

Применение газотурбинных двигателей в насосных агрегатах комплексов гидроразрыва нефтяных и газовых пластов

Работы ведутся при финансовой поддержке Минобрнауки РФ по государственному контракту №14.527.12.5001 от 14.07.11г.

А.Д. Касьянов
(Санкт-Петербург, Россия)
mail@automatika.ru

главный специалист

В.А. Гулый

кандидат технических наук, главный конструктор

С.Л. Макаров

главный конструктор

Приведены результаты сопоставления технических характеристик газотурбинных и дизельных двигателей с точки зрения их использования в качестве силовых установок в составе мобильных комплексов для гидроразрыва нефтяных и газовых пластов, показаны преимущества газотурбинных двигателей.

Ключевые слова

гидроразрыв нефтяных и газовых пластов, силовая установка, газотурбинный двигатель, дизельный двигатель

Application of gas-turbine engines in pumping units complexes of hydraulic fracturing of oil and gas reservoirs

Authors

Anatoliy D. Kas'yanov
(Saint Petersburg, Russia)

Chief Specialist

Vladimir A. Gulyy

Chief Designer, Magister

Sergey L. Makarov

Chief Designer

Abstract

Given the results of the comparison of the technical characteristics of gas turbine and diesel engines from the point of view of their use as a power in the mobile complexes for hydraulic fracturing of oil and gas reservoirs, shows the advantages of gas-turbine engines.

Results

The article reflects the technical advantages of the gas-turbine drive pump units of a complex of hydraulic fracturing in the work of the units, at a very specific load, which is well in the process of fracturing.

В мобильных технологических комплексах, предназначенных для гидроразрыва нефтяных и газовых пластов (ГРП), требующих значительных мощностей для обеспечения энергией рабочего оборудования, находят применение силовые установки, оснащённые преимущественно дизельными двигателями.

К подобного рода оборудованию относятся насосные агрегаты для гидроразрыва нефтяных и газовых пластов, производящие закачку в пласт рабочих жидкостей (смесей), обеспечивающих процесс гидроразрыва. Гидроразрыв требует обеспечения значений давления — 40...120 МПа и производительностей до 10 м³/мин. Примером машин, используемых в комплексах ГРП, могут служить мобильные насосные агрегаты компаний Eurasia Drilling Company Ltd., Schlumberger, Baker Hughes, Hulliburton. Привод плунжерных насосов высокого давления на этих агрегатах производится дизельными силовыми установками посредством многоступенчатых

гидромеханических трансмиссий.

Мощности, потребляемые насосами в процессе гидроразрыва, могут достигать 2000 кВт и более. Размещение дизельной силовой установки такой мощности и обслуживающих её систем на мобильном насосном агрегате вызывает серьёзные трудности по обеспечению приемлемых габаритных размеров и допустимого распределения нагрузок на оси шасси.

Важным фактором для успешного выполнения операции гидроразрыва является обеспечение непрерывности подачи рабочей смеси в скважину с возможностью плавного, без скачков, изменения производительности и, соответственно, давления смеси на протяжении всего технологического процесса согласно назначенным режимам работы.

Применение в качестве силовой установки насосных агрегатов комплексов ГРП газотурбинных двигателей (ГТД) со свободной турбиной позволяет улучшить эксплуатационные

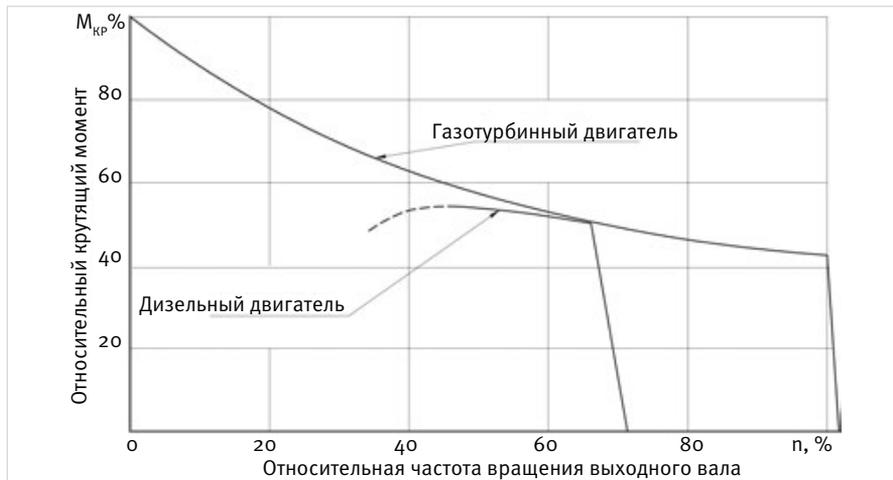


Рис. 1 — Скоростные характеристики дизеля и ГТД со свободной турбиной (за единицу приняты максимальный момент и максимальная частота вращения ГТД)

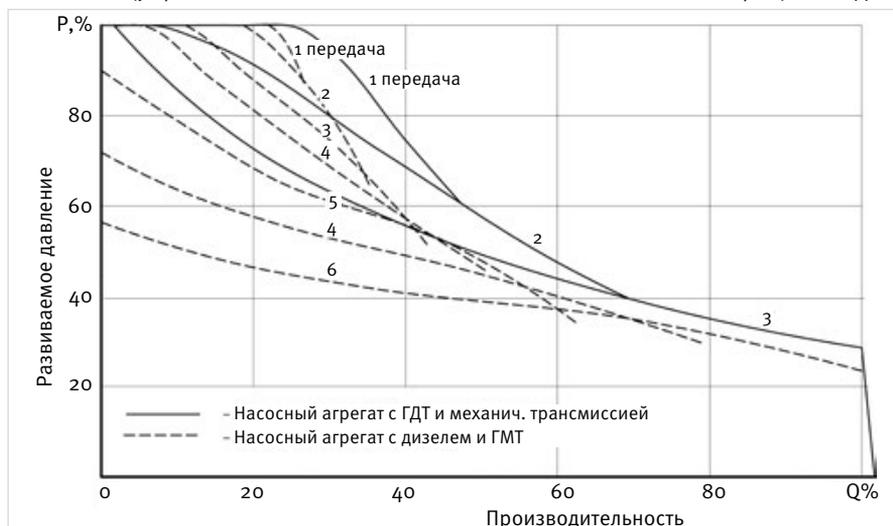


Рис. 2 — Напорно-расходные характеристики насосных агрегатов с силовыми установками равной мощности, использующие дизельный двигатель с ГМТ и ГТД

характеристики мобильного насосного агрегата в сравнении с дизельным.

Обладая широким скоростным диапазоном работы, ГТД со свободной турбиной обеспечивает устойчивую работу с частотой вращения насоса от нулевого значения до максимального, при этом на внешней характеристике запас крутящего момента (коэффициент приспособляемости) достигает «2,5» [1].

Дизельный двигатель в стационарном исполнении имеет соответствующий показатель не более «1,1», а при снижении частоты вращения ниже 60-70% от максимальной под действием увеличивающейся нагрузки перестает устойчиво работать и глохнет.

В относительных единицах статические внешние нагрузочные характеристики дизельной установки в сопоставлении с аналогичными характеристиками газотурбинного двигателя равной мощности представлены на рис. 1 [1].

Чтобы расширить диапазон работы силовой установки с дизельным двигателем и повысить её приспособляемость к меняющейся нагрузке, в приводе насоса вынуждены применять гидромеханические трансмиссии (ГМТ), в то время как для обеспечения требуемой напорно-расходной характеристики в установках с ГТД можно использовать механическую трансмиссию.

Приемлемое сближение характеристики насосного агрегата с дизельным двигателем к характеристике газотурбинной установки достигается при использовании в ГМТ гидротрансформаторов с коэффициентом трансформации около «двух» (см. рис. 2).

Однако при этом трансмиссия заметно снижает свой КПД, увеличивая тепловыделение в масло, особенно на режимах с большой пробуксовкой насосного колеса гидротрансформатора ГМТ, связанного с двигателем, относительно турбинного колеса, связанного с коробкой передач и плунжерным насосом. На режимах, близких к «стоповым», гидромеханическая трансмиссия длительно работать просто не может — неизбежно перегреется, так как система охлаждения трансмиссии подбирается для обеспечения теплосъёма на режимах, близких к номинальным [2].

Низкий КПД гидромеханической трансмиссии по сравнению с механической и увеличение затрат мощности на привод вентилятора системы охлаждения приводит к увеличению расхода топлива насосного агрегата.

Повышенные тепловыделения дизельной силовой установки, включая тепловыделения ГМТ, вызывают существенные трудности с размещением на мобильном насосном агрегате громоздких радиаторов и приводов мощных вентиляторов.

Для примера отметим, что дизельный двигатель мощностью 1850 кВт имеет общее тепловыделение в охлаждающую жидкость, масло и воздух за компрессором нагнетателя порядка 1000 кВт, а два газотурбинных двигателя в «спарке» близкой суммарной мощностью требуют отвода только 110 кВт тепловой энергии, при этом у ГТД охлаждается только масло двигателя. Систем охлаждения антифриза и наддувочного воздуха у ГТД нет [1].

Гидромеханическая трансмиссия, рассчитанная на передачу соответствующих

мощностей, должна охлаждаться радиатором с теплосъёмом не менее 300 кВт, а механическая — 100 кВт.

Для обеспечения приведенных теплосъёмов затраты мощности на привод вентиляторов систем охлаждения силовых установок с дизелем и гидромеханической трансмиссией составляют 160-180 кВт, с ГТД и механической трансмиссией — 50 кВт.

Разница в объемах систем охлаждения и габаритах, занимаемых двигателем, приводят к существенному (более чем в два раза) увеличению габаритов дизельной силовой установки по сравнению с газотурбинной.

Для размещения технологического оборудования с дизельной силовой установкой требуется изготовление специального шасси, габариты и нагрузки на оси которого не позволяют эксплуатировать мобильную установку на дорогах общего пользования без ограничений и дополнительных согласований. Перевозка железнодорожным транспортом таких установок возможна только в частично разобранном виде. Оборудование насосного агрегата, использующее силовую установку с газотурбинными двигателями, может быть размещено на шасси серийного автомобиля, эксплуатация которого не требует специального согласования.

Внешний вид «дизельного» и «газотурбинного» насосных агрегатов и сопоставление габаритных размеров их силовых установок приведены на рис. 3.

Насосный агрегат с дизельной силовой установкой



Насосный агрегат со «спаркой» из двух газотурбинных силовых установок

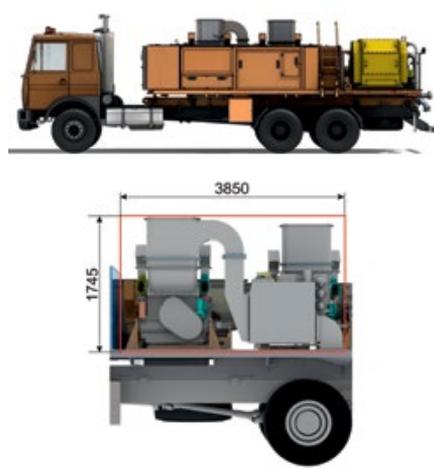


Рис. 3 — Габариты насосных агрегатов

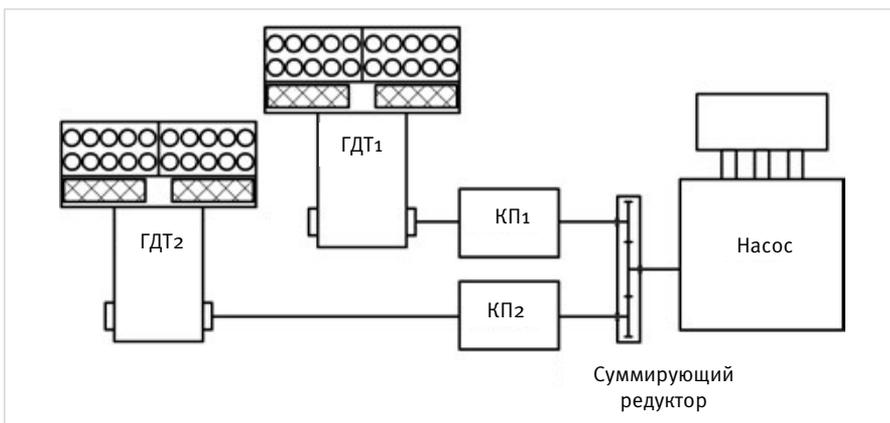


Рис. 4 — Кинематическая схема привода насоса с параллельным подключением двух ГТД

Conclusions

1. The power plant of two gas-turbine engines with free turbine as a source of energy pumping unit complex of hydraulic fracturing of oil and gas reservoirs, has a significant advantage compared with a diesel engine in terms of ensuring the continuity of the mixture into the well on the modes of change of pumps and pump pressure.
2. Compact gas-turbine engine and its systems allows to improve the mass and dimensions of the mobile pumping unit complex of hydraulic fracturing in comparison with diesel performance of the unit and to ensure high performance and reliability of the installation as a whole.

Keywords

hydraulic fracturing of oil and gas reservoirs, power plant, gas turbine engine, diesel engine

References

1. Popov N.S., Izotov S.P. *Transportnye mashiny s gazoturbinnymi dvigatelyami* [Transport cars with gas-turbine engines], Leningrad: Mechanical engineering, 1980, 224 p.
2. Stesin S.P., Yakovenko E.A. *Lopastnye mashiny i gidrodinamicheskie peredachi* [Lopastnye cars and hydrodynamic transfers], Moscow: Mechanical engineering, 1990, pp.135, 240 p.
3. *Dvigatel' gazoturbinnyy GTD-1250* [Engine gas-turbine GTD-1250], Specifications.
4. Nosov N.A. *Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin* [Calculation and designing of track laying vehicles]. Leningrad: Mechanical engineering, 1972, pp. 66-77, 560 p.

Как уже отмечалось, важным требованием к насосному агрегату является обеспечение плавного изменения расхода закачиваемой в скважину рабочей смеси при выполнении операции гидроразрыва. Скачки и пульсации неблагоприятно сказываются на прочности и герметичности трубной системы и могут вызвать поломки трансмиссий насосных агрегатов, привести к нежелательным колебательным явлениям, а при подаче пропанта — вызвать образование пробок в насосно-компрессорных трубопроводах и в нефтеносном пласте.

По этой причине операцию гидроразрыва желательно было бы выполнять вообще без переключения передач. На практике требующийся диапазон изменения подачи рабочей смеси и меняющиеся при этом давление не позволяют работать насосному агрегату только на одной передаче. Но при этом переключения передач необходимо проводить без прерывания подачи рабочей смеси в скважину.

С целью обеспечения безразрывности подачи рабочей смеси в дизельных силовых установках с гидромеханическими трансмиссиями включение следующей передачи осуществляется до окончания выключения предыдущей на фоне пробуксовки фрикционов коробки передач. Этот процесс трудноуправляем по синхронизации включаемых элементов, так как параметры буксования

фрикционов зависят от многих факторов: моментов инерции синхронизируемых деталей и узлов, состояния фрикционных дисков, реального изменения давления в бустерах фрикционов, состояния шлицевых направляющих дисков, степени «слипания» пакета фрикционных дисков и величины начального крутящего момента для их срыва, температуры фрикционных пар и множества других обстоятельств [4]. Вследствие неопределенности процесса избежать «скачков» давления и провала подачи рабочей смеси во время переключения передач не удаётся.

Кроме того, переключение передач под нагрузкой, происходящее на фоне передачи трансмиссией значительного крутящего момента, сопровождается большими динамическими нагрузками на диски фрикционов, их интенсивным износом, приводящими к преждевременному выходу из строя трансмиссии.

Зачастую при проведении гидроразрыва дизельными насосными агрегатами используется большее число насосных агрегатов, одновременно работающих на одну скважину, чем требуется для обеспечения необходимой производительности нагнетания рабочей смеси. Такой приём позволяет работать на гидроразрыве с меньшей нагрузкой отдельного насосного агрегата, а при его отключении общий негативный эффект на подачу рабочей смеси в скважину снижается, так как невелика доля

смеси, закачиваемой одним агрегатом. Однако, в этом случае, эксплуатирующей организации требуется иметь увеличенный парк дорогостоящих насосных агрегатов.

В случае использования газотурбинного привода, содержащего два параллельно подключенных ГТД, кинематическая схема которого приведена на рис. 4, каждый из ГТД связан с суммирующим редуктором через собственную коробку передач, для повышения плавности подачи можно использовать последовательное переключение передач по силовым цепям каждого ГТД. За время разрыва потока мощности по одной силовой цепи второй ГТД препятствует снижению частоты вращения выходного вала суммирующего редуктора и плунжерного насоса.

Снижение в два раза располагаемого крутящего момента, вызванное отключением одной из силовых установок, отчасти компенсируется характеристикой ГТД, автоматически повышающим крутящий момент с падением частоты вращения, а также большим приведенным моментом инерции свободной турбины одного ГТД, превышающим 10 кгм² [3].

У дизеля момент инерции с маховиком составляет 3...3,5 кгм². Повысить его за счет увеличения размеров маховика не представляется возможным из-за непомерно возрастающих нагрузок на фрикционы коробки передач.

Уравнение, описывающее характер протекания процесса изменения частоты вращения системы «двигатель—трансмиссия—нагрузка (насос)» при замедлении вращения насоса, в общем виде выглядит следующим образом:

$$M_{дв}(\omega_{дв}) + I_{дв} \frac{d\omega_{дв}}{dt} - \frac{M_c(\omega_{нас})}{i_{тр}} + \frac{I_{нас} \delta}{i_{тр}^2} \cdot \frac{1}{i_{тр}} \cdot \frac{d\omega_{нас}}{dt} = M_{фр}(p_{буст}; \Delta\omega; f; \dots)$$

где:

$$\Delta\omega = \omega_{дв} - \omega_{нас} i_{тр}$$

$M_{дв}(\omega_{дв})$ — текущее значение крутящего момента двигателя, $\omega_{дв}$ — частота вращения двигателя, $i_{тр}$ — передаточное число трансмиссии, $M_c(\omega_{нас})$ — момент сопротивления вращению приводимого насоса, δ — коэффициент приведения вращающихся масс, $I_{дв}, I_{нас}$ — моменты инерции, соответственно, двигателя и насоса, $\Delta\omega$ — относительные скорости на включаемом фрикционе, $p_{буст}$ — давление масла в бустере фрикциона, f — коэффициент трения дисков фрикциона.

Как видно из уравнения, при замедлении инерционные силы вращающихся масс препятствуют снижению частоты вращения двигателя и насоса, и чем больше моменты инерции узлов, тем меньше падение оборотов за время отключения одного из ГТД при смене передачи трансмиссии.

Типичная циклограмма процесса переключения передач приведена на рис. 5.

Продолжая сравнение дизельных и газотурбинных приводов насосов комплексов ГРП, следует отметить бесспорное достоинство газотурбинной силовой установки, заключающееся в возможности запуска двигателя без разогрева при низких температурах окружающего воздуха, минус 40°C и ниже, что позволяет сократить время подготовки

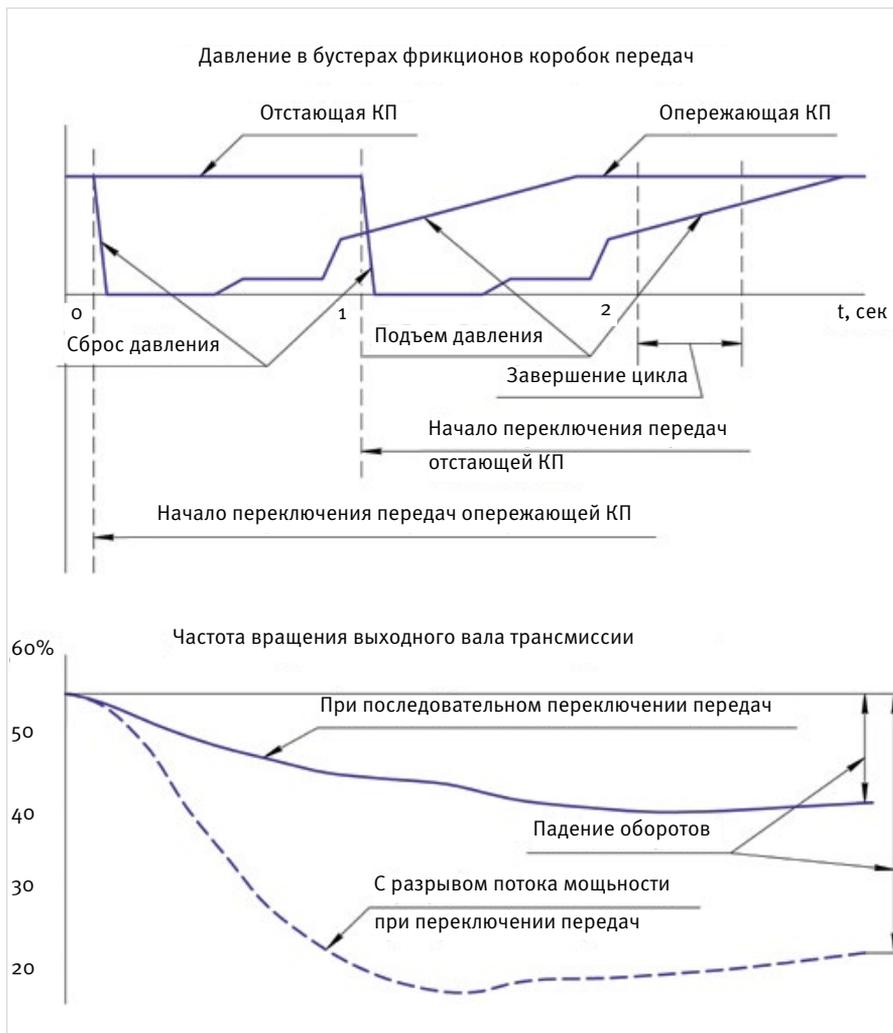


Рис. 5 — Насосные агрегаты с дизельной силовой установкой и «спаркой» двух газотурбинных силовых установок

техники к выполнению технологической операции и улучшить условия работы персонала в таких некомфортных условиях. Запуск одного двигателя в любых температурных условиях занимает 1 минуту, а через 3 минуты ГТД способен воспринимать полную нагрузку. Разогрев дизеля в зимнее время может длиться на протяжении часа.

Выпускные газы газотурбинного двигателя не содержат копоти и искр, практически нетоксичны, их температура может регулироваться оператором и находится в пределах (150...500)°С. Расход газов ГТД значителен — от 1 до 4 кг/с. Благодаря этим качествам выпускные газы можно использовать для разогрева других агрегатов, например трансмиссии, маслобаков и картера насоса [1].

Оппонентами использования ГТД в качестве силовой установки для привода насоса приводятся аргументы о больших расходах топлива и высокой стоимости газотурбинного двигателя по сравнению с дизелем.

На практике данные по расходу топлива выглядят следующим образом: удельные расходы топлива при работе с максимальной мощностью составляют

- 310 г/кВт ч для ГТД,
- 225 г/кВт ч для дизеля,

т.е. отличаются менее чем на 40%.

На режимах частичной нагрузки ~50% от максимальной мощности, характерных для работы при операции гидроразрыва, газотурбинный двигатель будет расходовать на 50% топлива больше дизельного.

Расходы топлива за час работы при 50% загрузке составляет:

- 320 кг/ч у двух ГТД,
- 215 кг/ч у дизеля,

т.е. за час работы силовых установок, а в среднем такое время работают насосные агрегаты на операции гидроразрыва, четыре насосных агрегата со «спаркой» ГТД израсходуют на 420 кг (~500 л) топлива больше, чем с дизельной силовой установкой равной мощности. При цене дизельного топлива 26 руб/л дополнительные издержки на топливо составят 13 тыс. рублей.

При сравнении стоимости эксплуатации следует также учитывать, что газотурбинная силовая установка практически не расходует масло, а дизельный двигатель требует постоянного пополнения запаса масла [1].

В операции гидроразрыва задействовано большое количество разнообразной техники: песковозы, перевозчики буллитов, манифольдов и другого оборудования, машины управления, приготовления смеси, подогрева, транспорт для перевозки персонала и т.д. Учитывая, что вся эта техника, включая шасси насосных агрегатов, совершают весьма протяженные переезды от мест дислоцирования к скважинам и обратно, доля рассчитанного перерасхода топлива в 500 л становится несущественной. На фоне расходов на закачиваемые в пласт компоненты, амортизацию дорогостоящей техники, других необходимых финансовых вложений на проведение операции гидроразрыва, перерасход в 13 тыс. рублей на топливо, если он вообще

будет иметь место при задействовании дополнительного резервного дизельного насосного агрегата, будет практически неощутим для эксплуатирующей организации.

Что касается повышенной стоимости силовой установки ГТД, то этот аргумент мог приниматься в рассмотрение во времена, когда планировалось использование отечественных силовых установок. В настоящее время дизельные двигатели необходимой мощности с приемлемыми характеристиками в России не производятся, а стоимость специализированных зарубежных двигателей, оснащённых системами, позволяющими использовать их в насосных агрегатах для ГРП, и гидромеханическими трансмиссиями ничуть не меньше стоимости «спарки» двух силовых установок с ГТД.

Краткая сравнительная таблица технических показателей насосных агрегатов с силовыми установками двух типов представлена в таблице 1.

Итоги

Статья отражает технические преимущества газотурбинного привода насосных агрегатов комплекса ГРП при работе агрегатов на весьма специфическую нагрузку, каковой является скважина в процессе проведения гидроразрыва пласта.

Выводы

1. Силовая установка из двух газотурбинных двигателей со свободной турбиной как источник энергии насосного агрегата комплекса гидроразрыва нефтяных и газовых пластов, имеет существенное преимущество по сравнению с дизельным двигателем в части обеспечения непрерывности подачи смеси в скважину на режимах изменения подач и давления насоса.
2. Компактность газотурбинного двигателя и его систем позволяет улучшить массо-габаритные показатели мобильного насосного агрегата комплекса ГРП по сравнению с дизельным исполнением агрегата и обеспечить высокие эксплуатационные качества и надежность установки в целом.

Характеристики	Установка с дизельным двигателем	Установка с газотурбинным двухдвигательным приводом («спаркой»)
Масса эксплуатационная, т	36	29,9
Максимальная мощность силовой установки, кВт	1654+117 1771	827+827 1654
Максимальная мощность, передаваемая на насос, кВт	1400	1540
Безразрывный подвод мощности к насосу при переключении передач	не обеспечен	обеспечен
Максимальное давление на выходе, МПа	79,1	85
Максимальная производительность, м³/мин	2,5	2,5
Система запуска двигателя	гидростартер (привод от двигателя шасси)	от собственного электростартера
Зимний запуск двигателя	впрыск эфира и предпусковой подогреватель	запуск без разогрева
Автоматическая система противопожарного оборудования	отсутствует	есть

Таб. 1 — Сравнительная таблица технических показателей насосных агрегатов



ЗАО «ПКБ «Автоматика»
198097, Россия,
Санкт-Петербург, пр. Стачек, 47
Тел.: +7 (812) 783-66-39, 783-62-97
mail@automatika.ru
www.automatika.ru

Список использованной литературы

1. Попов Н.С., Изотов С.П. Транспортные машины с газотурбинными двигателями. Ленинград: Машиностроение, 1980, 224 с.
2. Стесин С.П., Яковенко Е.А. Лопастные машины и гидродинамические передачи. М.: Машиностроение, 1990. С. 135, 240 с.
3. Двигатель газотурбинный ГТД-1250. Технические условия.
4. Носов Н.А. Расчет и конструирование гусеничных машин. Ленинград: Машиностроение, 1972. С. 66-77, 560 с.