



САЛЕНКО
Сергей Дмитриевич
(Новосибирский
государственный технический
университет)

SALENKO
Sergey Dmitrievich
(Novosibirsk, Russian
Federation, Novosibirsk State
Technical University)



ГОСТЕЕВ
Юрий Анатольевич
(Новосибирский
государственный технический
университет)

GOSTEEV
Yuriy Anatol'evich
(Novosibirsk, Russian
Federation, Novosibirsk State
Technical University)



ПАВЛЮЧИК
Марина Сергеевна
(Новосибирский
государственный технический
университет)

PAVLYUCHIK
Marina Sergeevna
(Novosibirsk, Russian
Federation, Novosibirsk State
Technical University)

Расчет нестационарного течения в газовой скважине при использовании микротурбины для увеличения дебита*

С.Д. Саленко, Ю.А. Гостеев, М.С. Павлючик

Задача интенсификации добычи газа является актуальной для нефтегазовой отрасли. Многие крупные газовые месторождения вступили в позднюю стадию разработки, которой характерно падение пластовых давлений, снижение дебита вплоть до прекращения подачи газа. Для решения этой проблемы в работах М.В. Курлени и С.В. Сердюкова предлагается воздействовать на призабойную зону интенсивными среднечастотными волнами, возбуждаемыми скважинными источниками. В данной работе исследуется возможность использования в качестве источника колебаний газотурбинного привода, работающего от газового потока. Сформулирована математическая модель привода, выполнены расчеты гидравлических потерь и характеристик, разработан стенд с измерительной аппаратурой и опытной оснасткой для экспериментальной проверки расчетов. Проведенные эксперименты показали, что отклонения между значениями, полученными с помощью уточненной математической модели и экспериментальными данными, лежат в диапазоне допустимых, что подтверждает достоверность математической модели. Выполнено численное моделирование нестационарного течения при запуске скважины, рассчитано потребное время открытия заслонки в зависимости от площади проходного сечения дросселя на входе в газопровод. Установлено, что при уменьшении относительной площади проходного сечения до определенного значения заметно снижается время открытия заслонки с одновременным минимальным падением мощности на турбине. Таким образом, закон открытия заслонки, видимо, является близким к оптимальному. Результаты работы могут быть использованы для интенсификации добычи природного газа и восстановления продуктивности газодобывающих скважин в поздних стадиях разработки месторождений.

Ключевые слова: интенсификация добычи газа, газотурбинный привод, газовый поток, математическая модель, гидравлические потери, нестационарное течение.

Calculation of unsteady flow in a gas well using microturbines to increase the flow rate

S.D. Salenko, Yu.A. Gosteev, M.S. Pavlyuchik

Stimulation of gas production is urgent to the oil and gas industry. Many large natural gas fields are in their late stage of development characterized by falling

* Работа выполнена в рамках Государственного контракта № 14.740.11.0428 от 20.09.2012 по теме «Разработка прототипа волновой технологии интенсификации добычи газа в поздней стадии разработки газовых месторождений».

reservoir pressure and reduced flow rate up to the end of the gas supply. To resolve this problem, M.V. Kurlenya and S.V. Serdyukov suggested that intensive midrange waves excited by downhole sources should affect bottomhole zones. In this paper, we analyze the possibility of using a gas turbine drive as a source of oscillations. A mathematical model of the drive is formulated and hydraulic losses and characteristics are calculated. An experimental rig is designed to verify the calculations. The conducted experiments have shown that the values obtained by using the mathematical model are in good agreement with the corresponding experimental data, which proves the validity of the model. Numerical simulation of unsteady flow when running the well is performed and the time required to open the throttle valve as a function of the throttle area at the pipeline input is computed. It has been found that, if the relative flow area decreases to a certain value, the valve-opening time significantly decreases, while the turbine power drop is minimal. Thus, the valve opening law is evidently close to optimal. The results of study can be used to stimulate the natural gas production and recover the productivity of gas wells at late stages of field development.

Keywords: stimulation of gas production, gas turbine drive, gas flow, mathematical model, hydraulic losses, unsteady flow.

Многие крупные газовые месторождения в нашей стране вступили в позднюю стадию разработки, которой характерно падение пластовых давлений, снижение дебита вплоть до прекращения подачи газа. Возникает задача создания приемлемых по стоимости технологий, способных продлить жизнь отдельных газоконденсатных скважин и в целом месторождений, увеличить срок эксплуатации дорогостоящих технических комплексов добычи, подготовки и транспортирования газа на территориях с развитой инфраструктурой.

Снижение продуктивности скважин в процессе разработки газовых и газоконденсатных месторождений обусловлено несколькими причинами:

- ухудшение фильтрационно-емкостных свойств коллектора в призабойных зонах скважин;
- ухудшение технического состояния ствола скважин;
- накопление жидкости в стволе скважины.

Возможности восстановления скважин существующими промышленными методами (глубокопроникающая перфорация, химические обработки, гидроразрыв пласта) недостаточны либо малорентабельны.

В работе [1] показано, что процесс структурных изменений горной среды, происходящий под влиянием динамических воздействий, сопровождается последовательным переходом объема горных пород из состояния относительного уплотнения в состояние относительного разуплотнения (георыхление). Установлено [2], что применение вибровоздействия может в 2 раза уменьшить размеры удерживаемых пористой средой целикров нефти (газа), благодаря чему возрастает количество извлекаемой из обводненных залежей нефти, а также газа и конденсата за счет преодоления фильтрационного сопротивления в призабойной зоне продуктивного пласта.

В результате экспериментальных исследований доказано, что волновые воздействия могут быть использованы для снижения фильтрационного сопротивления в призабойной зоне пласта. Можно также предположить, что волновые воздействия будут способствовать извлечению выпавшего конденсата при разработке газоконденсатных месторождений на истощение и, кроме того, способствовать реформированию залежей.

Механизм сейсмического воздействия на нефтепродуктивные пласты рассмотрен в работах [3–5]. В качестве привода для дебаланса необходимо использовать автономный источник энергии. Наиболее подходящим для вращения турбины представляется использование энергии протекающего в скважине газа [6].

Для решения указанной проблемы предлагается воздействовать на призабойную зону газоносного продуктивного пласта интенсивными среднечастотными упругими волнами, возбуждаемыми скважинными источниками, работающими от газового потока.

Разработка физической модели газотурбинного привода. В качестве газового привода могут быть использованы объемные или динамические машины. Одним из важнейших требований, предъявляемым к рабочему телу таких ма-

шин, является отсутствие твердой фазы в газе. Даже малые концентрации абразивных частиц приводят к быстрому износу основных деталей объемных машин и выходу их из строя. Поэтому следует использовать другой класс пневмодвигателей — динамические машины или турбины, которые значительно менее чувствительны к наличию примесей в газе. Среди турбин отдельно рассмотрим лопаточные и струйные машины.

В лопаточных машинах преобразование внутренней энергии газа в механическую работу происходит за счет взаимодействия потока с лопатками, закрепленными на вращающемся валу. Турбины струйного типа [7, 8] работают за счет реакции струй газа, истекающих через криволинейные каналы на периферии ротора (рис. 1).

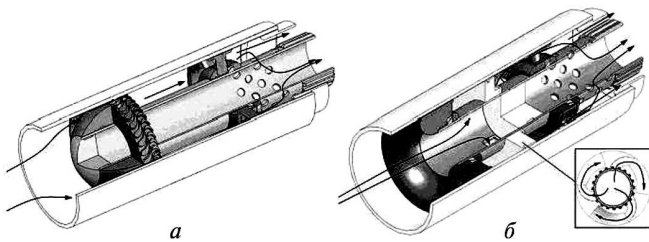


Рис. 1. Принципиальные схемы лопаточной (а) и струйной (б) турбин

Учитывая технологические и эксплуатационные аспекты, несмотря на то, что турбины лопаточного типа имеют более высокий КПД по сравнению с турбинами струйного типа, для дальнейшей проработки и расчетов используем струйную (сопловую) турбину, так как такие турбины проще в изготовлении и менее чувствительны к загрязнению рабочих поверхностей.

Математическая модель газотурбинного привода. При разработке математической модели необходимо учесть все существенные факторы, влияющие на работу турбины, и в то же время не усложнять поставленную задачу.

Реактивный момент на валу турбины определяется по формуле

$$M_T = m_c (V_a R_2 - K_b \omega R_1^2) - M_{г.т}. \quad (1)$$

Здесь R_1 — радиальная координата оси входного сечения сопла; R_2 — радиальная координата оси выходного сечения сопла; $m_c = \rho_{\text{вых}} V_r S_{\text{вых}}$ — се-

кундный массовый расход газа ($\rho_{\text{вых}}$ — плотность газа на выходе из сопла; V_r — относительная скорость газа на выходе из сопла в системе координат, связанной с турбиной; $S_{\text{вых}}$ — площадь выходного сечения сопла; $V_a = V_t - V_r \cos \varphi_1 \cos \varphi_2$ — абсолютная скорость газа на выходе из сопла ($V_t = \omega R_2$ — окружная скорость выходного сечения сопла; φ_1 и φ_2 — углы выхода потока из сопла); $\omega = 2\pi n$ — угловая скорость (n — частота вращения); K_b — коэффициент, учитывающий частичное вовлечение газа во вращение при подходе к соплам, так что скорость вовлеченного газа $V_1 = K_b \omega R_1$, причем $K_b = 0$, если газ не вовлекается во вращение и $K_b = 1$ — при полном вовлечении; $M_{г.т}$ — момент гидравлического трения.

Скорость на выходе из сопла. Скорость на выходе из сопла $V_r = V_2$ находим согласно [7]. Запишем для входного и выходного сечений сопла обобщенное уравнение Бернулли:

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} = -\int_1^2 \frac{dp}{\rho g} + L_e - L_r, \quad (2)$$

где V_2 — скорость потока на выходе из сопла; p , ρ — давление и плотность газа; $\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$ — изменение скоростного напора; $\int_1^2 \frac{dp}{\rho g}$ — работа внутренних и гидродинамических сил; L_e — работа внешних сил; L_r — работа сил трения.

Умножив обе части уравнения Бернулли на g и пренебрегая скоростным напором входного сечения (так как $V_1^2 \ll V_2^2$), получим

$$\begin{aligned} \frac{V_r^2}{2} = & -\int_1^2 \frac{dp}{\rho} - L_r g + L_e g = -\int_1^2 \frac{dp}{\rho} - \frac{\Delta p_r}{\rho_2} + \\ & + \frac{\Delta p_n}{\rho_2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} - \xi \frac{V_r^2}{2} + \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_2} V_t V_a. \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь $\Delta p_r = \xi \frac{\rho_2 V_r^2}{2}$ — потери давления в тракте сопла; ξ — коэффициент гидравлического сопротивления; $\Delta p_n \approx \rho_{\text{ср}} V_t V_a$ — увеличение давления вследствие эффекта насоса; $\rho_{\text{ср}} = (\rho_1 + \rho_2) / 2$ — средняя плотность газа по тракту сопла.

Предполагая процесс политропным с показателем n , находим

$$\frac{V_2^2}{2}(1 + \xi) = \frac{n}{n-1} R(T_1 - T_2) + \frac{\rho_{cp}}{\rho_2} V_t V_a,$$

где T_1 и T_2 — температура на входе и выходе сопла соответственно, или, с учетом соотношения $T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{n-1}{n}}$,

$$\frac{V_2^2}{2}(1 + \xi) = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + \frac{\rho_{cp}}{\rho_2} V_t V_a; \quad (4)$$

$$1 + \xi = \frac{n}{n-1} \frac{k-1}{k}, \quad (5)$$

где k — показатель адиабаты.

Окончательно получаем

$$V_r = \sqrt{\frac{\frac{2kRT_1}{k - \frac{1+k\xi}{1+\xi}} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{k - \frac{1+k\xi}{1+\xi}}{k}} \right] + \frac{\rho_{cp}}{\rho_2} V_t V_a}{1 + \xi}}. \quad (6)$$

Отметим, что искомая скорость V_r присутствует в обеих частях уравнения (6) (в левой части явно, а в правой входит в V_a) и поэтому должна определяться методом последовательных приближений.

Плотность газа на выходе находим из уравнения политропы

$$\rho_{вых} = \rho_2 = \rho_1 \left(p_2 / p_1 \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (7)$$

Потери механической энергии в турбине складываются из потерь на входе в турбину, потерь на входе в сопло и в его тракте.

Вход в турбину выполнен в виде плавного сужения, что дает малые гидравлические потери, поэтому общий коэффициент сопротивления складывается из сопротивления на входе $\xi_{вх}$ в турбину и сопротивления сужения ξ_c :

$$\xi = \xi_{вх} + \xi_c. \quad (8)$$

Потери на вход в сопло при угле входа $\delta = 90^\circ$, $l/a = 1$ и $V_0 / V_1 \approx 0$

$$\xi_{вх} = 0,5, \quad (9)$$

поскольку скорость газа до входа в сопло $V_0 \ll V_1 \sim 100$ м/с.

Потери в тракте сопла определяем для случая течения в искривленном канале квадратного поперечного сечения с углом поворота потока $\alpha_c = 90^\circ$:

$$\xi_c = 0,21 + 0,0175 \alpha_c \lambda_c R_c / D_r, \quad (10)$$

где $\lambda_c = 0,11(68 / Re_c)^{1/4}$ — коэффициент гидравлического трения; $Re_c = \rho_1 V_1 D_r / \mu_1$ — число Рейнольдса, рассчитанное по гидравлическому диаметру $D_r = b$ (b — размер стороны выходного сечения); R_c — радиус поворота.

Основной вклад в значение момента гидравлического трения вносит момент трения в лабиринтном зазоре турбины. Схема лабиринтного уплотнения приведена на рис. 2.

Очевидно, что

$$M_{г.т} = F_{тр} \frac{D_r}{2}, \quad (11)$$

где $F_{тр} = \frac{1}{2} c_f \rho_{cp} V_{ск}^2 S_6$ — сила трения; ($V_{ск} = \omega D_r / 2 = \pi n D_r$ — скорость относительно скольжения на радиусе $D_r / 2$); $c_f = 2Re^{-1}$ — коэффициент трения в зазоре; ($Re = V_{ск} \delta / \nu$ — число Рейнольдса для течения в зазоре; $\delta = 0,2$ мм — размер зазора; ν — кинематическая вязкость газа); $S_6 = \pi D_r L_l / 2$ — площадь боковой части ротора ($L_l = 0,15$ м — осевой размер лабиринтного зазора; $D_r = 75$ мм — диаметр ротора турбины).

Момент на валу дебаланса. Нагрузкой на валу турбины является вращающийся дебаланс. При установившемся режиме работы

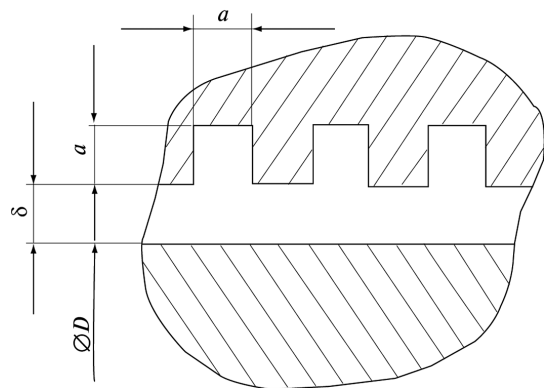


Рис. 2. Схема лабиринтного уплотнения:

D — наружный диаметр турбины; δ — зазор лабиринта; a — характерные размеры лабиринта

$M_T = M_d$ и создаваемый турбиной момент M_T рассчитывается согласно (1)–(11), а момент дебаланса M_d состоит из момента, связанного с полезной работой по вибрации грунта $M_{дв}$, момента, связанного с сухим трением в подшипниковых узлах $M_{дс}$ и момента, связанного с гидравлическими потерями $M_{дг}$:

$$M_d = M_{дв} + M_{дс} + M_{дг}. \quad (12)$$

По предварительным оценкам $M_{дв} \approx \omega^3$. Для разрабатываемого дебаланса расчеты показали, что при $n = 70$ об/с мощность на вибрацию грунта составляет около 0,4 кВт. Тогда

$$M_{дв} = 1,2 \cdot 10^{-8} \omega^3. \quad (13)$$

Момент сухого трения $M_{дс}$, зависящий от типа и состояния подшипников и массы агрегата, был определен экспериментально на стенде:

$$M_{дс} \approx 0,084 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (14)$$

Газ, обтекая дебаланс, вовлекается во вращательное движение (рис. 3). Для оценки действующего на дебаланс гидравлического момента воспользуемся уравнением изменения момента количества движения

$$M_{дг} = m_{\Sigma} \omega (R_d C_B)^2, \quad (15)$$

где m_{Σ} — массовый расход газа через дебаланс; $R_d = 0,06$ м — внутренний диаметр корпуса дебаланса; $C_B \approx 1/3$ — поправочный коэффициент, учитывающий неполноту вовлечения газа во вращение.

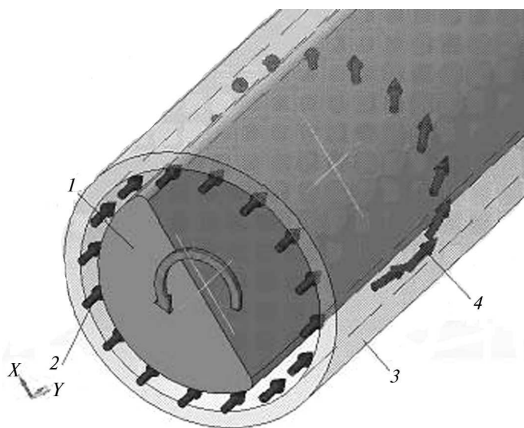


Рис. 3. Схема для определения момента дебаланса:

1 — дебаланс; 2 — поток газа на входе; 3 — корпус;
4 — закрученный поток газа

Для расчета момента дебаланса используем соотношения (12)–(15).

Разработка макета турбины и экспериментального стенда. В ходе работы был изготовлен действующий макет турбины и экспериментальный стенд, предназначенный для проведения комплексного исследования пневмотурбины.

Стенд состоит из системы подвода воздуха к турбине и измерительной части (рис. 4). На подставке расположен ресивер, предназначенный для аккумуляции газа, требуемого для проведения эксперимента, с заданными параметрами. Подача газа к блоку турбины перекрывается с помощью запорного крана, а количество подаваемого газа регулируется с помощью регулировочного крана. В мерной трубке расположены датчики полного и статического давления и датчик температуры. Для выравнивания и успокоения газа перед блоком турбины расположен выравнивающий участок с хонейкомбом (сотовой конструкцией для выравнивания потока). На основании располагаются блок турбины и блок измерения момента, который создает турбина при вращении. Турбина соплового типа неподвижно закреплена во вращающемся на подшипниках корпусе-вале. Также в корпусе блока турбины расположены датчики давления и температуры.

Для выполнения расчетов тракта газотурбинного привода применялся квазинесжимае-

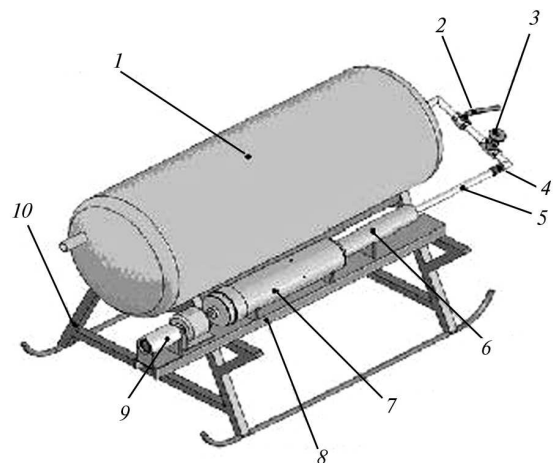


Рис. 4. Общий вид экспериментального стенда:

1 — ресивер; 2 — напорный кран; 3 — регулировочный кран; 4 — гибкое звено; 5 — мерная трубка;
6 — выравнивающий участок; 7 — блок турбины;
8 — основание; 9 — блок измерения момента;
10 — подставка ресивера

мый подход, суть которого в следующем: весь тракт разбивается на участки, при этом на каждом участке перепад давления мал, поэтому в пределах участка можно считать газ несжимаемым, однако от участка к участку изменение плотности учитывается.

Сопоставление результатов численного моделирования и экспериментального исследования. Эксперименты выполнялись в два этапа: с неподвижной и подвижной турбиной. В первом случае измерялся момент при застопоренном вале, во втором случае — при изменяемой нагрузке на валу.

Для обработки опытных данных целесообразно было перейти к безразмерным величинам.

Сравнительный анализ данных, полученных с помощью математической модели и результатов натурного эксперимента, представлен на рис. 5. Пунктирной кривой показана зависимость безразмерного момента от степени сжатия турбины для исходной модели. Под исходной моделью понимается математическая модель газотурбинного привода, в которой коэффициент гидравлического сопротивления принимался намеренно завышенным ($\zeta=1$). Такое допущение в исходной математической модели дает возможность, варьируя неизвестным параметром ζ , приблизить значения, получаемые с помощью математической модели, к экспериментальным данным с удовлетворительной погрешностью. В уточненной математической модели (см. рис. 5, сплошная кривая)

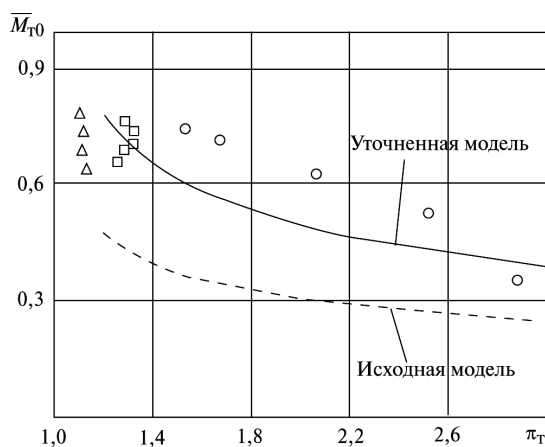


Рис. 5. Сопоставление данных численных и экспериментальных исследований:

○ — опыт № 24; □ — опыт № 25; △ — опыт № 26

коэффициент гидравлического сопротивления с учетом экспериментальных данных назначен равным $\zeta=0,3$.

Из приведенных зависимостей следует, что отклонения между значениями величин, полученных с помощью уточненной математической модели и экспериментальных данных, не превышают 20%, что подтверждает достоверность математической модели. Происхождение отклонений можно объяснить как наличием допущений, принятых при построении математической модели, так и неконтролируемыми факторами при проведении опытов: вибрацией стенда, теплообменом между стенками трубопроводов и окружающей средой, электрическими помехами, связанными с искрением щеток генератора, охлаждением подшипников до отрицательных температур, а также неравномерностью струи воздуха на выходе пневмотурбины.

Моделирование запуска газовой скважины.

В процессе запуска заглушенной скважины с установленным газотурбинным приводом реализуется неустановившийся режим с возможными забросами давления и мощности на турбине, что может привести к поломке турбины. Необходима количественная оценка данного явления.

Математическую модель запуска газовой скважины сформулируем при следующих допущениях:

- 1) характерное время неустановившегося течения много больше времени прохождения по скважине звуковой волны;
- 2) как следствие предыдущего допущения используем квазистационарную постановку. Неоднородностью газодинамических параметров по длине скважины пренебрегаем;
- 3) путевыми гидравлическими потерями пренебрегаем;
- 4) процесс течения в целом считаем изотермическим, процесс истечения через местные сужения — адиабатическим.

Скважина (рис. 6) представляется совокупностью емкостей с объемами W_j ($j=1, 2, 3$), соединенных между собой отверстиями с регулирующими площадями S_i ($i=2$ — проточная часть турбины, 3 — предохранительный дрос-

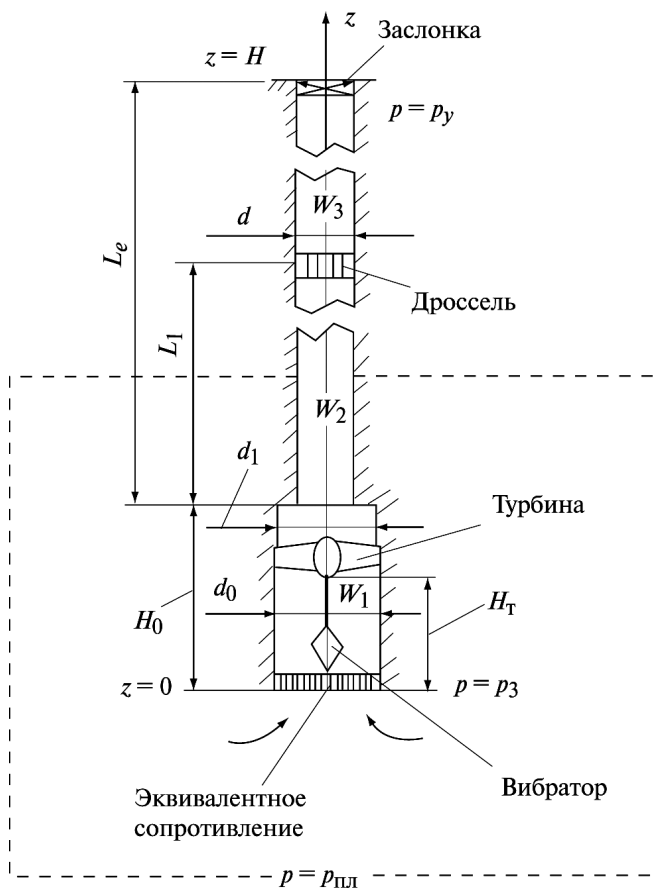


Рис. 6. Схема газовой скважины

сель, 4 — заслонка на входе в газопровод). Нижняя (первая) емкость сообщается с забойной зоной, верхняя (третья) — с газопроводом.

Запишем уравнения сохранения массы в емкостях и уравнения состояния:

$$\begin{aligned} \frac{dm_1}{dt} &= G_1 - m_2 G_{2c}, \\ \frac{dm_2}{dt} &= m_2 G_{2c} - m_3 G_{3c}, \\ \frac{dm_3}{dt} &= m_3 G_{3c} - G_{4c}; \end{aligned} \tag{16}$$

$$\begin{aligned} m_j &= \rho_j W_j, \\ p_j &= \rho_j R T_j, \\ T_j &= T_{cp} = \text{const}, \\ T_j &= T_{cp} = \text{const}, \quad j=1, 2, 3. \end{aligned} \tag{17}$$

Здесь m_j , ρ_j и p_j — масса, плотность и давление газа в j -й емкости; индексом « i » обозначены параметры газа в струе, истекающей через

i -е отверстие; $G_{ic} = \rho_{ic} V_{ic} S_i$ — массовый расход в струе.

При докритическом истечении

$$\begin{aligned} p_{j-1} / p'_j &\geq (2 / (k + 1))^{k / (k-1)}; \\ V_{ic} &= M_{ic} a_{ic}; \\ M_{ic} &= \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{p_{j-1}}{p'_j} \right)^{(k-1)/2} - 1}; \\ p'_j &= p_j - z_i \frac{r_{ic} V_{jc}^2}{2}; \\ r_{ic} &= r_{j-1} \left(\frac{p_j}{p_{j-1}} \right)^{1/k}, \end{aligned} \tag{18}$$

где p_{j-1} и p_j — давление в нижней и верхней (по отношению к отверстию) емкостях соответственно; p'_j — давление в верхней емкости с учетом гидравлических потерь в струе; p_4 — давление газа в газопроводе за заслонкой; M_{ic} и a_{ic} — соответственно, число Маха и скорость звука в струе.

При сверхкритическом истечении

$$\begin{aligned} p_{j-1} / p'_j &< (2 / (k + 1))^{k / (k-1)}; \\ V_{ic} &= a_{ic}^{kp}; \\ M_{ic} &= 1; \\ \rho_{ic} &= \rho_{j-1}^{kp}. \end{aligned} \tag{19}$$

Температура и скорость звука в струе:

$$\begin{aligned} T_{ic} &= \frac{T_{j-1}}{1 + \frac{k-1}{2} M_{ic}^2}; \\ a_{ic} &= \sqrt{k R T_{ic}}. \end{aligned} \tag{20}$$

Считается, что давление в первой емкости совпадает с давлением в забойной зоне, $p_1 = p_3$. Расход G_1 притекающего к скважине газа, находится из уравнения фильтрационных потерь в пласте:

$$p_{пл}^2 - p_3^2 = a Q_{н.у} + b Q_{н.у}^2, \tag{21}$$

где $p_{пл}$ — давление в пласте; $Q_{н.у} = G_1 / \rho_{н.у}$ и $\rho_{н.у}$ — объемный расход через скважину и плотность газа при нормальных условиях.

Площадь проходного сечения заслонки регулируется во времени по закону

$$S_4 = S_0 \begin{cases} t/t_0, & 0 \leq t \leq t_0; \\ 1, & t > t_0, \end{cases} \quad (22)$$

где S_0 — площадь поперечного сечения трубы; t_0 — время открытия заслонки. Выбранный вид закона открытия заслонки обусловлен требованием (22) простоты воспроизведения в полевых условиях.

Система дифференциальных уравнений (16) с замыкающими соотношениями (17) — (22) и начальными условиями

$$p_j = p_{пл} \text{ при } t=0, \quad j=1, 2, 3 \quad (23)$$

описывает неустановившийся режим работы газовой скважины при ее запуске.

В рассматриваемой оптимизационной задаче

$$t_0(S_3) \rightarrow \min \quad (24)$$

имеются ограничения:

- мгновенных перепадов давлений на турбине

$$\Delta p_T = p_1 - p_2 \leq 10 \text{ атм}; \quad (25)$$

- мгновенной мощности на турбине

$$N_T = \Delta p_T Q_T \eta \leq 3 \text{ кВт}; \quad (26)$$

- установившейся скорости газа в струе за задвижкой

$$V_{4\infty} \leq (S_0 / S_4) \cdot 8 \text{ м/с}. \quad (27)$$

Здесь Q_T — объемный расход через турбину; η — КПД турбины.

Режим запуска скважины оптимизировался на основе критерия (24) и ограничений (25) — (27) путем численного решения последователь-

ности прямых задач (16) — (23) при варьировании площади проходного сечения дросселя S_3 . Принимались следующие значения параметров:

$$\begin{aligned} p_{пл} &= 250 \cdot 10^5 \text{ Па}, \quad a = 1,078 \cdot 10^{15} \text{ Па}^2 \cdot \text{с/м}^3, \\ b &= 0,932 \cdot 10^{15} \text{ Па}^2 \cdot \text{с}^2 / \text{м}^6, \quad \rho_{н.у} = 0,68 \text{ кг/м}^3, \\ T_{сп} &= 373 \text{ К}, \quad R = 517 \text{ Дж/кг/К}, \quad k = 1,25, \\ W_1 = W_2 &= 7 \text{ м/с}, \quad W_3 = 1 \text{ м/с}, \quad S_1 = 1 \text{ м}^2, \\ S_2 &= 17 \text{ см}^2, \quad \varepsilon_2 = 1, \quad \varepsilon_3 = 0,61, \quad \zeta_2 = 0,3, \\ \zeta_3 &= 0,001, \quad \zeta_4 = 0,001, \quad \eta = 0,05. \end{aligned}$$

Рассмотрим вариант быстрого (t_0 составляет несколько секунд) открытия заслонки (таблица).

При полностью открытом дросселе ($S_3 = S_0 = 30 \text{ см}^2$) на турбине регистрируются недопустимо большие забросы давления (последняя строка таблицы): $\Delta p_{T \max} = 42,5 \Delta p_{T \infty}$ (при установившемся перепаде $\Delta p_{T \infty} = 3,96 \text{ атм}$) и мощности $N_{T \max} = 95,9 N_{T \infty}$ (при $N_{T \infty} = 613 \text{ Вт}$). Зависимости основных параметров от времени приведены на рис. 7. Видно, что давление во второй емкости p_2 стабилизируется примерно за 200 с, намного быстрее, чем p_1 . Наибольшее падение давления p_2 происходит в первые 50 с. В результате перепад давлений на турбине Δp_T достигает в указанном промежутке времени максимума. Вначале истечение из турбины сверхкритично, скорость газа V_2 остается постоянной и равной критической. Затем приблизительно при $t = 300 \text{ с}$ истечение становится докритическим и скорость начинает уменьшаться.

Снижение проходного сечения дросселя до $1,5 \text{ см}^2$ (в третьей строке таблицы) приводит к уменьшению забросов до приемлемого уров-

$S_3, \text{ см}^2$	$G_{3\infty}, \text{ кг/с}$	$V_{4\infty}, \text{ м/с}$	$p_4, \text{ атм}$	$\Delta p_{T\infty}, \text{ атм}$	$N_{T\infty}, \text{ Вт}$	$\frac{\Delta p_{T \max}}{\Delta p_{T \infty}}$	$\frac{N_{T \max}}{N_{T \infty}}$	$t_{уст} \cdot 10^3, \text{ с}$
0,5	0,281	8,89	62	1,14	58	1	1	7,0
1,0	0,289	9,13	42	1,8	142	2,46	1,65	6,5
1,5	0,292	9,23	31	2,70	299	3,54	2,5	4,0
2,0	0,292	9,25	28	3,16	403	5,02	4,1	3,0
3,0	0,293	9,27	25,5	3,57	507	8,6	9,3	2,0
5,0	0,293	9,27	24,5	3,81	573	16,5	27,5	1,5
10	0,293	9,28	24,1	3,92	604	31,6	71,9	1,3
30	0,293	9,28	24	3,96	613	42,5	95,9	1,2

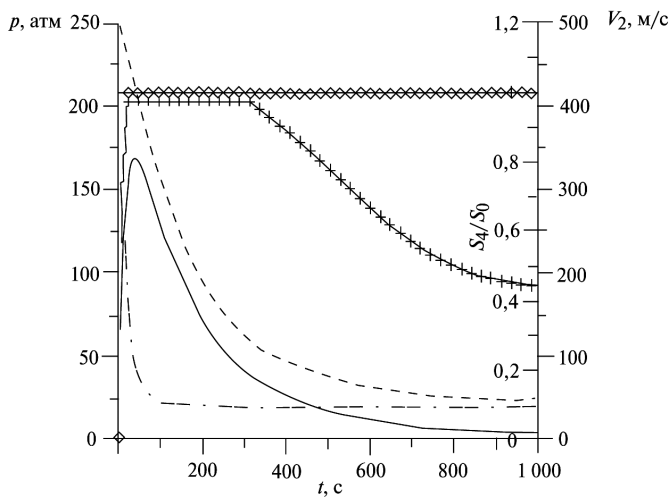


Рис. 7. Неустойчивый режим скважины при внезапном открытии заслонки ($S_3 = S_0$):
 — Δp_1 ; - - - p_1 ; ···· p_2 ; -+ - V_2 ; \diamond — S_4/S_0

ня, но при этом в 2 раза падает установившаяся мощность на турбине $N_{T \infty}$.

Рассмотрим вариант достаточно медленного открытия заслонки, обеспечивающего выполнение неравенств (9) — (11). При полном открытии дросселя требуется открывать заслонку по закону (7) в течение более чем 3 ч (рис. 8). В этом случае давления в первой и второй емкостях изменяются практически синхронно, что существенно снижает уровень заброса давления на турбине $\Delta p_{T \max}$. Скорость на выходе из

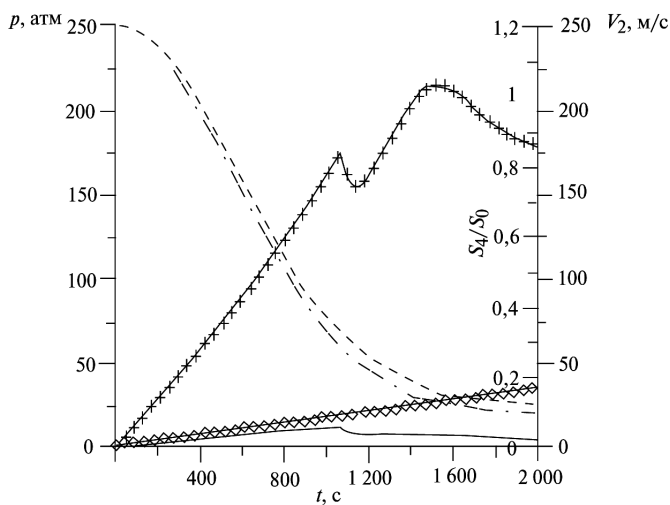


Рис. 8. Неустойчивый режим скважины при медленном открытии заслонки ($S_3 = S_0$):
 — Δp_1 ; - - - p_1 ; ···· p_2 ; -+ - V_2 ; \diamond — S_4/S_0

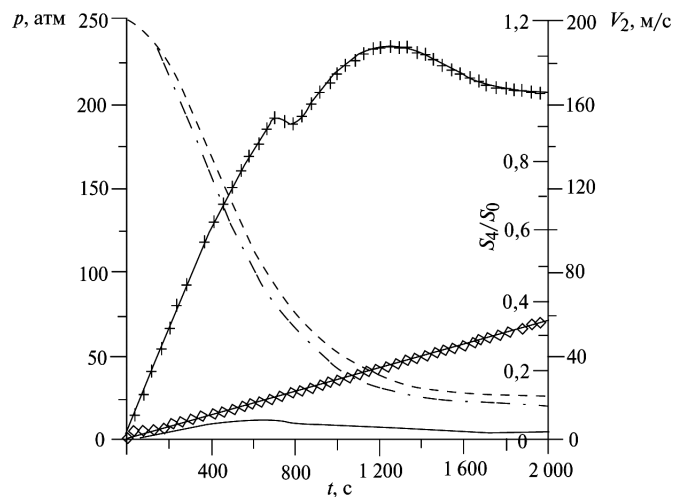


Рис. 9. Неустойчивый режим скважины при медленном открытии заслонки ($S_3 = 3 \text{ см}^2$):
 — Δp_1 ; - - - p_1 ; ···· p_2 ; -+ - V_2 ; \diamond — S_4/S_0

турбины плавно нарастает до момента достижения $\Delta p_{T \max}$.

При площади проходного сечения дросселя $S_3 = 3 \text{ см}^2$ потребное время открытия заслонки t_0 снижается в 2 раза с одновременным падением мощности на турбине лишь на 20% (рис. 9). Найденное соотношение параметров, видимо, является близким к оптимальному.

Анализ полученных расчетных значений также показывает, что приемлем и комбинированный закон открытия заслонки: скачкооб-

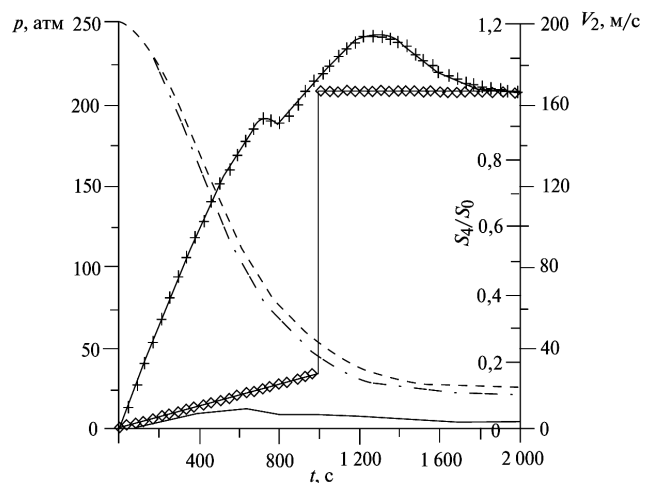


Рис. 10. Неустойчивый режим скважины при открытии заслонки по комбинированному закону ($S_3 = 3 \text{ см}^2$):
 — Δp_1 ; - - - p_1 ; ···· p_2 ; -+ - V_2 ; \diamond — S_4/S_0

разное увеличение площади S_4 до S_0 в момент достижения $S_4 = S_0 / 6$ (рис. 10).

Выводы

1. Разработаны физическая и математическая модели газотурбинного привода, экспериментальный стенд для проверки и корректировки расчетов.

2. Проведенные эксперименты показали, что отклонения между значениями величин, полученных с помощью уточненной математической модели и экспериментальных данных, не превышают 20%, что вполне удовлетворительно для столь сложной системы и подтверждает достоверность математической модели.

3. Установлено, что при уменьшении относительной площади проходного сечения дросселя до 10% время открытия заслонки снижается в 2 раза с одновременным падением мощности на турбине лишь на 20%. Такой закон открытия заслонки, видимо, является близким к оптимальному.

Литература

- [1] Курленя М.В., Опарин В.Н., Ревуженко А.Ф., Шемякин Е.И. О некоторых особенностях реакции горных пород на взрывные воздействия в ближней зоне. *ДАН*, 1987, т. 293, № 1, с. 67–70.
- [2] Ермилов О.М., Ремизов В.В., Ширковский А.И., Чугунов Л.С. *Физика пласта, добыча и подземное хранение газа*. Москва, Наука, 1996. 542 с.
- [3] Сердюков С.В., Курленя М.В. Механизм сейсмического воздействия на нефтепродуктивные пласты. *Геология и геофизика*, 2007, т. 48, № 11, с. 1231–1240.
- [4] Тер-Саркисов Р.М. *Разработка месторождений природных газов*. Москва, Недра, 1999. 660 с.

[5] Наталевич А.С. *Воздушные микротурбины*. Москва, Машиностроение, 1979. 192 с.

[6] Стечкин Б.С. *Избранные труды: Теория тепловых двигателей*. Москва, Физматлит, 2001. 432 с.

[7] Bjorno L., Cram S., Sreenstrup P.R. Some studies of ultrasonic and associated filtration rates. *Ultrasonics*, 1978, vol. 16, no. 6, pp. 103–107.

[8] Roberts P.M. Laboratory observations of altered porous fluid-flow behavior in Berea sandstone induced by low-frequency dynamic stress stimulation. *Acoustical Physics*, 2005, vol. 51, suppl, no. 1, pp. 140–148.

References

[1] Kurlenia M.V., Oparin V.N., Revuzhenko A.F., Shemiakin E.I. O nekotorykh osobennostiakh reaktsii gornyykh porod na vzryvnyye vozdeystviya v blizhnei zone [Some features of the reaction of rocks on the explosive impact of the near-field]. *Doklady Akademii Nauk* [Reports of the academy of sciences], 1987, vol. 293, no. 1, pp. 67–70.

[2] Ermilov O.M., Remizov V.V., Shirkovskii A.I., Chugunov L.S. *Fizika plasta, dobycha i podzemnoe khranenie gaza* [Petrophysics, production and underground gas storage]. Moscow, Nauka publ., 1996. 542 p.

[3] Serdiukov S.V., Kurlenia M.V. Mekhanizm seismicheskogo vozdeystviya na nefteproduktivnyye plasty [Seismic stimulation of oil reservoirs]. *Geologiya i geofizika* [Russian Geology and Geophysics] 2007, vol. 48, no. 11, pp. 897–901.

[4] Ter-Sarkisov R.M. *Razrabotka mestorozhdenii prirodnyykh gazov* [Development of natural gas fields]. Moscow, Nedra publ., 1999. 660 p.

[5] Natalевич A.S. *Vozdushnyye mикротурбины* [Air microturbines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1979. 192 p.

[6] Stechkin B.S. *Izbrannyye trudy: Teoriya teplovykh dvigatelei* [Selected Works: The Theory of Heat Engines]. Moscow, Fizmatlit publ., 2001. 432 p.

[7] Bjorno L., Cram S., Sreenstrup P.R. Some studies of ultrasonic and associated filtration rates. *Ultrasonics*, 1978, vol. 16, no. 6, pp. 103–107.

[8] Roberts P.M. Laboratory observations of altered porous fluid-flow behavior in Berea sandstone induced by low-frequency dynamic stress stimulation. *Acoustical Physics*, 2005, vol. 51, suppl, no. 1, pp. 140–148.

Статья поступила в редакцию 01.10.2013

Информация об авторах

САЛЕНКО Сергей Дмитриевич (Новосибирск) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Аэрогидродинамика». Новосибирский государственный технический университет (630073, Новосибирск, Российская Федерация, К.Маркса пр-т, д. 20, e-mail: salenkod@yandex.ru).

ГОСТЕЕВ Юрий Анатольевич (Новосибирск) — кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Аэрогидродинамика». Новосибирский государственный технический университет (630073, Новосибирск, Российская Федерация, К.Маркса пр-т, д. 20, e-mail: agd@craft.nstu.ru).

ПАВЛЮЧИК Марина Сергеевна (Новосибирск) — аспирант, ассистент кафедры «Аэрогидродинамика». Новосибирский государственный технический университет (630073, Новосибирск, Российская Федерация, К.Маркса пр-т, д. 20, e-mail: agd@craft.nstu.ru).

Information about the authors

SALENKO Sergey Dmitrievich (Novosibirsk) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Aerohydrodynamics» Department. Novosibirsk State Technical University (NSTU, K. Marksa ave., 20, 630073, Novosibirsk, Russian Federation, e-mail: salenkod@yandex.ru).

GOSTEEV Yuriy Anatol'evich (Novosibirsk) — Cand. Sc. (Phys. Math.), Associate Professor of «Aerohydrodynamics» Department. Novosibirsk State Technical University (NSTU, K. Marksa ave., 20, 630073, Novosibirsk, Russian Federation, e-mail: agd@craft.nstu.ru).

PAVLYUCHIK Marina Sergeevna (Novosibirsk) — Post-Graduate, Assistant of «Aerohydrodynamics» Department. Novosibirsk State Technical University (NSTU, K. Marksa ave., 20, 630073, Novosibirsk, Russian Federation, e-mail: agd@craft.nstu.ru).