СЕРГЕЙ ПЕЩЕРЕНКО
Главный научный сотрудник
АО «Новомет-Пермь»

ОПТИМИЗАЦИЯ ВОДЯНОГО СТРУЙНОГО НАСОСА

Водяные струйные насосы используются при откачке жидкости глушения из нефтяных скважин. По сравнению с лопастными насосами, они имеют более высокую гидроабразивную стойкость, но существенно меньший КПД, что ограничивает их массовое применение.
Другой перспективной областью применения струйных насосов является добыча геотермальных вод, поскольку применяемое сегодня оборудование не позволяет эксплуатировать высокотемпературные скважины.

Механизированная добыча воды из геотермальных скважин осуществляется погружными насосами с приводом от поверхностного или от погружного электродвигателя.

Поверхностный электродвигатель соединяют с погружным насосом гибким валом [1,2]. Недостатком такого способа является ограниченная глубина спуска насоса (не более 600 м) из-за большого угла закручивания и изгибных колебаний вала, приводящих к его разрушению, а высокотемпературные скважины имеют существенно большую глубину. При использовании в качестве привода погружного электродвигателя глубина спуска насоса определяется уже температурой скважинной жидкости, при которой еще не происходит пробоя электроизоляции, обычно это порядка 200-250°C [3].

Оба способа не позволяют добывать глубоко лежащие геотермальные воды, что ограничивает развитие геотермальной энергетики. Одним из путей решения данной проблемы могло бы стать использование водяных струйных насосов, однако КПД серийных струйных насосов мал и обычно не превышает 30% [4-6].

Принцип работы струйного насоса основан на двух эффектах. Первый (см. рис. 1) состоит в создании области пониженного давления внутри приемной камеры путем инжекции высокоскоростной струи рабочей жидкости из сопла. Это приводит к возникновению притока откачиваемой жидкости из приемной камеры в камеру смешения. Второй эффект состоит в смешивании откачиваемой и рабочей жидкости в камере смешения и росте давления смеси, когда смесь из камеры смешения, где она имеет высокую скорость, т.е. высокую кинетическую энергию, поступает в диффузор, где скорость уменьшается, а давление растет.

Основной физический процесс в струйном насосе - это взаимодействие затопленной струи, вытекающей из сопла, с откачиваемой жидкостью. Он протекает внутри камеры смешения.

Задача проектирования водяного струйного насоса состоит в установлении зависимости его рабочих характеристик от конструкции насоса. При этом сам насос естественно представить в виде совокупности трех блоков: входного, состоящего из сопла и приемной камеры (в них происходит формирование исходного состояния рабочей и откачиваемой жидкости), камеры смешения (образование смеси перекачиваемой и рабочей жидкости) и диффузора (где происходит превращение кинетической энергии смеси в давление).

В [4-6] были подведены итоги экспериментальных исследований влияния конструкции струйных насосов на их рабочие характеристики. Для всех основных размеров насосов (см. рис. 1) были рекомендованы их числовые значения, обеспечивающие максимальный КПД, где через Di, Lj, αk обозначены диаметры, линейные размеры и углы соответственно. Сопло имеет вид конического конфузора с углом сужения α1 = 14 – 15° и диаметром Dp на входе и Dn на выходе. Камера смешения состоит из входного участка и цилиндрической части с диаметром Dm = (2.0 – 3.5) Dn и длиной Lm = (6 –– 10) Dm. Расстояние от кончика сопла до цилиндрической части камеры смешения Lmn = (1.0 – 1.5) Dm. Угол раскрытия диффузора α2 = 4 – 5°. Ограничения на размеры приемной камеры сводились к минимизации ее гидродинамического сопротивления [6].

В настоящее время совершенствование конструкции водяных струйных насосов осуществляется, в основном, методами вычислительной гидродинамики.

Рис. 1. Схема струйного насоса, его основные геометрические размеры и граничные условия

Так, в [7] сравнивали КПД насосов с разной формой сопла: квадратной, треугольной или круглой и установили, что КПД максимален, когда сопло круглое. В [8] было показано, что толщина стенок на кончике сопла практически не влияет на КПД насоса. В [9] варьировали число сопел, расстояние от кончика сопла до камеры смешения Lmn и шероховатость стенок. КПД был максимален, когда сопло одно, Lmn = 0, а шероховатость минимальна. Более детально влияние шероховатости было исследовано в [10], где установили, что КПД линейно уменьшается при увеличении шероховатости. В [11] варьировали расстояние от кончика сопла до камеры смешения Lmn и длину камеры смешения Lm, и получили максимальное значение КПД при Lmn ≈ 0.5 Dm и Lm ≈ 3.5 Dm. В [12,13] провели оптимизацию струйного насоса путем варьирования одного из параметров Dm, Lmn, Lm, фиксируя остальные. Показали, что при шероховатости менее 5*10^(-5)Dm КПД не меняется при геометрическом масштабировании конструкции и при Dm = 2.4 Dn, Lm = 7.4 Dm, Lmn = 0.8 Dm имеет величину ~35%. В [14] оптимизация проводилась также путем варьирования одного из параметров: Dm, Lmn, Lm и α2 при фиксированных остальных, получили КПД, равный 37.8%.

Из обзора литературы видно, что при поиске лучшей конструкции струйного насоса в качестве варьируемых параметров обычно выбирали геометрические размеры камеры смешения. Основным методом исследований было поочередное их варьирование, взаимное влияние не учитывали. Было установлено, что максимальный КПД равен 35 – 38%, однако рекомендации разных авторов были противоречивыми.

Целью данной работы стала оптимизация водяного струйного насоса при одновременном варьировании всех значимых геометрических размеров.

Поскольку насос предназначается для массового применения, то оптимизацию провели при технологических ограничениях, обеспечивающих его массовое изготовление на машиностроительных предприятиях: сопло – конический конфузор, камера смешения – цилиндрическая, диффузор конический.

Постановка задачи и описание методики ее решения

Основными интегральными характеристиками струйного насоса являются КПД и коэффициент инжекции. При вычислении КПД естественно использовать изменение энтальпии жидкости W(S, P). Поскольку течение практически адиабатическое, а давление является контролируемым параметром, то dW = VdP и КПД удобно определить как отношение изменения энтальпии, получаемой инжецируемой жидкостью в единицу времени Qs(Pd – Ps) к энтальпии, подводимой к рабочей жидкости в единицу времени Qp(Pp – Pd):

1 $$\mu = \frac{Q_s}{Q_p} \cdot \frac{P_d - P_s}{P_p - P_d} = M_r \cdot P_r,$$

где Pp, Qp, Ps, Qs – давление и объемная подача жидкости в сопле и приемной камере, Pd – давление на выходе из диффузора, Mr = Qs/Qp – коэффициент инжекции, а Pr = (Pd – Ps)/(Pp – Pd) – отношение давлений. То, что КПД насоса не зависит от каждого из давлений Pp, Ps, Pd, а от их безразмерной комбинации, можно объяснить тем, что на величины Pp, Ps, Pd накладываются два условия: произвольность выбора начала отсчета давления (т.к. жидкость несжимаемая) и равенство давлений на выходе из сопла и в приемной камере.

Безразмерные параметры Mr, Pr, не являются независимым. Так, при теоретическом анализе работы водяных струйных насосов, который проводят на основе законов сохранения импульса, массы и закона Бернулли [5], получают зависимость Pr(Mr) в виде отношения квадратичных полиномов относительно Mr и записывают μ = Mr x Pr (Mr), т.е. считают μ (Mr).

Однако, в типичных эксплуатационных условиях, обычно можно контролируемо изменять давления Ps, Pd, Pp, т.е. величину Pr. Откликом на изменение давления на входах (в сопло и приемную камеру) и выходе из диффузора является изменение КПД (μ) и коэффициента инжекции (Mr) струйного насоса. Поэтому естественно рассматривать Pr в качестве аргумента и считать, что

2 $$M_r(P_r) \text{ и тогда } \mu = M_r(P_r) \cdot P_r = \mu(P_r)$$

а в качестве граничных условий естественно задавать давление на входе в сопло Pp, приемную камеру Ps и на выходе из диффузора Pd (см. рис. 1).

Будем рассматривать струйный насос как совокупность трех независимых блоков: входного (сопло и приемная камера), камера смешения и диффузора.

Возьмем типичные конструкции входного блока и диффузора. Сопло коническое конфузорное с α1 = 15° и цилиндрическим пояском на выходе, который препятствует заужению вытекающей струи. Потери энергии в таком сопле на 1 – 4% больше, чем в сопле с криволинейными стенками [4-6], но такое сопло существенно проще в изготовлении. Угол раскрытия диффузора α2 пока положим равным 4.5°, это минимальное рекомендованное в [4-6] значение α2. Угол наклона наружных стенок приемной камеры возьмем таким же, как внутренних, образующих конфузорное сужение сопла (см. рис.1).

Варьируемыми параметрами в задаче оптимизации конструкции струйного насоса являются геометрические размеры камеры смешения: ее радиус z1 = Rm, длина цилиндрической части z2 = Lm и расстояние от кончика сопла до цилиндрической части камеры смешения z3 = Lmn. От размерных параметров zi переходили к безразмерным xi:

3 $$x_i = \frac{z_i - z_{0i}}{\Delta z_i}, \quad i = 1, 2, 3,$$

где z0i – начальное значение варьируемой величины, Δzi – ее интервал варьирования. Параметры варьировали на трёх уровнях, по плану полного факторного эксперимента 3^3 [15]. Критерием оптимизации был КПД струйного насоса, который находили методами вычислительной гидродинамики.

При сделанных ограничениях базовая конструкция струйного насоса задается четырьмя геометрическими размерами: Dn, Dm, Lm, Lmn. Один из этих параметров можно взять в качестве естественного масштаба струйного насоса, мы выбрали Dn. Тогда при масштабировании насоса, т.е. изменении Dn и сохранении граничных условий, будем получать подобные струйные насосы.

Течение в струйном насосе считали аксиально симметричным, и расчет вели в 2D постановке. Математическая модель течения состояла из осредненных по Рейнольдсу уравнений непрерывности и Навье – Стокса, выражения Буссинеска для напряжений Рейнольдса, SST модели турбулентности, включающей уравнения для кинетической энергии турбулентных пульсаций k и частоты турбулентных пульсаций ω.

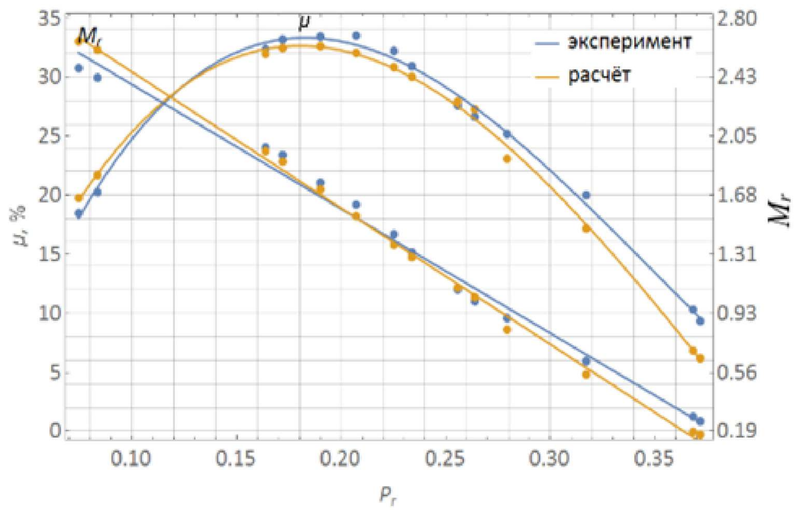
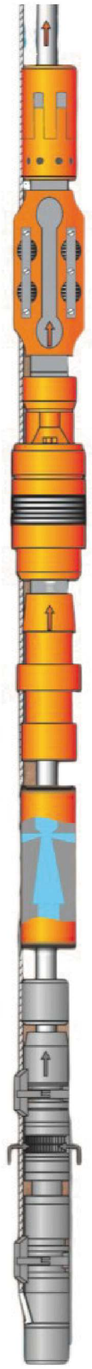


Рис. 2. . Валидация методики расчета



На стенках проточных каналов задавали 7 слоев сетки с коэффициентом роста 1.2, выбирая размер ячеек первого слоя так, чтобы y+ < 1. Варьируя средний размер ячейки сетки, находили условие сеточной независимости решения, когда результаты расчета переставали зависеть от размера сетки. Для оценки точности расчетов использовали результаты испытаний водяного струйного насоса из [12]. Расчеты проводили по описанной выше методике при невязке менее 10-5. Сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными показало, что абсолютная ошибка вычисления в области вблизи максимума КПД не превышала 1.5-2.0% (см. рис.2).

Результаты оптимизации и их обсуждение

Положили диаметр сопла Dn равным 24 мм и выбрали следующие начальные значения и интервалы варьирования параметров задачи: Rm = z1 = 25 ± 5 мм, Lm = z2 = 350 ± 50 мм, Lm = z3 = 70 ± 20 мм.

При задании граничных условий исходили из реалистических условий применения струйных насосов для скважинной добычи жидкостей. Давление на входе в приемную камеру Ps = 1 атм (насос спускают под уровень добываемой жидкости на глубину 10 м), а на выходе из диффузора Pd = 60 атм (уровень жидкости в скважине находится на глубине 500 м и насос развивает дополнительный напор 10 атм, необходимый для транспортировки воды до пункта сбора).

Целью расчетов является нахождение максимального значения функции μ (Pr). По литературным данным максимум этой функции находится при Pr x(0.28, 0.32). В расчетах мы ограничились вычислением КПД вблизи максимума и задавали Pr = 0.28. Поскольку Pr = (Pd – Ps)/(Pp – Pd), а для давлений Ps, Pd выше мы уже задали их типичные значения для условий добычи геотермальных жидкостей, то Pp = 271 атм. Матрица полного факторного эксперимента 3^3 и результаты расчетов при-ведены в табл.1, из которой видно, что максимальное значение (40.9%) КПД имел в расчете №17 при x1 = 0, x2 = 1, x3 = 0.

Далее был вычислен полином, аппроксимирующий зависимость КПД от безразмерных параметров x1, x2, x3:

4
$$\mu = 40.45 - 4.74x_1 + 0.32x_2 - 0.27x_3 - 0.10x_1x_2 - 0.60x_1x_3 - 0.38x_2x_3 - 8.98{x_1}^2 - 0.34{x_2}^2 - 0.41{x_3}^2,$$

Средняя абсолютная ошибка аппроксимации ~0.2%. Максимальному значению КПД 41.3% соответствуют безразмерные параметры x1 = –0.25, x2 = 0.79, x3 = –0.51 или

5
$$R_{\mathrm{m}} \simeq 1.0\,D_{\mathrm{n}},\ L_{\mathrm{m}} \simeq 18.1\,D_{\mathrm{n}},\ L_{\mathrm{mn}} \simeq 1.9\,D_{\mathrm{n}}.$$

На рис.3 приведена зависимость μ (x1, x2, x3) в окрестности точки максимума КПД при x1 = –0.25. Видно, что зависимость КПД от x2, x3 слабая: при варьировании x2, x3 в пределах от –1 до +1 КПД, по абсолютной величине, изменяется примерно на 1%.

№	x_1	x_2	x_3	μ, %	№	x_1	x_2	x_3	μ, %
1	-1	-1	-1	34.2	15	0	0	1	39.9
2	-1	-1	0	35.6	16	0	1	-1	40.5
3	-1	-1	1	36.0	17	0	1	0	40.9
4	-1	0	-1	35.8	18	0	1	1	39.5
5	-1	0	0	36.2	19	1	-1	-1	26.6
6	-1	0	1	36.0	20	1	-1	0	26.2
7	-1	1	-1	35.9	21	1	-1	1	25.4
8	-1	1	0	36.3	22	1	0	-1	27.2
9	-1	1	1	35.6	23	1	0	0	26.6
10	0	-1	-1	38.9	24	1	0	1	25.2
11	0	-1	0	39.6	25	1	1	-1	27.4
12	0	-1	1	39.4	26	1	1	0	26.4
13	0	0	-1	40.5	27	1	1	1	25.2
14	0	0	0	40.5	Максимум КПД – 40.9% (расчет №17)				

Таблица 1. План и результаты расчетов

Следовательно, основной вклад вносит x1 или радиус камеры смешения. Две другие варьируемые величины: длина камеры смешения и расстояние от кончика сопла до камеры смешения, внутри выбранных интервалов, влияли незначительно.

Затем были проведены расчеты течения жидкости при различных Pr в пяти геометрически подобных (Dn = 24, 16, 8, 6, 4 мм) оптимальных конструкциях насоса. Варьирование Pr осуществляли путем изменения Pp при фиксированных Ps и Pd. Результаты расчета приведены на рис. 4. Видно, что обе интегральные характеристики насоса (КПД и коэффициента инжекции) уменьшаются при уменьшении диаметра сопла Dn, что обусловлено ростом вязких потерь.

Также было установлено, что во всех масштабированных конструкциях струйного насоса, при фиксированных граничных условиях (давлениях), средняя скорость жидкости на выходе из сопла <un> была практически одной и той же, не зависела от Dn. На рис.5 приведена зависимость <un> (Pr) при пяти разных значениях Dn. Видно, что все расчетные значения (точки на графике) практически слились.

Так получилось потому, что кинетическая энергия жидкости, вытекающей из сопла, трансформируется в фиксированное граничными условиями давление на выходе из диффузора.

Вязкие потери равны разности потоков энергии жидкости, втекающей и вытекающей из насоса. Основная часть энергии поступает в насос через сопло. Оценим поток кинетической энергии жидкости, поступающей из сопла в единицу времени:

6
$$N_1 = \frac{\rho\langle u_{\mathrm{n}}\rangle^2}{2}\cdot\langle u_{\mathrm{n}}\rangle\cdot\frac{\pi {D_n}^2}{4} \sim \rho\langle u_{\mathrm{n}}\rangle^3 {D_{\mathrm{n}}}^2 \sim \frac{\rho {Q_{\mathrm{n}}}^3}{{D_{\mathrm{n}}}^4},$$

Мощность, диссипируемая на стенках камеры смешения, или потери на вязкое трение:

7
$$N_2 \sim \frac{\eta\Delta u_{\mathrm{m}}}{\Delta r}\cdot\langle u_{\mathrm{m}}\rangle\cdot D_{\mathrm{m}}\Delta r \sim \eta\langle u_{\mathrm{m}}\rangle^2 D_{\mathrm{m}} \sim \frac{\eta {Q_{\mathrm{m}}}^2}{{D_{\mathrm{m}}}^3},$$

где η – коэффициент динамической вязкости. Тогда относительное изменение энергии жидкости ε:

8
$$\varepsilon = \frac{N_2}{N_1} \sim \frac{\eta}{\rho}\left(\frac{Q_{\mathrm{m}}}{Q_{\mathrm{n}}}\right)^2\cdot\frac{{D_{\mathrm{n}}}^4}{{D_{\mathrm{m}}}^3} \sim \frac{\eta}{\rho}\cdot\frac{(1+M_{\mathrm{r}})^2}{D_{\mathrm{n}}\langle u_{\mathrm{n}}\rangle} \sim \frac{\eta}{\rho D_{\mathrm{n}}\langle u_{\mathrm{n}}\rangle},$$

где учли, что Qm/Qn ≈ 1 + Mr ≈ const. Следовательно, потери пропорциональны 1/Dn, поэтому

9
$$\mu = a(P_{\mathrm{r}}) + \frac{b(P_{\mathrm{r}})}{D_{\mathrm{n}}},$$

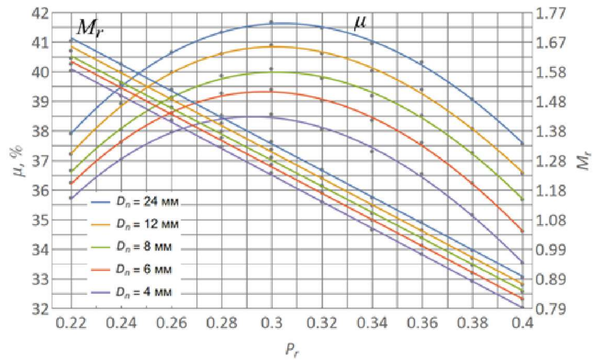


Рис. 4. Зависимость μ (Pr) и Mr (Pr) для оптимальной конструкции

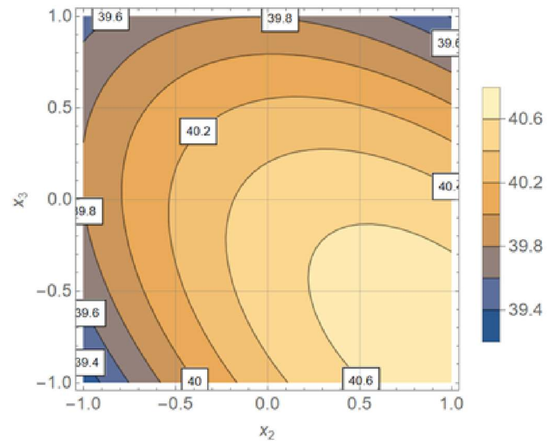


Рис. 3. Поверхности уровня КПД при x1 = –0.25

На рис.6 приведен пример аппроксимации результатов расчетов зависимостью (9) при фиксированном значении Pr = 0.3. Видно, что зависимость μ (1/Dn) действительно близка к линейной.

На рис.7а представлено распределение модуля скорости, а на рис. 7б – полного давления в сечении оптимизированного струйного насоса. Видно, что в камере смешения и на начальном участке диффузора их распределение неоднородно. Процессы смешения инжецируемой и рабочей жидкости заканчиваются в диффузоре.

Затем был вычислен поток энергии J

10
$$J = \int\left(\frac{\rho\mathbf{u}^2}{2} + \rho\varepsilon + P\right)\cdot\mathbf{u}\cdot d\mathbf{S},$$

через различные сечения насоса.

Поскольку внутренняя энергия и плотность жидкости не менялись вдоль линий тока, слагаемое ρε далее не учитывали.

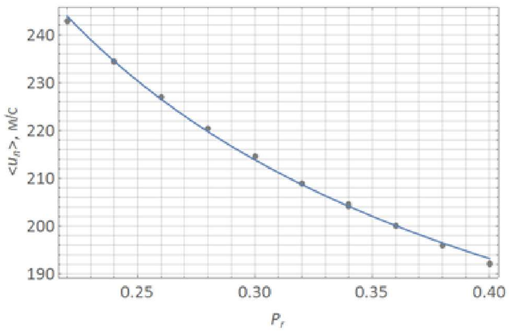


Рис. 5. Зависимость средней скорости жидкости на выходе из сопла от относительного давления Pr

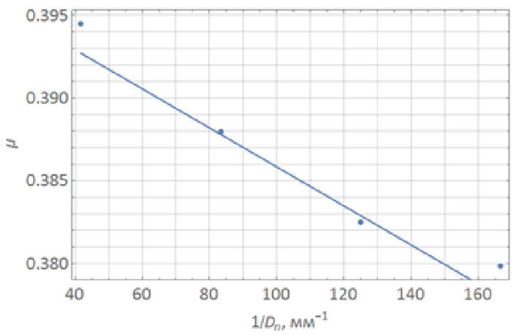


Рис. 6. Зависимость μ (1/Dn) при Pr = 0.3

Расчеты проводили для оптимальной конструкции насоса при Pr = 0.3, Dn = 24 мм. Результаты расчетов J приведены на рис.8б. Видно, что потери энергии в сопле 1 кВт, в диффузоре 4.6 кВт. Самые большие потери в камере смешения – 18.7 кВт, что составляет 35% от энергии жидкости на входе в насос. Уменьшение этих потерь и было целью проведенной оптимизации. Отметим, что КПД насоса определяется изменением энтальпии жидкости и рассмотрение потоков энергии имеет вспомогательное значение.

Затем была проведена оптимизация сопла. Сохраняя общую длину сопла такой же, как в предыдущих расчетах, меняли ее форму. Вместо конического, конфузорного сопла рассмотрели сопло с криволинейными стенками, образованными двумя кубическими параболами, гладко сшитыми в точке с координатами (x_s,y_s) (см. рис. 8) и имеющими горизонтальные касательные на входе и выходе из сопла. Размеры камеры смешения и диффузора соответствовали оптимальной конструкции, описанной выше. Результаты расчета показали, что КПД слабо зависел то координат (x_s,y_s) и был равен 43-44%, что на 1.5-2.0% выше, чем в предыдущей конструкции.

Далее, зафиксировав оптимальную конструкцию сопла и камеры смешения, варьировали угол раскрытия диффузора. Результаты расчетов приведены на рис. 9, откуда видно, что что максимум КПД, равный 46.4%, наблюдается при α2⊠[1.6°, 2.4°]. При α2 равном 4.5° КПД с криволинейным соплом составил 43.6%, что на 2.3% больше, чем для прямолинейного сопла, что обусловлено, очевидно, меньшими потерями энергии в криволинейном сопле.

Заключение

Струйный насос рассматривали как совокупность трех практически независимых блоков: входной блок (сопло и приемная камера), камера смешения и диффузор.

Входной блок осуществляет подвод рабочей и инжецируемой жидкости в насос. В камере смешения эти жидкости перемешиваются. В диффузоре кинетическая энергия смеси трансформируется в давление. Общее поле скорости и давления инжецируемой и рабочей жидкости (подаваемой в сопло) формируется на начальном участке диффузора.

Потери энергии во входном блоке и диффузоре много меньше, чем в камере смешения, поэтому оптимизация струйного насоса - это, в первую очередь, оптимизация его камеры смешения. Основными геометрическими размерами камеры смешения являются ее радиус Rm, длина Lm и расстояние от кончика сопла до цилиндрической поверхности камеры смешения Lmn. Диаметр сопла на выходе Dn может быть взят в качестве естественного масштаба геометрических размеров, поэтому параметрами оптимизации являются Rm / Dn, Lm / Dn, Lmn / Dn. Потери на вязкое трение в каждом из его блоков характеризуется числом Рейнольдса Re.

Поскольку при масштабировании все линейные размеры насоса изменяются пропорционально Dn, то и числа Рейнольдса в

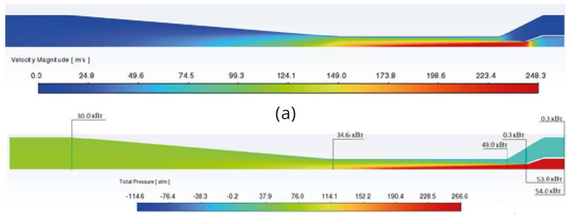


Рис. 7. Карта распределения модуля скорости (а) и полного давления (б), через характерные сечения проточного канала

разных участках его проточных каналов будут изменяться пропорционально Dn. Поэтому вязкие потери можно учитывать через Re в любом из блоков, например, на выходе из сопла. Тогда КПД насоса:

$$\mu = P_r \cdot M_r\left(P_r, \frac{R_m}{D_n}, \frac{L_m}{D_n}, \frac{L_{mn}}{D_n}, Re\right). \quad (11)$$

Течение в области смешения рабочей и инжецируемой жидкости характеризуется высокими градиентами скорости. Для моделирования таких течений требуются мелкие сетки, а значит, низкорейнольдсовские модели турбулентности. Мы выбрали SST модель. Оптимальную конструкцию насоса искали методом варьирования его геометрических размеров.

Проведенная оптимизация показала, что Rm ≃ 1.0 Dn, Lm ≃ 18.1 Dn, Lmn ≃ 1.9 Dn. Максимальное значение КПД оказалось порядка 46% для конструкции с прямолинейными поверхностями камеры смешения и при малых углах раскрытия диффузора.

Все приведенные результаты справедливы только для случая перекачки струйным насосом однофазных жидкостей. Мы не учитывали возможность кавитации (вскипания перекачиваемой жидкости в областях локального понижения давления). Этот эффект можно не учитывать только в случае достаточно больших давлений на входе в приемную камеру. Над решением этой задачи мы работаем в настоящее время.

.

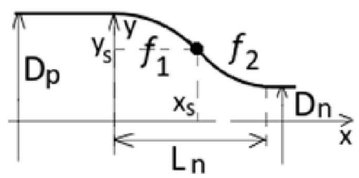


Рис. 8. Схема варьирования формы сопла

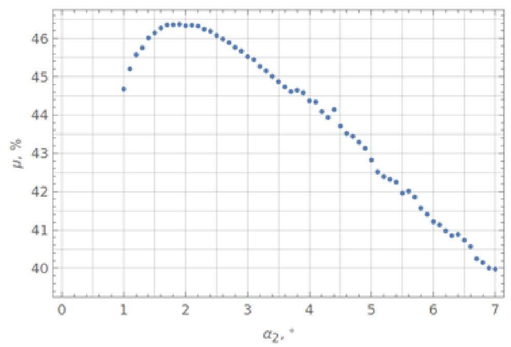


Рис. 9. Зависимость КПД от угла раскрытия диффузора α2

Список литературы

1. Idaho National Laboratory. "The Future of Geothermal Energy: Impact of Enhanced Geothermal Sys-tems (EGS) on the United States in the 21st Century". Idaho National Laboratory Report, INL/EXT-06-11746, Contract DE-AC07-05UD14517, November (2006).
2. Molloy, L. "Designing a Global Geothermal Challenge: The Lemelson Meeting". The Foundation for Geothermal Innovation, (2009).
3. Rumbaugh M.R., Reynolds J.E., Korte D.G. Electrical submersible pump system having high temperature insulation materials and buffered lubricant. United States Patent US2012/0063932 A1.
4. Лямаев Б.Ф, Гидроструйные насосы и установки. Л. Машиностроение. 1988.–256 с.
5. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М. Энергоатомиздат. 1989. – 352 с.
6. Калачев В.В. Струйные насосы. Теория, расчёт и проектирование. М. Филинъ. 2017.-418 с.
7. Winoto S., Li H., Shah D. Efficency of Jet Pumps. Journal of Hydraulic Engineering. 2000, 126(2), 150-156
8. Long X., Han N., Chen Q. Influence of nozzle exit tip thickness on the performance and flow field of jet pump. Journal of Mechanical Science and Technology. 2008. 22. 1959-1965
9. Narabayashi T., Yamazaki Y., Kobayashi H. at.al. Flow analysis for single and multi nozzele jet pump. JSME International Journal Series B. 2006. 49(4). 933-940
10. Yamazaki Y., Nakayama T., Narabayashi T. at.al. JSME International Journal Series B 2006. 49(4). 928-932
11. Prakeao C., Takayama S., Aoki K. at.al. Numerical prediction on optimum mixing throat length for drive nozzle position of the central jet pump. The 10th International Symposium on Flow Visualization. August 26-29, 2002, Kyoto, Japan
12. Aldas K., Yapici R. Investigation of Effects of Scale and Surface roughness of Water Jet Pumps using CFD. Enguneering Application of Computational Fluid Mechanics. 2014. 8 (1). 14-25
13. K. Aldas, R. Yapici. Optimization of water jet pumps using numerical simulation.–Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2013. – pp. 438-449.
14. Sheha A. A., Nasr M, Hosien M. A., Wahba E. M. Computational and Experimental Study on the Water-Jet Pump Performance. - Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 11, No. 4, 2018 - , pp. 1013-1020
15. Ахназарова С.Л,, Кафаров В.В. Методы оптимизации эксперимента в химической техноло-гии. М.