92.
13. Keerthana R., Jamuna R.G. Flow analysis of annular diffusers. *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*, 2012, vol. 2, Iss. 3, pp. 2348–2351.
14. Sentyabov A.V., Timoshevsky M.V., Pervunin K.S., Gavrilov A.A., Markovich D.M., Dektarev A.A. Numerical and experimental investigation of cavitation flow of the NACA0015 hydrofoil. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2016, vol. 327, no. 8, pp. 28–43. In Rus.
15. Chetan V., Satish D.V., Dr. Prakash S. Kulkarni. Numerical Investigations of PGT10 Gas Turbine Exhaust Diffuser Using Hexahedral Dominant Grid. *International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT)*, 2013, vol. 3, pp. 392–400.
16. Karsten R., Swan A., Culina J. Assessment of arrays of in-stream tidal turbines in the bay of fundy. Available at: <https://doi.org/10.1098/rsta.2012.0189> (accessed 14 January 2017).
17. Katepalli R. Sreenivasan. Liquid nitrogen in fluid dynamics: Visualization and velocimetry using frozen particles. *Review of Scientific Instruments*, 2012, vol. 83, pp. 085101.
18. Batten W., Bahaj A., Molland A., Chaplin J. The prediction of the hydrodynamic performance of marine current turbines. *Renewable Energy*, 2008, vol. 33, pp. 1085–1096.
19. Purgina D.V., Strokova L.A., Kuzevanov K.I. Modelling hydrogeological conditions for justification of protective measures in the part of the embankment of the Kama river in Perm. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2016, vol. 327, no. 6, pp. 116–127. In Rus.
20. Sagar D., Paul A.R., Jain A. Experimental investigations of flow computational fluid dynamics investigation of turbulent separated flows in axisymmetric diffusers. *International Journal of Engineering, Science and Technology*, 2011, vol. 3, no. 2, pp. 104–109.
21. Shives M. *Evaluation of discrete blade effects for ducted turbines using an actuator-line CFD method*. Greater Victoria, University of Victoria, 2011. 120 p.
22. Prakash R. Experimental Investigations of Flow through Annular Diffuser with and without Struts. *European Journal of Scientific Research*, 2011, vol. 52, no. 3, pp. 366–384.

*Received: 3 April 2017.*

#### Information about the authors

**Anton V. Azin**, Cand. Sc., scientific associate, National Research Tomsk State University.

**Eugeny P. Bogdanov**, Cand. Sc., associate professor, National Research Tomsk Polytechnic University.

**Sergey V. Ponomarev**, Dr. Sc., senior researcher, National Research Tomsk State University.

**Sergey V. Rikkonen**, Cand. Sc., senior researcher, National Research Tomsk State University.