

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОТЫ СТРУЙНОГО НАСОСА В СОСТАВЕ СКВАЖИННОЙ ТАНДЕМНОЙ УСТАНОВКИ

**Б.А. Мырзахметов<sup>1</sup>, Л.А. Крупник<sup>1</sup>, А.Е. Султабаев<sup>1</sup>, С.М. Токтамисова<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> Горно-металлургический институт имени О.А. Байконурова, Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева, Алматы, Казахстан, e-mail: salta.mahmood@gmail.com

**Аннотация:** Обоснована возможность применения тандемных насосных установок в технологии добычи урана методом подземного скважинного выщелачивания. Преимущества предлагаемой тандемной схемы состоят в снижении нагрузки на электрический центробежный насос и возможности существенного увеличения производительности откачки из скважин продуктивного раствора урана. Такой тандем-насос имеет меньшую чувствительность к различным динамическим условиям, позволяет эффективно работать при наличии в продуктивном растворе песковой фракции, имеет более высокий КПД. Исследования проводились с применением аналитических и расчетно-экспериментальных методов, в результате которой на основе уравнения Бернулли разработана математическая модель работы струйного насоса и его основных элементов: высоконапорного сопла, приемной камеры, камеры смешения и диффузора. Расчетная методика моделирования совместных режимов электроцентробежного и струйного насосов, позволяет оперативно и с достаточной точностью подобрать оптимальные конструктивные параметры струйного насоса для комбинированной насосной установки для реальных скважинных условий с различными динамическими уровнями жидкостей, определить коэффициент полезного действия, оптимальный коэффициент эжекции, а также параметры безкавитационного режима. Даны рекомендации по проектированию струйного насоса.

**Ключевые слова:** модель, струйный насос, электрический центробежный насос, скважина, сопло, диффузор, добыча урана, тандемная насосная установка.

**Для цитирования:** Мырзахметов Б. А., Крупник Л. А., Султабаев А. Е., Токтамисова С. М. Математическая модель работы струйного насоса в составе скважинной тандемной установки // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 8. – С. 123–135. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-08-0-123-135.

### Mathematical model of jet pump operation in tandem oil well pumping unit

**B.A. Myrzakhmetov<sup>1</sup>, L.A. Krupnik<sup>1</sup>, A.E. Sultabayev<sup>1</sup>, S.M. Toktamissova<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> O.A. Baykonurov Mining and Metallurgy Institute, K.I. Satpayev Kazakh National Research Technical University, Almaty, Kazakhstan, e-mail: salta.mahmood@gmail.com

**Abstract:** Usability of tandem pumping units in in-situ leaching technology of uranium production is justified. The proposed tandem scheme is advantageous for reduction in load on electric submersible pump and for feasible considerable increase in productivity of uranium-pregnant solution pumping. The tandem pump is less sensitive towards different dynamic conditions, operates effectively even when pregnant solution contains sand fraction, and has higher performance index. The

studies used analytical and experimental calculation methods. As a result, based on the Bernoulli equation, the mathematical model is constructed for operation of jet pumps and its key elements: high-pressure nozzle, receiving chamber, mixing chamber and diffuser. The modeling procedure for joint operation of electric submersible and jet pumps allows prompt and sufficiently accurate selection of optimal design parameters of jet pump for the tandem pumping unit operation in specific real condition of wells with different dynamic fluid levels, as well as determination of performance index, optimized ejection coefficient and cavitation-free mode. Recommendations on jet pump design are given.

**Key words:** model, jet pump, electric submersible pump, well, nozzle, diffuser, uranium production, tandem pumping unit.

**For citation:** Myrzakhmetov B. A., Krupnik L. A., Sultabayev A. E., Toktamissova S. M. Mathematical model of jet pump operation in tandem oil well pumping unit. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2019;(8):123-135. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-08-0-123-135.

---

## Введение

В технологии добычи урана методом ПСВ широкое распространение получили установки погружных электроцентробежных насосов (ЭЦН), которыми оборудован весь фонд откачных скважин. Это обусловлено их преимуществами — высокая производительность и напор; удобство автоматизации и управления, компактность и пр.

Однако эксплуатация скважин высокопроизводительными ЭЦН существенно снижает динамические уровни жидкости, что ведет к необходимости увеличения глубины их спуска. Уменьшение динамического уровня приводит к снижению давления на приеме насоса, и режим его работы смещается в зону меньших коэффициентов подачи, тогда как необходимым условием является повышение напора. Это существенно усложняет условия эксплуатации погружного оборудования и сказывается на увеличении числа его отказов.

К тому же, высокая агрессивность откачиваемой жидкости, являющейся водным раствором серной кислоты, содержание в ней механических примесей, свободного и растворенного газа — еще одна из причин отказов оборудования скважин, эксплуатируемых насосным способом.

Так, анализ причин отказов погружных ЭЦН на месторождении урана «Хо-

расан» (Республика Казахстан) показал, что основными их неисправностями являются, во-первых, износ деталей проточных частей насоса из-за механических примесей в откачиваемом растворе и, во-вторых, неисправности электропривода. Применение же различных скважинных фильтров не полностью решает проблему износа элементов проточной части насосов. Недостаточный ресурс работы оборудования приводит к необходимости снижения допустимых нагрузок, частому проведению ремонтных работ. Все это приводит к росту накладных расходов на обслуживание и ремонт, а также росту простоев скважин для проведения подземного ремонта по замене насоса [1—3].

Так как основная доля себестоимости продукции складывается из затрат на электроэнергию и подземный ремонт скважин по замене насоса, весьма важным является оптимальный подбор насосов и технологического режима работы скважин в целом. Как показывает практика, оптимизация режима работы насосного фонда является существенным резервом повышения технико-экономических показателей эксплуатации. Оптимизация подразумевает согласованное сочетание элементов системы «продуктивный пласт — скважина — насосная установка», причем, основным критери-

ем должна служить минимизация себестоимости продукции.

### **Состояние вопроса в области разработки методов расчета струйных насосов**

Выбору режима работы ЭЦН и оценке их эффективности посвящены достаточно большое количество работ [3–6 и др.] с различными рекомендациями по оптимальной эксплуатации для конкретных скважинных условий. Однако зачастую они не подтверждали на практике расчетной эффективности или требовали доводочных или корректирующих мероприятий.

Их анализ позволяет сделать вывод, что выбор оптимального режима эксплуатации скважины является задачей со множеством критериев и необходимостью учета множества факторов. Поэтому единой методики на сегодняшний день не существует.

В современных конструкциях ЭЦН достигнуты максимально возможные показатели, и дальнейшее кардинальное повышение их эффективности в ближайшей перспективе не предвидится. Тем не менее, исследования последних лет показали, что одним из способов расширения их функциональных возможностей может быть комбинация ЭЦН со струйными аппаратами — так называемые тандемные насосные установки (ТНУ). При этом струйный насос призван увеличить общий КПД и производительность всей комбинированной системы за счет подкачки дополнительного объема жидкости из межтрубного пространства.

В связи с этим в последние годы возрос интерес к разработке новых компоновок и конструкций ТНУ (ЭЦН+СН) и их применению в различных технологических процессах и практике скважинной добычи жидкостей. Особенно это преимущество струйных насосов проявляется в осложненных условиях эксплуата-

ции, например, при добыче пластовой жидкости с большим содержанием механических примесей, коррозионно-активных веществ и из наклонно-направленных скважин. К их преимуществам относятся также простота конструкций, отсутствие движущихся деталей, высокая надежность, малые габариты, большая производительность [7–10].

Другим немаловажным преимуществом является автоматическая подстройка тандемных установок при изменении условий эксплуатации скважин (изменение пластового давления, свойств продукции, продуктивности скважин и др.), так как у ЭЦН и струйного насоса имеется прямая зависимость «напор — подача». Применение тандемной установки позволяет увеличить суммарную подачу скважинной жидкости, что позволяет существенно расширить диапазон режимов работы ЭЦН и повысить его энергоэффективность.

К примеру, в нефтяной промышленности имеется ряд успешных и апробированных на практике разработок тандемных насосных установок РГУ нефти и газа им. Губкина для различных условий эксплуатации [11, 12]. Большой опыт в проектировании эффективных конструкций и практики применения струйных насосных установок имеется также в ведущих в этой области компаниях — Kobe (Япония), National OilWell, Guiberson, Wetherford, Trico Industries, Dresser Industries (США) и др.

Расчет работы струйного насоса в скважинных условиях при различных вязкостях и плотностях жидкостей, а также в присутствии газа достаточно сложен и требует численного решения с учетом множества факторов. При совместной работе ЭЦН со СН параметры рабочей жидкости на входе в диффузор СН определяются режимом работы ЭЦН. Струйный насос обычно монтируется в напорной колонне над ЭЦН. Важное значение

имеет также место его расположения по отношению к ЭЦН и устью скважины. В некоторых случаях не исключена возможность установки струйного насоса на несколько метров выше ЭЦН для снижения противодействия жидкости в колонне насосно-компрессорных труб (НКТ) на работу струйного насоса.

Теоретическому обоснованию возможности применения струйных насосов для скважинной добычи жидкостей посвящено достаточно большое количество работ. Подбор оборудования струйного насоса предусматривает расчеты диаметров сопла и горловины, а также соответствующих расхода и давления с учетом геолого-технических данных по скважине, физико-химических свойств добываемой и закачиваемой жидкостей и прочих параметров (всего более 20 параметров) [13–19 и др.]. По результатам предварительных расчетов для конкретной скважины выбирается тип струйно-

го насоса, компоновка забойного узла и производится оптимизация по мощности и гидравлическим параметрам. Многообразие процессов, регулируемых с использованием эжекционных систем, обусловило разработку большого количества методик расчета, требующих численного решения из-за их сложности в условиях отсутствия нормативных документов, регламентирующих типы и параметры струйных аппаратов.

Большинство этих методик рассматривают частные случаи их применения и содержат большое количество эмпирических коэффициентов, ограничивающих их применение.

### Цель работы и задачи исследования

Целью исследований была разработка математической модели рабочего процесса струйного насоса и методики расчета его основных конструктивных параметров при совместной работе с ЭЦН для обеспечения рациональных режимов эксплуатации тандемной насосной установки в скважинных условиях в технологии ПСВ.

Для достижения этой цели были поставлены следующие задачи:

- обосновать модель гидроструйного насоса для работы в тандеме с ЭЦН;
- математически описать работу гидроструйного насоса в целом и его отдельных элементов, позволяющую установить его рациональные конструктивные параметры для обеспечения оптимального значения коэффициента эжекции и безкавитационной работы;
- разработать рекомендации по проектированию СН.

### Принцип работы тандемной насосной установки (ЭЦН+СН)

Принципиальная схема тандемной насосной установки (ТНУ) представлена на рис. 1.

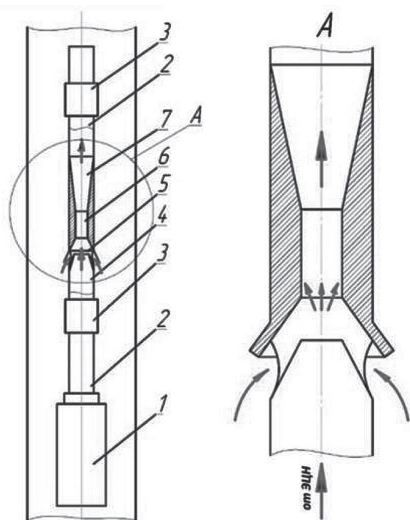


Рис. 1. Принципиальная схема тандемной насосной установки «ЭЦН + СН»: 1 – ЭЦН; 2 – колонна НКТ; 3 – муфта; 4 – высоконапорное сопло; 5 – приемная камера; 6 – камера смешения; 7 – диффузор

Fig. 1. Schematic diagram of a tandem pump installation «ECP + JP»: 1 – ECP; 2 – tubing string; 3 – coupling; 4 – high-pressure nozzle; 5 – receiving chamber; 6 – mixing chamber; 7 – diffuser

Для работы струйного аппарата необходим насос, нагнетающий жидкость под давлением в сопло эжектора. В нашем случае, для этого служит погружной ЭЦН. При этом, совместно работающие струйный аппарат и насос образуют насосно-эжекторную систему, чаще называемую тандемной.

В струйном аппарате потенциальная энергия рабочего потока, создаваемая ЭЦН 1, преобразуется в кинетическую в высоконапорном сопле 4. Кинетическая энергия рабочего потока частично передается инжектируемому потоку, поступающему из затрубного пространства. В процессе движения через проточную часть струйного аппарата (камеру смешения 6) происходит выравнивание скоростей смешиваемых потоков, а затем обратное преобразование кинетической

энергии смешанного потока в потенциальную в диффузоре 7.

Конструкция тандемной насосной системы обычно требует проектирования совместной работы на пересечении рабочих кривых двух насосов и, конечно, включение потерь на трение в соответствующем подъемнике. Эффективность же ТНУ, в целом, во многом определяется тщательностью подбора и проектирования струйного насоса.

### Математическая модель рабочего процесса струйного насоса

Работа гидроструйного насоса основана на законе сохранения энергии, импульса и массы. При этом, потери давления на трение в потоке учитываются коэффициентами трения. Каждая часть

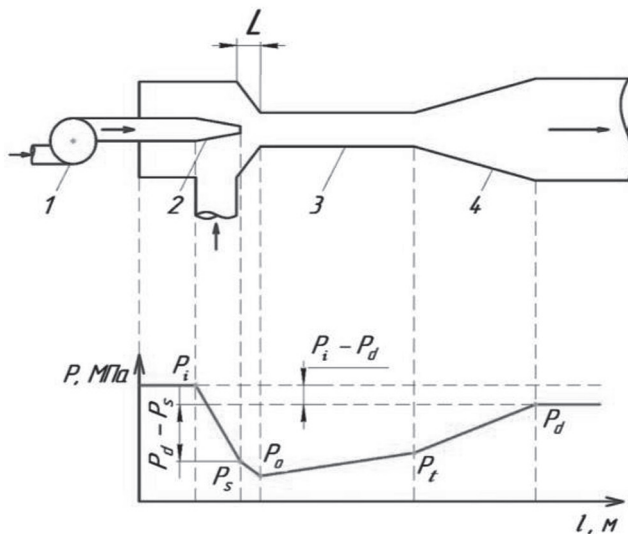


Рис. 2. Изменение давления рабочей жидкости в струйном насосе [17]: 1 – ЭЦН; 2 – высоконапорное сопло; 3 – камера смешения; 4 – диффузор;  $P_i$  – давление рабочей жидкости;  $P_s$  – давление перекачиваемой жидкости;  $P_t$  – давление на выходе из камеры смешения;  $P_d$  – давление жидкости на выходе из СН;  $L$  – расстояние от сопла до входа в камеру смешения;  $P_o$  – давление на входе в камеру смешения;  $(P_d - P_s)$  – прирост давления перекачиваемой жидкости в струйном насосе;  $(P_i - P_d)$  – падение давления рабочей жидкости за счет рассеяния его кинетической энергии

Fig. 2. The change in pressure of the working fluid in the jet pump: 1 – ECP; 2 – high-pressure nozzle; 3 – mixing chamber; 4 – diffuser;  $P_i$  – pressure of the working fluid;  $P_s$  – pressure of the pumped fluid;  $P_t$  – pressure at the outlet of the mixing chamber;  $P_o$  – fluid pressure at jet pump inlet;  $L$  – distance from the nozzle to the entrance to the mixing chamber;  $P_o$  – pressure at the inlet to the mixing chamber;  $(P_d - P_s)$  – increase in pressure of the pumped fluid in the jet pump;  $(P_i - P_d)$  – pressure drop of the working fluid due to dissipation of its kinetic energy

струйного аппарата имеет собственный режим потока, описываемые соответствующими уравнениями для расчета изменения давления и других параметров по длине аппарата [20]. В качестве допущений, которые использовались при выводе уравнений и получении результатов в настоящей работе, были приняты следующие:

1) гидродинамические процессы в скважине и внутри эжектора протекают изотермически;

2) при изменении давления плотность жидкости остается постоянной;

3) коэффициент сжатия струи в сопле эжектора равен 1.

Расчетная схема струйного насоса и распределение давлений в его элементах представлено на рис. 2.

1. *Высоконапорное сопло.* Энергия, привносимая силовой жидкостью, состоит из кинетической энергии и потенциальной энергии. Кинетическая энергия связана со скоростью истечения струи и потенциальной энергией, зависящей от давления на входе в сопло. Силовая жидкость, в общем случае, подается от силовой насосной установки (например, УЭЦН) и направляется в камеру смешения через сопло как высокоскоростная струя. При входе в камеру смешения силовая жидкость смешивается с эжектируемой жидкостью.

Уравнение Бернулли описывает закон сохранения энергии для сопла

$$P_i + \frac{1}{2} \rho_1 v_i^2 = P_0 + \rho_1 v_n^2 + K_n \frac{1}{2} \rho_1 v_n^2, \quad (1)$$

где индексы:  $i$  — параметры жидкости на входе в сопло;  $n$  — параметры жидкости в сопле; 1 — параметры рабочего потока жидкости;  $K_n$  — коэффициент потерь давления на трение в сопле;  $\rho$  — плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $v$  — скорость жидкости, м/с.

Так как диаметр сопла во много раз меньше диаметра пространства между

выкидом ЭЦН и соплом ( $d_n \ll d_i$ ), то скорость рабочего потока в линии подачи пренебрежительно мала в сравнении со скоростью в самом сопле ( $v_n \gg v_i$ ), в связи с чем компонент  $\frac{1}{2} \rho_1 v_i^2$  пренебрегается. Таким образом выражение (1) можно представить как:

$$P_i - P_0 = Z(1 + K_n), \quad (2)$$

где  $Z = \frac{1}{2} \rho_1 v_n^2$  определяется как динамический напор.

При этом давление на выходе из сопла  $P_0$  приблизительно равно давлению на приеме струйного насоса  $P_s$ . Данное допущение справедливо для струйных насосов с соплом, удаленным на некоторое расстояние от камеры смешения, и, следовательно, высокоскоростная струя истекает в среду с давлением, близким или равным давлению в приемной камере.

2. *Приемная камера.* Эжектируемый поток жидкости подается в струйный насос через приемную камеру, представленную кольцевым пространством. Важно отметить, что пассивный (эжектируемый) поток подается в насос (приемную камеру) за счет снижения давления в камере смешения. Смешение рабочей и эжектируемой жидкостей, а также обмен энергией, происходит практически мгновенно.

Изменение давления в приемной камере может быть сформулировано из уравнения Бернулли и выражено следующим образом:

$$M = (P_s - P_0) = Z(1 + K_{en}) \frac{S \cdot M^2}{C^2}, \quad (3)$$

где  $M = Q_2/Q_1$  — коэффициент эжекции;  $K_{en}$  — коэффициент потерь давления на входе в камеру смешения;  $S = \rho_2/\rho_1$  — отношение плотностей жидкости;  $C = (1 - b)/b$  — безразмерный коэффициент, где  $b$  — отношение площади сопла к площади камеры смешения.



Для случая, когда плотности рабочей и пассивной жидкостей равны, выражение (3) может быть представлено следующим образом:

$$M = (P_s - P_o) = Z(1 + K_{en}) \frac{M^2}{c^2}. \quad (4)$$

3. *Камера смешения.* Основной обмен энергией происходит в камере смешения, при этом предполагается полное смешение рабочей и эжектируемых жидкостей. Основным допущением является то, что скорости потоков на входе в камеру смешения и на выходе имеют равномерное распределение. На основе данного предположения применяется закон сохранения импульса: импульс смешанного потока при выходе из камеры смешения равен импульсу жидкостей, поступающих в нее.

Импульс жидкостей, покидающие контрольный объем, минус импульс поступающих жидкостей, равен внешней силе; то есть изменению давления в контрольном объеме с площадью поперечного сечения  $A_{th}$ . Объединив это с установленным соотношением объема газа, баланс энергий можно записать в виде:

$$A_{th}(P_o - P_t) - \int dFr = (m_1 + m_2)V_{3t} - m_1 v_n, \quad (5)$$

где  $P_t$  — давление в камере смешения;  $Fr$  — диссипация импульса;  $m_1, m_2$  — массовый расход рабочей и эжектируемой жидкостей, соответственно;  $V_{3t}$  — скорость смешанного потока ( $m_1 + m_2$ ) на выходе из камеры смешения.

Используя уравнение неразрывности и разделив выражение (5) на  $A_{th}$ , получим следующее выражение для несжимаемой жидкости:

$$P_t - P_o = Z \left[ 2b + \frac{S \cdot M^2 b^2}{1 - b} - b^2(2 + K_{th})(1 + S \cdot M)(1 + M) \right]. \quad (6)$$

При этом на выходе из камеры смешения поток имеет высокую кинетиче-

скую энергию, в связи с чем необходим диффузор для конвертации ее в потенциальную энергию.

4. *Диффузор.* Диффузор представляет собой расширяющийся канал течения смешанного потока. Длина диффузора определяет восстановление давления в струйном насосе, при этом пологий угол диффузора обеспечивает наилучшее восстановление давления.

Как описывалось выше, на выходе из диффузора большая часть кинетической энергии превращается в потенциальную энергию, что обеспечивает необходимую энергию для подъема смешанного потока жидкостей на поверхность.

Увеличение давления по длине диффузора описывается так же, как для камеры смешения и сопла, а изменение энергии — уравнением непрерывности

$$\int_t^d \frac{dP}{\rho} + \int_t^d V dV + \int_t^d \Delta P_f / \rho_{3t} = 0, \quad (7)$$

где  $\int_t^d \frac{dP}{\rho}$  — гидростатический напор;

$\int_t^d V dV$  — скоростной напор;  $\int_t^d \Delta P_f / \rho_{3t}$  — компонент, учитывающий диссипацию энергии.

Уравнение (7) в окончательной форме может быть выражено следующим образом:

$$P_d - P_t = Z^2 b^2 (1 + S \cdot M) (1 - K_{di} - a^2). \quad (8)$$

*Потери давления на трение в струйном насосе.* При эксплуатации струйного насоса имеются потери на трение, наблюдаемые во всех его частях.

Для учета этих потерь используются так называемые коэффициенты потерь давления на трения в различных узлах струйного насоса. Эти коэффициенты зависят от геометрии насоса, давлений, вязкости, расходов и т.д. Коэффициенты потерь постоянной величины также ве-

Таблица 1

**Рекомендуемые значения коэффициентов потерь давления на трение**  
**Recommended values of the friction pressure loss coefficient**

Параметр	Обозначение	Значение
Коэффициент потерь давления на трение в сопле	$K_n$	0,05
Коэффициент потерь давления на трение в приемной камере	$K_{en}$	0,00
Коэффициент потерь давления на трение в камере смешения	$K_{td}$	0,20

роятны в случаях с высокими числами Рейнольдса. Стандартным подходом является их экспериментальное определение для конкретного используемого насоса и для конкретной перекачиваемой среды при определенных расходах жидкости.

Кроме того, имеется ряд публикации, обосновывающих, что коэффициенты трения имеют некоторые усредненные значения, которые действительны для определенного диапазона отношений сопла-камера смешения. В табл. 1 приведены рекомендуемые значения коэффициентов потерь давления на трение, полученные экспериментальным путем [21].

*Коэффициент полезного действия.* Как и для любого насоса, эффективность (КПД) струйного насоса описывается как:

$$\eta = \frac{\text{Полезная работа}}{\text{Затраченная энергия}} \cdot \quad (9)$$

Это же уравнение может быть выражено через расходы жидкостей и перепады давлений для конкретных условий:

$$\eta = \frac{(P_d - P_s) \cdot Q_2}{(P_i - P_d) \cdot Q_1} = M \cdot N. \quad (10)$$

Таким образом повышение давления в эжектируемом потоке до уровня давления силовой жидкости определяет эффективность струйного насоса. Обмен энергией рассматривается как изменение давления в струйном насосе.

Используя выражения (1)–(9) можно получить теоретический параметр  $N$ , характеризующий соотношение давлений жидкостей в струйном насосе (рис. 3):

$$N = \frac{n_1}{n_2}, \quad (11)$$

где

$$n_1 = 2b + \frac{2S \cdot M \cdot c^2 \cdot b^2}{1 - b} - b^2 (1 + K_{th} + K_{di} + a^2)(1 + m) \cdot (1 + S \cdot M) - \frac{S \cdot M^2}{c^2} (1 + K_{en}) \cdot \quad (12)$$

$$n_2 = 1 + K_n - n_1, \quad (13)$$

где  $n_1$  и  $n_2$  – безразмерные коэффициенты.

*Определение оптимального коэффициента эжекции.* Рекомендуемое значение рабочей точки для коэффициента эжекции является значение  $M = (2/3) M_{орт}$ , при этом значение  $M_{орт}$  является коэффициентом эжекции при максимальном КПД. Значение  $M_{орт}$  может быть выведено путем дифференцирования уравнений (10)–(11), а после приравненным нулю для нахождения его действительного корня.

Более высокие значения эжекции чреваты повышенным риском кавитации при незначительном увеличении КПД насоса (рис. 3).

*Кавитация струйного насоса.* Струйные насосы подвержены кавитации, которая возникает при падении давления в камере смешения ниже давления насыщения паров. Обычно кавитационные режимы наблюдаются при высоких расходах жидкости через камеру смешения.

При кавитационном режиме снижение противодавления на насос не оказы-



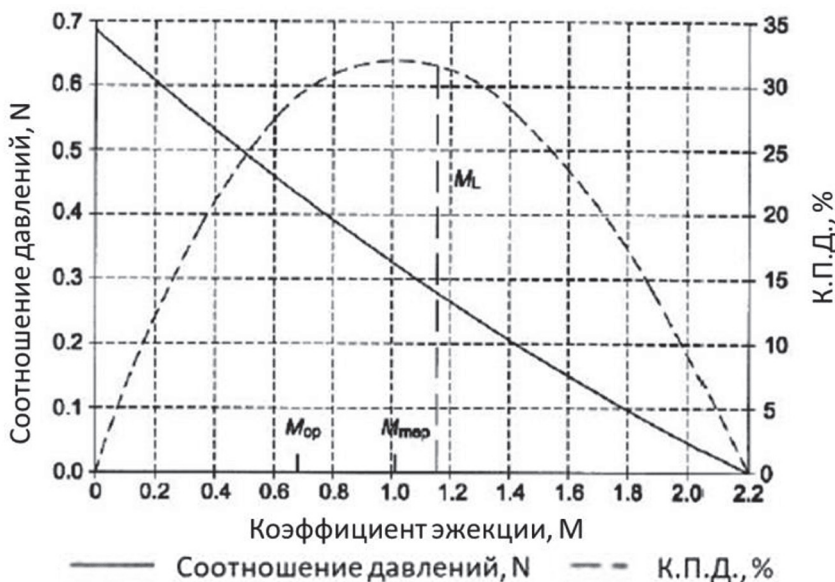


Рис. 3. Зависимость КПД струйного насоса и коэффициента эжекции [18]

Fig. 3. The dependence of the efficiency of the jet pump and the coefficient of ejection [18]

ваит влияния на коэффициент эжекции  $M$ . Однако кавитация приводит к интенсивному эрозионному разрушению рабочих поверхностей струйного аппарата.

На основе экспериментальных данных для прогноза работы струйного насоса в бескавитационном режиме определен коэффициент  $M_c$ , определяющий

коэффициент эжекции, выше которого наблюдается кавитация в работе струйного насоса:

$$M_c = c \left( \frac{P_s - P_v}{\sigma \cdot Z} \right)^{0,5}, \quad (14)$$

где  $\sigma$  — кавитационный коэффициент, равный 1,35.

Таблица 2

**Расчетные данные совместной работы системы «пласт–ЭЦН–струйный насос»**  
**Calculated data of the joint operation of the system «reservoir-ECP-jet pump»**

Отношение площади сопла к площади камеры смешения СН	Коэффициент эжекции СН	Коэффициент полезного действия ТНУ	Подача ТНУ	Кавитационный коэффициент эжекции СН	Кавитационная устойчивость СН
$b$	$M$	$\eta, \%$	$q_2, \text{ м}^3/\text{сут}$	$M_c$	$CR, \%$
0,1	1,80	32,6	1029,9	4,22	56
0,23	0,88	34,5	504,1	1,88	42
0,3	0,52	33,8	297,5	1,09	40
0,4	0,33	32,0	187,3	0,70	47
0,5	0,21	29,2	120,4	0,47	43
0,6	0,13	25,4	76,9	0,31	48
0,7	0,08	20,6	47,9	0,20	55
0,8	0,05	14,5	27,8	0,11	60
0,9	0,02	7,42	12,8	0,05	55

Сравнение прогнозируемого коэффициента эжекции  $M$  с предполагаемой  $M_c$  является важным шагом при проектировании струйного насоса и служит для выбора оптимальной геометрии насоса.

### Результаты исследований

Оценка работоспособности и достоверности математической модели проводилась путем расчетного моделирования режимов работы струйного насоса совместно с ЭЦН «Grundfos SP-17-8NE» на виртуальной модели скважины с применением программного пакета Maple, компании Waterloo Maple Inc. Исходные данные соответствовали реальным условиям откачной скважины на месторождении урана «Хорасан». Это позволило получить наглядные характеристики режимов работы ТНУ при различных соотношениях площади сопла к площади камеры смешения струйного насоса в диапазоне  $b = 0,1...0,9$ .

Некоторые результаты расчетного моделирования приведены в виде сводной таблицы основных параметров ТНУ (табл. 2).

Исходя из анализа полученных данных расчета следует, что при  $b = 0,23$  отмечается наивысшее значение КПД при относительной бескавитационной работе в заданных скважинных условиях. При этом, оптимальные конструктивные параметры струйного насоса составили: площадь сопла  $A_n = 0,1092647857 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ , откуда диаметр сопла — 11,79 мм; диаметр камеры смешения — 24,6 мм; расстояние между соплом и камерой смешения — 24,6 мм; длина камеры смешения — 196,8 мм.

Моделирование позволило также выработать ряд рекомендаций по геометрии основных элементов СН.

Важными параметрами при дизайне являются расстояние между соплом и камерой смешения и длина последней. При выборе слишком длинных камер

смешения наблюдается потеря кинетической энергии и, как следствие, ухудшение напорной характеристики насоса. Расстояние между соплом и камерой смешения оказывает существенное влияние на потерю кинетической энергии рабочего потока и ухудшение кавитационной устойчивости насоса. Сопло рекомендуется короткого конического дизайна для снижения потерь давления на трение при истечении высокоскоростной струи. Согласно экспериментальным данным получено оптимальное расстояние между соплом и горловиной камеры смешения как  $S_p/D_{th}$  в диапазоне 0,5–2,0 для предотвращения кавитации, однако рекомендуемое значение — 1.

Длина камеры смешения рекомендуется  $L/D_{th} = 8$ , однако эффективность насоса может быть улучшена и за счет изменения длины камеры смешения.

### Обсуждение результатов

На основании уравнения Бернулли разработана математическая модель работы струйного насоса, работающего в тандеме с ЭЦН, применительно к условиям откачки продуктивных растворов урана в технологии ПСВ. При разработке модели был учтен мировой опыт их практического применения, расчета и проектирования.

Работоспособность и достоверность математической модели подтверждена сравнением результатов компьютерного моделирования с результатами исследований на физической модели струйного насоса. Установлено, что математическая модель позволяет оперативно и с достаточной точностью определять:

- эффективные показатели ТНУ (суммарную подачу и коэффициент эжекции) при применении в откачных скважинах с различными динамическими условиями;
- оптимальные геометрические параметры струйного насоса, обеспечивающие эти эффективные показатели;

- продольные профили давлений в каждом его элементе в зависимости от их конструктивных параметров и гидродинамических условий в откачной скважине, что позволяет прогнозировать диапазон его безкавитационных режимов.

На основании анализа результатов моделирования установлена высокая чувствительность кавитационных режимов работы струйного насоса не только к эксплуатационным условиям, но и к конструктивным параметрам основных элементов струйного насоса.

## Заключение

Результаты моделирования с применением разработанной математической модели показали достаточную сходимость расчетных конструктивных параметров струйного насоса с результатами исследований на его физической модели. Полученные положительные результаты позволяют рекомендовать ее для практического применения при разработке конструкций или подборе струйных насосов, работающих в тандеме с погружными ЭЦН в технологии добычи урана методом ПСВ.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Hassan M. Badr, Wael H. Ahmed.* Common Problems in Centrifugal Pumps // Pumping Machinery Theory and Practice, 2014, chap.5. DOI 10.1002/9781118932094 <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/9781118932094.ch5>.

2. *Шмидт А. А.* Повышение эффективности эксплуатации скважин, осложненных содержанием мехпримесей в продукции: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. — Уфа, 2007. — 25 с.

3. *Смольников С. В. и др.* Методы защиты насосного оборудования для добычи нефти от механических примесей. — Уфа: Нефтегазовое дело, 2010. — 41 с.

4. *Шашкин М. А.* Применяемые в ТПП «Лангепаснефтегаз» методы защиты для снижения негативного влияния механических примесей на работу ГНО // Инженерная практика. — 2010. — № 2. — С. 26—31.

5. *Казаков Д. П.* Повышение эффективности эксплуатации скважин электроцентробежными насосами после гидравлического разрыва пласта: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. — Уфа, 2010. — 26 с.

6. *Шерстюк А. Н., Анникова Ю. Н., Ермолаева Т. А. и др.* Режим работы погружного центробежного насоса для добычи нефти // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2005. — № 8. — С. 18—20.

7. *Соколов Е. Я., Зингер Н. Л.* Струйные аппараты. — М.: Энергоатомиздат, 1989. — 352 с.

8. *Мищенко И. Т., Гумерский Х. Х., Марьенко В. П.* Струйные насосы для добычи нефти. — М.: Нефть и газ, 1996. — 150 с.

9. *Атнабаев З. М.* Совершенствование эксплуатации скважин установками электроцентробежных насосов с эжекторами на месторождениях Западной Сибири: Дис. ... канд. техн. наук. — Уфа, 2007. — 106 с.

10. *Валеев М. Д., Бортников А. Е., Попова Л. З., Ведерников В. Л.* Обоснование и основные условия перевода скважин на одновременно-раздельную эксплуатацию // Нефтяное хозяйство. — 2011. — № 8. — С. 64—67.

11. *Вербицкий В. С., Грехов И. В., Деньгаев А. В. и др.* Промысловые исследования насосно-эжекторных систем «Тандем» в ОАО «Юганскнефтегаз» // Нефтяное хозяйство. — 2005. — № 2. — С. 96—99. <http://naukarus.com/promyslovye-issledovaniya-nasosno-ezhektornyh-sistem-tandem-v-oao-yuganskneftegaz>.

12. *Дроздов А. Н., Вербицкий В. С., Деньгаев А. В. и др.* Погружные насосы и насосно-эжекторные системы — новые возможности в нефтегазодобыче, нефтеотдаче и нефтегазосборе // Вестник НК «ЮКОС». — 2004. — № 10. — С. 3—9.

13. *Girgıdov A. D.* Efficiencies of Jet Pumps // Power Technology and Engineering, 2015, Vol. 48, Issue 5, pp. 366—370. <https://link.springer.com/article/10.1007/s10749-015-0535-0>.

14. *Gruppıng A. W., Coppes J. L. R., Groot J. G.* Fundamentals of Oilwell Jet Pumping // SPE Production Engineering, 1988, no 3(1), pp. 9—14. DOI: 10-2118/15670-PA.

15. *Помазкова З. С.* Расчет струйных насосов к установкам для нефтяных скважин. — М.: ЦБТИ, 1961. — 66 с.

16. Кулак А. П., Шестозуб А. Б., Коробов В. И. Приближенный расчет струйных насосов // Прикладна гідромеханіка. — 2011. — Т. 13. — № 1. — С. 29–34. [osplayer.ru/41985988-Priblizhenny-raschet-struynyh-nasosov.html](http://osplayer.ru/41985988-Priblizhenny-raschet-struynyh-nasosov.html).

17. Olumayowa T. Kajero, Rex B. Thorpe, Yuan Yao, David Shan Hill Wong, Tao Chen. Meta-Model-Based Calibration and Sensitivity Studies of Computational Fluid Dynamics Simulation of Jet Pumps // Chemical engineering and technology, 2017, Vol. 40, Issue 9, pp. 1674–1684. <https://doi.org/10.1002/ceat.201600477>

18. Michael Teti, Jan K. Spelt, Marcello Papini. Jet properties and mixing chamber flow in a high-pressure abrasive slurry jet: part II—machining rates and CFD modeling // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2019, Vol. 101, Issue 9–12, pp. 3021–3034. <https://link.springer.com/article/10.1007/s00170-018-3041-3>.

19. Спиридонов Е. К. Расчет струйного насоса для гидросистем водоотлива и опорожнения емкостей // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2005. — № 1. — С. 21–25.

20. Karassik I.J., Messina J.P., Cooper P., Heald C.C. Pump Handbook. New York: McGraw-Hill, 2007. 3 edition.

21. Cunningham R. G. Jet Pump Theory and Performance with Fluids of High Viscosity. Proc. ASME (1957) 79. 1807–20. **ИЗБ**

## REFERENCES

1. Hassan M. Badr, Wael H. Ahmed. Common Problems in Centrifugal Pumps. *Pumping Machinery Theory and Practice*, 2014, chap. 5. DOI 10.1002/9781118932094 <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/9781118932094.ch5>.

2. Schmidt A. A. *Povyshenie effektivnosti ekspluatatsii skvazhin, oslozhnennykh sodержaniem mekhprimesey v produktsii* [Improving the efficiency of operation of wells, complicated by the content of solids in products], Candidate's thesis, Ufa, 2007, 25 p.

3. Smol'nikov S. V. *Metody zashchity nasosnogo oborudovaniya dlya dobychi nefiti ot mekhanicheskikh primesey* [Methods of protection of pumping equipment for oil extraction from mechanical impurities], Ufa, Neftgazovoe delo, 2010, 41 p.

4. Shashkin M. A. *Primenyaemye v TPP «Langepasneftegaz» metody zashchity dlya snizheniya negativnogo vliyaniya mekhanicheskikh primesei na rabotu GNO. Inzhenernaya praktika*. 2010, no 2, pp. 26–31. [In Russ].

5. Kazakov D. P. *Povyshenie effektivnosti ekspluatatsii skvazhin elektrotsentrobezhnymi nasosami posle gidravlicheskogo razryva plasta* [Improving the efficiency of well operation by electric centrifugal pumps after hydraulic fracturing], Candidate's thesis, Ufa, 2010, 26 p.

6. Sherstyuk A. N., Annikova Yu. N., Ermolaeva T. A. Mode of operation of a submersible centrifugal pump for oil production. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*. 2005, no 8, pp. 18–20. [In Russ].

7. Sokolov E. Ya., Zinger N. L. *Struynye apparaty* [Jet apparatus], Moscow, Energoatomizdat, 1989, 352 p.

8. Mishchenko I. T., Gumerskiy Kh. Kh., Mar'enko V. P. *Struynye nasosy dlya dobychi nefiti* [Jet Pumps for Oil Production], Moscow, Neft' i gaz, 1996, 150 p.

9. Atnabaev Z. M. *Sovershenstvovanie ekspluatatsii skvazhin ustanovkami elektrotsentrobezhnnykh nasosov s ezhektorami na mestorozhdeniyakh Zapadnoy Sibiri* [Improving the operation of wells by electric centrifugal pumps with ejectors in the fields of Western Siberia], Candidate's thesis, Ufa, 2007, 106 p.

10. Valeev M. D., Bortnikov A. E., Popova L. Z., Vedernikov V. L. Justification and basic conditions for the transfer of wells for simultaneous-separate operation. *Neftyanoe khozyaystvo*. 2011, no 8, pp. 64–67. [In Russ].

11. Verbitskiy V. S., Grekhov I. V., Den'gaev A. V. Field studies of the Tandem pumping and ejector systems at Yuganskneftegaz. *Neftyanoe khozyaystvo*. 2005, no 2, pp. 96–99. <http://naukarus.com/promyslovye-issledovaniya-nasosno-ezhektornyh-sistem-tandem-v-oao-yuganskneftegaz>. [In Russ].

12. Drozdov A. N., Verbitskiy V. S., Den'gaev A. V. Submersible pumps and pump-ejector systems – new opportunities in oil and gas production, oil recovery and oil and gas recovery. *Vestnik NK «YUKOS»*. 2004, no 10, pp. 3–9. [In Russ].
13. Girgidov A. D. Efficiencies of Jet Pumps. *Power Technology and Engineering*, 2015, Vol. 48, Issue 5, pp. 366–370. <https://link.springer.com/article/10.1007/s10749-015-0535-0>.
14. Gruppung A. W., Coppes J. L. R., Groot J. G. Fundamentals of Oilwell Jet Pumping. *SPE Production Engineering*, 1988, no 3(1), pp. 9–14. DOI: 10-2118/15670-PA.
15. Pomazkova Z. S. *Raschet struynykh nasosov k ustanovkam dlya neftyanykh skvazhin* [Calculation of jet pumps to installations for oil wells], Moscow, TSBTI, 1961, 66 p.
16. Kulak A. P., SHestozub A. B., Korobov V. I. Approximate calculation of jet pumps. *Prikladna gidromekhanika*. 2011. Vol. 13, no 1, pp. 29–34. [ocplayer.ru/41985988-Priblizhenny-raschet-struynykh-nasosov.html](http://ocplayer.ru/41985988-Priblizhenny-raschet-struynykh-nasosov.html)
17. Olumayowa T. Kajero, Rex B. Thorpe, Yuan Yao, David Shan Hill Wong, Tao Chen. Meta-Model-Based Calibration and Sensitivity Studies of Computational Fluid Dynamics Simulation of Jet Pumps. *Chemical engineering and technology*, 2017, Vol. 40, Issue 9, pp. 1674–1684. <https://doi.org/10.1002/ceat.201600477>
18. Michael Teti, Jan K. Spelt, Marcello Papini. Jet properties and mixing chamber flow in a high-pressure abrasive slurry jet: part II—machining rates and CFD modeling. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2019, Vol. 101, Issue 9–12, pp. 3021–3034. <https://link.springer.com/article/10.1007/s00170-018-3041-3>.
19. Spiridonov E. K. The calculation of the jet pump for hydraulic drainage and emptying tanks. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*. 2005, no 1, pp. 21–25. [In Russ].
20. Karassik I. J., Messina J. P., Cooper P., Heald C. C. *Pump Handbook*. New York: McGraw-Hill, 2007. 3 edition.
21. Cunningham R. G. *Jet Pump Theory and Performance with Fluids of High Viscosity*. Proc. ASME (1957) 79. 1807–20.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Мырзахметов Бейбит Абикенович<sup>1</sup> — канд. техн. наук, доцент,  
 Крупник Леонид Андреевич<sup>1</sup> — д-р техн. наук, профессор.  
 Султабаев Архат Ерболович<sup>1</sup> — научный сотрудник;  
 Токтамисова Салтанат Махмутовна<sup>1</sup> — научный сотрудник,  
 e-mail: salta.mahmood@gmail.com.

<sup>1</sup> Горно-металлургический институт имени О.А. Байконурова,  
 Казахский национальный исследовательский технический университет  
 имени К.И. Сатпаева, Казахстан.

**Для контактов:** Токтамисова С.М., e-mail: salta.mahmood@gmail.com.

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

B.A. Myrzakhmetov<sup>1</sup>, Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor,  
 L.A. Krupnik<sup>1</sup>, Dr. Sci. (Eng.), Professor,  
 A.E. Sultabayev<sup>1</sup>, Researcher;  
 S.M. Toktamissova<sup>1</sup>, Researcher,  
 e-mail: salta.mahmood@gmail.com,

<sup>1</sup> O.A. Baykonurov Mining and Metallurgy Institute,  
 K.I. Satpayev Kazakh National Research Technical University,  
 050013, Almaty, Kazakhstan.

**Corresponding author:** S.M. Toktamissova, e-mail: salta.mahmood@gmail.com.

