

# Использование особенностей газотурбинной силовой установки при эксплуатации оборудования для гидроразрыва нефтяных и газовых пластов в зимний период

Работы ведутся при финансовой поддержке Минобрнауки РФ по государственному контракту №14.572.12.5001 от 14.07.2011 г.

**А.Д. Касьянов**  
главный специалист<sup>1</sup>  
gba@automatika.ru

**С.Л. Макаров**  
главный конструктор<sup>2</sup>

**Л.П. Юнаков**  
кандидат технических наук, декан<sup>2</sup>  
komdep@bstu.spb.su

<sup>1</sup>ЗАО «Проектно-конструкторское бюро «Автоматика» — дочернее общество ОАО «Кировский завод» (ЗАО «ПКБ Автоматика»), Санкт-Петербург, Россия

<sup>2</sup>Балтийский государственный технический университет (БГТУ «Военмех» им.Устинова Д.Ф.), Санкт-Петербург, Россия

**Рассмотрены особенности характеристик газотурбинных двигателей с точки зрения использования их отработавших газов для предпускового подогрева масла и технологического оборудования машин, предназначенных для гидравлического разрыва нефтяных и газовых пластов. Приведено теоретическое обоснование и практическое решение по обеспечению подогрева масла и оборудования на машинах, оснащённых газотурбинными двигателями.**

Условия эксплуатации оборудования комплексов машин, обслуживающих нефте и газодобывающие предприятия в России характеризуются значительным диапазоном внешних погодных воздействий, определяемых географическим положением нашей страны и размерами территории, при этом большая часть месторождений сосредоточена в регионах с холодным климатом. Запуск и приведение машин в работоспособное состояние перед осуществлением технологического процесса зимой является трудоёмкой, длительной и энергозатратной операцией. Работа с холодным «металлом» на ветру и морозе крайне некомфортна. Особенно часто требует предпускового подогрева оборудование мобильных комплексов гидравлического разрыва пластов, выполняющее работу циклически, так как после проведения операции «разрыва» требуется свернуть оборудование, совершить переезд, расставить машины и подготовить оборудование для работы на очередном месте. Периодичность проведения гидроразрывов составляет от суток до недель. За это время неработающее оборудование и их силовые установки успевают остывать до уровня среднесуточной температуры окружающего воздуха. Зимой эта температура нередко ниже минимально допустимой для работы агрегатов и узлов технологической установки. Обычно фирмы-производители гидравлических узлов, трансмиссий, электронных устройств, датчиков и других систем предельной для функционирования температурой окружающей среды устанавливают порог в -20...-25°C. Узлы в «хладостойком» исполнении допускают работу при температуре ниже -40°C, но стоят существенно дороже. Сфера их применения часто ограничена рамками продукции военного назначения, и использование их на «гражданских» ма-

шинах требует сложного согласования или запрещено. Гидравлические системы и трансмиссии требуют применения зимой специальных маловязких масел. Это позволяет «страгивать» их и приводить в движение на холостом ходу без предварительного подогрева, сократив время подготовки узла к принятию нагрузки. Но для работы агрегатов без ограничений по нагрузке и частоте вращения, температура масла должна быть доведена до требуемого уровня.

В технологических установках для подогрева оборудования и используемых продуктов в условиях низких температур применяют специальные подогреватели с теплообменниками, в которых тепловая энергия отработавших газов, образовавшихся при сгорании топлива, передаётся промежуточному жидкому теплоносителю, подводимому к теплообменнику на подогреваемом оборудовании. Теплоноситель может также получать тепловую энергию из системы охлаждения двигателя технологической установки, однако предварительно двигатель сам должен быть разогрет до температуры, позволяющей его запустить. Дизельный двигатель, остывший до температуры -15...-20°C и ниже перед запуском требует разогрева автономным предпусковым подогревателем, производительность которого превышает 40 кВт. После запуска двигателя производится разогрев масла трансмиссии, гидросистемы технологического оборудования подачей горячего антифриза водяным насосом запущенного двигателя, либо совместно с водяным насосом автономного предпускового подогревателя. Система подогрева в таком виде достаточно сложна конструктивно, требует отладки распределения потоков антифриза по магистралям, исключая возможность недопустимого снижения расхода охлаждающей жидкости через двигатель вследствие появления

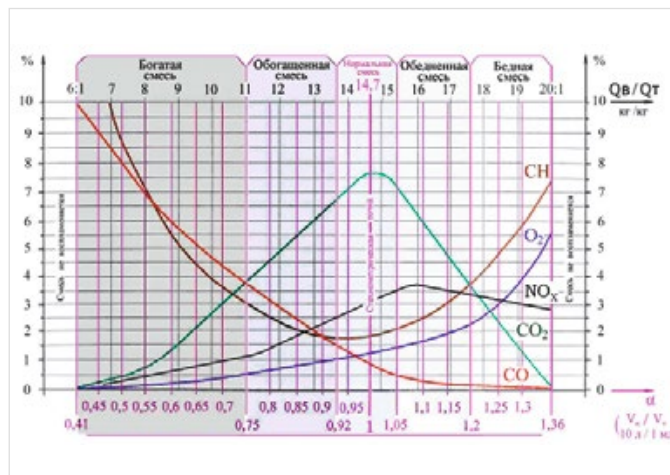


Рис. 1 — Влияние соотношения воздух-топливо на состав отработавших газов



Рис. 2 — Монтаж газотурбинного двигателя на агрегат приготовления смеси фирмы МТТ

параллельной трассы для охлаждающей жидкости в виде трассы обогрева оборудования. Тепловыделение дизельного двигателя мощностью 700 кВт в охлаждающую жидкость находятся в пределах 150...430 кВт. Меньшие значения относятся к режиму работы при малой частоте вращения. Суммарное время подготовки технологической установки с дизельным двигателем, обусловленное доведением температуры до рабочего уровня зимой, достигает 2...2,5 часа.

Применение газотурбинного двигателя (ГТД) в качестве источника энергии, например для привода трёхплунжерного насоса технологической установки, позволяет повысить эксплуатационные качества машин комплекса, включая пусковые при низких температурах окружающего воздуха. ГТД надёжно запускается при температуре окружающего воздуха до  $-45^{\circ}\text{C}$  без предварительного подогрева. Время его запуска не зависит от внешних условий, и определяется циклограммой, заложенной в пусковую аппаратуру. Цикл запуска длится 1 минуту. Практически после запуска двигатель способен принимать нагрузку, но обычно для проведения технологических операций по гидроразрыву требуется довести температуру масла трансмиссии, технологического оборудования и компонентов закачиваемого продукта до требуемого уровня. ГТД не имеет жидкостной системы охлаждения,

тепловыделения, поступающие от горячей проточной части, редукторов и опор отводит маслосистема смазки двигателя. Величина тепловыделений ГТД в масло невелика. Даже на максимальном режиме работы тепловыделение газотурбинного двигателя мощностью 900 кВт не превышает 60 кВт, а на режиме малого газа в условиях отрицательных температур из-за повышенной теплоотдачи в холодный металл и окружающий воздух, а также вследствие незначительных потерь мощности в редукторной части двигателя оно снижается до 15...20 кВт. Такого количества тепловой мощности недостаточно, чтобы её использовать для подогрева холодных агрегатов и узлов насосной установки. В авиации и наземных транспортных средствах, оснащённых газотурбинным двигателем, для отопления используется горячий воздух, отбираемый за компрессором ГТД. С целью исключения недопустимого влияния отбора воздуха на параметры рабочего цикла ГТД, количество отбираемого воздуха ограничено 0,5...0,7% от расхода воздуха, потребляемого двигателем. Реально ГТД мощностью 900 кВт допускает отбирать до 0,04 кг/с, при этом тепловой поток, который может быть использован в системе подогрева, составляет в зависимости от режима работы двигателя 1,5...3 кВт. Учитывая, что разогрев установки осуществляется без нагрузки, и ГТД работает на режиме близком к малому газу,

#### Материалы и методы

Реалии нефтесервисного рынка в России сложились таким образом, что зарубежные компании, обладая большими финансовыми возможностями и вводя в российские нефтедобывающие компании свою технику целыми флотами, обеспечили себе доминирующие рыночные позиции. Отечественные разработчики и изготовители подобной техники могут добиться паритета на рынке машиностроительной продукции, предназначенной для работы в нефтедобывающих и нефтесервисных комплексах, только опираясь на существенные технико-экономические преимущества создаваемых машин. В статье на основании теоретического анализа, проведенных расчетов обоснована возможность использования отработавших газов газотурбинного двигателя для предварительного подогрева масла и технологического оборудования в отечественном насосном агрегате комплекса для гидроразрыва газовых и нефтяных пластов (комплекса ГРП).

#### Ключевые слова

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



Рис. 3 — Система выпуска отработавших газов на УН-2250

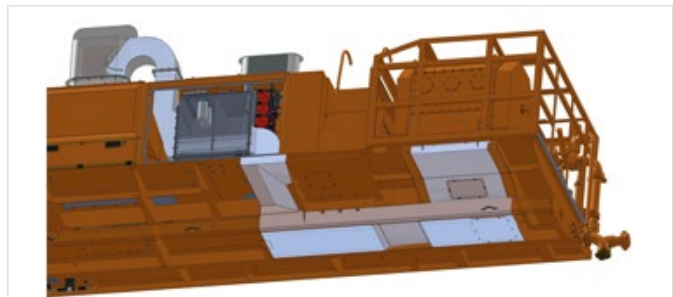


Рис. 4 — Вид снизу на газовые каналы

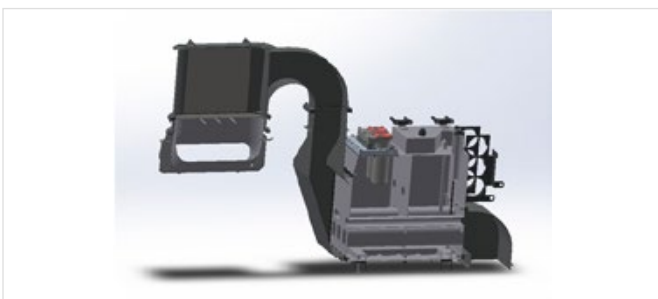


Рис. 5 — Разрез бокового отвода газового канала и масляного бака



Рис. 6 — Очертание газовых каналов

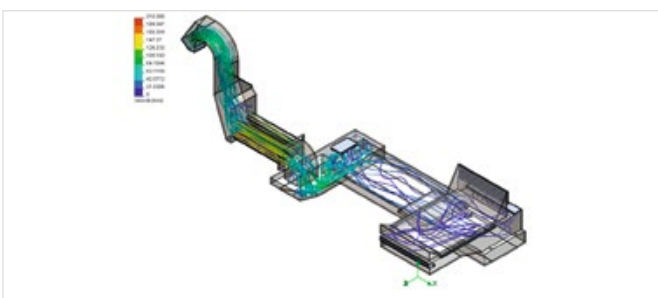


Рис. 7 — Линии тока отработавших газов по каналам обогрева

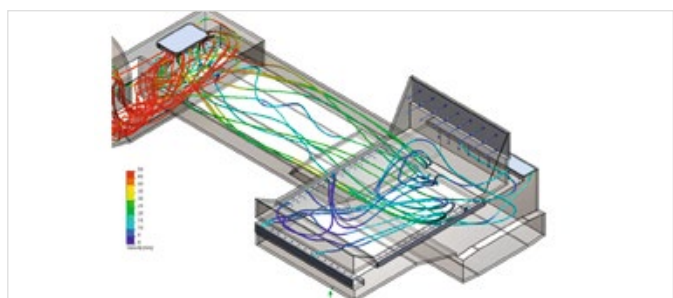


Рис. 8 — Линии тока отработавших газов под картером насоса

использовать можно не более 2 кВт. Этой мощности так же недостаточно для подогрева крупных агрегатов и объёмов жидкости установки насосной, но для доведения температуры масла смазки плунжерного насоса до эксплуатационных значений тепловой энергии, содержащейся в отобранном за компрессором воздухе вполне достаточно. Такая система реализована на установке насосной УН-2250, где воздух под давлением 0,3... 0,5 МПа с температурой 400...500 К проходит через теплообменник, размещённый на внешних стенках бака с маслом, предназначенном для смазки плунжеров объёмом 20 л.

Газотурбинный двигатель, изготовленный на уровне технологических достижений, позволяющих обеспечить его выпуск в промышленных условиях, в силу особенностей лопаточной системы турбин и конструкции камеры сгорания работает при максимальной температуре рабочего цикла не выше 1300...1450 К, в то время как дизельный двигатель имеющий массивные детали, контактирующие с горячими газами, хороший отвод тепла от них и циклический процесс сгорания топлива позволяет работать при соответствующем параметре достигающем 2000...2400 К. Снижение температуры газа ГТД достигается подачей компрессором ГТД в 4...5 раз большего количества воздуха, чем это требуется для обеспечения стехиометрического процесса сгорания топлива. В значительной

степени этими факторами — меньшей температурой цикла и большим объёмом перекачиваемого компрессором воздуха, обусловлена худшая топливная экономичность ГТД. Избыток кислорода, качественный распыл топлива и непрерывность горения приводят к более полному, чем у дизеля окислению компонентов топлива, а низкая температура в меньшей степени способствуют образованию окислов азота.

По этой причине в отработавших газах ГТД содержится мало сажи, окислов серы и азота, следовательно, они не коптят, их соединения при взаимодействии с водяным паром не образуют кислот, которые могут повредить электрическую аппаратуру, контакты и покрытия.

По данным американской фирмы МТТ, выпускающей оборудование для гидроразрыва с вертолётными и судовыми газотурбинными двигателями, позиционирующими их работу экологически безвредной ("Green Field"), ГТД выбрасывают на 85...90% меньше окиси углерода и окислов азота, чем дизельный двигатель.

Дизель с наддувом работает с коэффициентом избытка воздуха, достигающим до 1,2, но на переходных режимах кислорода в поступающем воздухе может быть недостаточно для полного сгорания топлива. Даже при значительном избытке воздуха, дизельный двигатель не может обеспечить «экологичный выхлоп» вследствие неизбежного ухудшения

смесеобразования вблизи стенок камеры сгорания и других местах, некачественной продувки камеры сгорания, из-за скоротечности и цикличности процессов, угара масла. На автомобильных дизельных двигателях с целью доведения уровня токсичности отработавших газов до требований норм Евро 4 и Евро 5 коэффициент избытка воздуха достигает значений 1,5...1,7 для обеспечения каталитического дожигания выбрасываемых газов. Состав, температура и объём отработавших газов ГТД позволяют использовать их для обогрева узлов технологического оборудования, ёмкостей с рабочими жидкостями и маслом, трубопроводов и аппаратуры без применения промежуточного теплоносителя. Газы могут быть направлены непосредственно на разогреваемые узлы без опасения, что они закопятся, обгорят или подвергнутся коррозии под воздействием кислот.

Система подогрева масла и оборудования отработавшими газами выбрана для установки насосной УН-2250, на которой установлены два газотурбинных двигателя ГТД-1250. Об эксплуатационных особенностях насосных агрегатов с газотурбинными двигателями см. статью «Применение газотурбинных двигателей в насосных агрегатах комплексов гидроразрыва нефтяных и газовых пластов» в журнале «Экспозиция Нефть Газ», № 6(24), 2012г.

Для реализации системы подогрева в выпускном патрубке одного из ГТД размещена

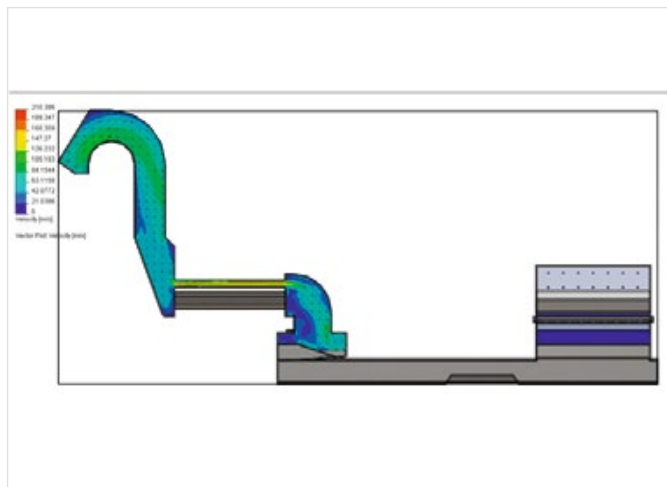


Рис. 9 — Эпюры скоростей газового потока в сечении 1,1 м

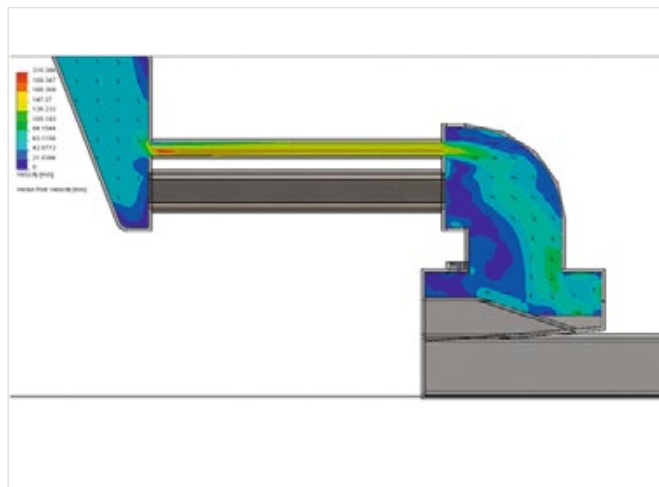


Рис. 10 — Эпюры скоростей газового потока в сечении 0,81 м

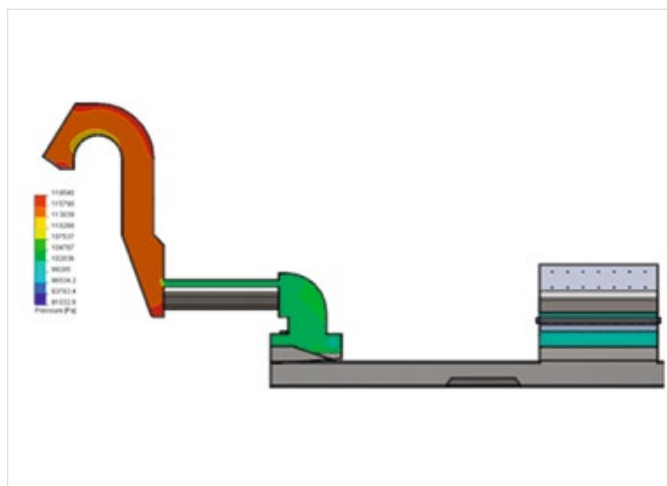


Рис. 11 — Эюра давления в сечении 1,1 м

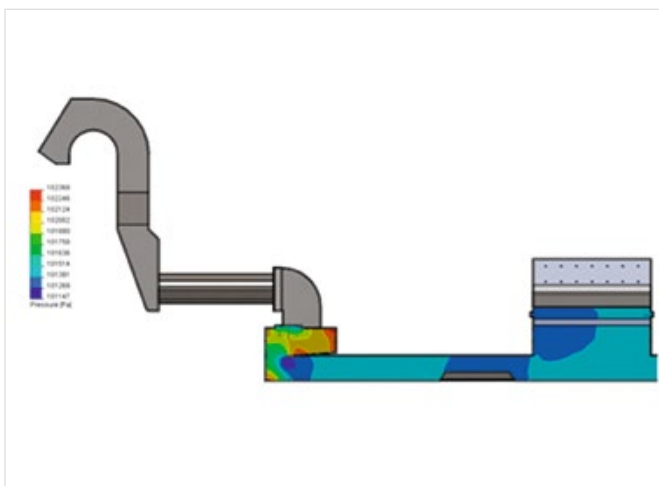


Рис. 12 — Эюра давления в сечении 0,19 м



регулируемая по положению заслонка, позволяющая направлять часть отработавших газов в боковой отвод, соединённый с каналом обогрева, роль которого выполняют газоходы из труб, проложенных через бак с маслом для смазки плунжерного насоса и пространство между лонжеронами монтажной рамы. В местах, где требуется подогрев узлов оборудования, организованы окна, через которые газы выходят в атмосферу, омывая подлежащие подогреву узлы трансмиссии и корпус плунжерного насоса. Конструкция каналов для прохода отработавших газов приведена на иллюстрациях.

Для оценки эффективности такой конструкции и оптимизации распределения потоков газа к подогреваемым узлам было выполнено численное моделирование течения газов и расчет теплообмена в проточной части газового тракта выпускной системы, определив её основные эксплуатационные параметры. Решение данной задачи осложняется плотной компоновкой обогреваемых агрегатов, которые расположены по принципу их оптимального функционирования в общей технологической схеме. Традиционно выбор и проработка конструкции магистралей газоходов проводились в ходе исследований, сочетающих инженерные методы расчета, методы математического моделирования и сравнительные экспериментальные работы. В настоящее время использование возможностей

трехмерного моделирования турбулентного течения вязкого газа позволяет свести к минимуму количество дорогостоящих физических экспериментов, заменить их математическим моделированием. В основе математического моделирования процессов течения и теплообмена газа в тракте обогрева лежит численное решение алгебраических аналогов дифференциальных уравнений переноса массы, количества движения и теплоты, дополненных уравнениями для определения параметров турбулентности.

Газовый канал имеет сложную форму и включает в себя участок для обогрева масла в маслобаке в виде шести патрубков сечением  $40 \times 100$  мм. Тракт имеет одно входное отверстие и шесть окон для выхода газа под узлами, которые желательно предварительно подогреть перед началом работы оборудования.

Область течения газа была построена с использованием программного продукта SolidWorks. Для расчета потока по области течения была построена трехмерная сетка, необходимая для численного решения уравнений переноса. Количество ячеек в расчетной области составило 1,2 млн.

Проведенные расчеты выявили картину течения газа в виде линий тока по тракту отвода отработавших газов, скоростей и давлений в нём.

Распределение скорости потока в сечениях канала показывает сложный характер

потока, связанный, прежде всего, с конфигурацией газохода. При этом неравномерность поля скорости находится в пределах допустимых значений из условия обеспечения распределения потоков на обдув и обогрев агрегатов.

Важную информацию несет распределение поля давления. Основной показатель, который может быть получен из анализа распределения давления в канале — это гидравлическое сопротивление всей трассы. По этой величине можно определить возможность реализации концепции отбора газа на обогрев и его количество. Некоторые эпюры давления в канале представлены на иллюстрациях. Определено, что перепад давления между входным и выходными сечениями не превышает значения 11 кПа, что удовлетворяет условию забора газа из выходного патрубка двигателя и прохождению заданного расхода по трассе канала подогрева.

По результатам моделирования были определены величины расходов в выходных сечениях канала. Установлены расходы отработавшего газа по каналам подачи их к подогреваемым узлам и выходу в атмосферу. Так при положении регулирующей заслонки, обеспечивающем подачу в трассу подогрева 2,5 кг/с отработавших газов, на трансмиссию поступает 38%, а на выходе из-под картера насоса 15% газов вытекает у передней стенки корпуса, 32% у задней, 7% со стороны качающего узла и 8% с противоположной стороны насоса.

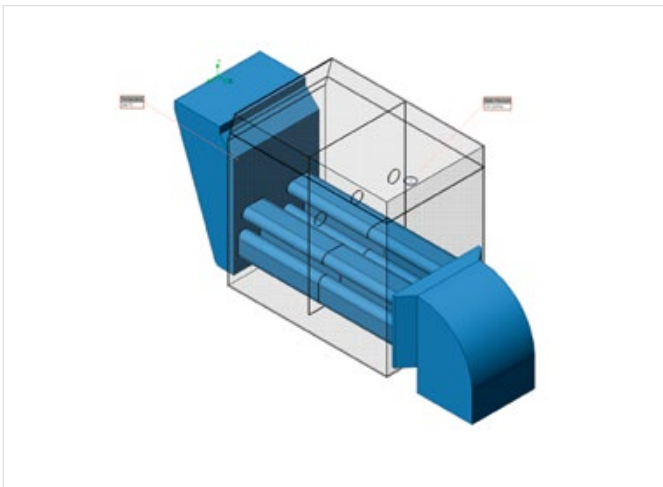


Рис. 13 — Расчетная модель маслобака

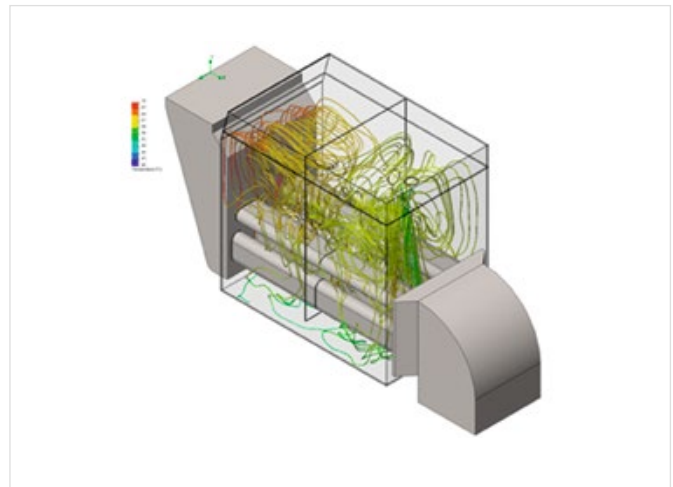


Рис. 14 — Линии тока конвективного течения масла в баке

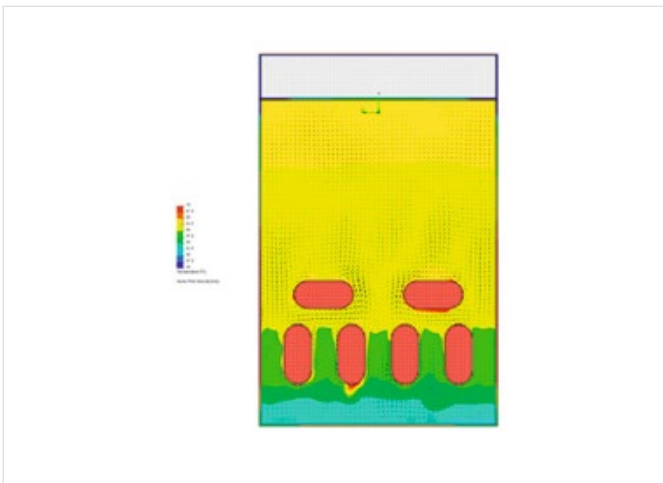


Рис. 15 — Эпюра температуры масла в поперечном сечении бака

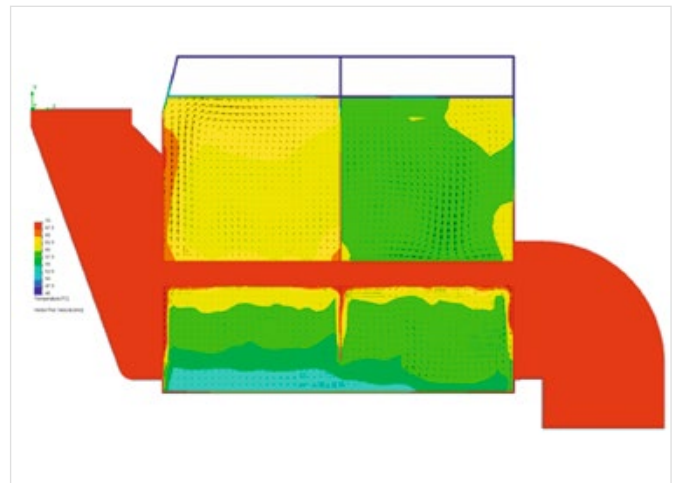


Рис. 16 — Эпюра температуры масла в продольном сечении бака

Итоговой частью проводимых исследований являлась оценка способности разогреть масло в баке от температуры  $-40^{\circ}\text{C}$  до уровня, обеспечивающего пуск насоса без повреждения трущихся пар. На основании полученных данных о распределении расхода газа по каналам и оценки термического сопротивления со стороны газа и теплопроводности стенок, было проведено исследование нестационарного процесса разогрева масла в маслобаке. Для проведения расчета были сделаны упрощающие допущения, незначительно влияющие на физическое содержание задачи. Так, газовый тракт представлен как разогретое тело с постоянной температурой. На верхней перегородке бака назначено условие постоянного статического давления для имитации компенсации расширения масла. Расчетная область задачи показана на иллюстрации.

В результате расчетного исследования определены поля температур масла в маслобаке в различные моменты времени. На эпюрах показаны эпюры температуры в поперечном и продольном сечении отстоящем на  $0,11$  м от плоскости симметрии. Представленная картина распределения температуры сформировалась за 30 минут после начала разогрева масла. Заметны области, где разогрев масла происходит медленно,

что связано недостаточно интенсивным конвективным движением масла, обладающим большей вязкостью. Видны циркуляционные зоны течения, в которых масло становится подвижным и хорошо прогревается. Масло в зоне забора насоса смазки на данный момент времени достигает  $+60^{\circ}\text{C}$ , и превышает нижний порог предельных значений температур, при которых допустим запуск плунжерного насоса и работа без ограничений.

#### Выводы

1. Газотурбинная силовая установка позволяет использовать тепловую энергию и регулировать подачу отработавших газов для подогрева масла и технологического оборудования при подготовке к работе, а при очень низких температурах и в ходе проведения технологического процесса. Такое техническое решение не требует применения дополнительной энергетической установки, предназначенной для выработки тепловой энергии используемой при подогреве оборудования или масла и промежуточного теплоносителя, размещения теплообменника для осуществления теплообмена между теплоносителем и подогреваемым оборудованием.
2. Расчетное исследование газодинамических и тепловых процессов в сочетании с трехмерным проектированием позволяет определить

наиболее приемлемые с точки зрения компоновочных требований и функциональной эффективности конструктивные решения. Разработанная конструкция газового тракта обогрева маслобака и агрегатов установки удовлетворяет требованиям по аэродинамическому совершенству и обеспечивает тепловой режим работы обогреваемых агрегатов.

#### Список используемой литературы

1. Двигатель газотурбинный ГТД-1250. Технические условия.
2. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. Санкт-Петербург: БХВ Петербург, 2012.
3. Черенцов Д.А. Токсичность отработавших газов дизелей и их антропогенное воздействие. Тамбов: ГОУ ВПО Тамбовский ГТУ, 2010.



ENGLISH

DRILLING

## Numerical model to perform field construction and to operate oil/gas field as an important step in arranging the "Smart field"

UDC 622.24 (075.3)

#### Authors:

Anatoliy D. Kas'yanov — chief specialist<sup>1</sup>; [gba@automatika.ru](mailto:gba@automatika.ru)

Sergey L. Makarov — chief designer<sup>2</sup>;

Leonid P. Yunakov — ph.D., dean<sup>2</sup>; [komdep@bstu.spb.su](mailto:komdep@bstu.spb.su)

<sup>1</sup>"Design Bureau Automatic" JSC — a subsidiary of JSC "Kirov Plant" (JSC "PKB Automation"), Saint-Petersburg, Russian Federation

<sup>2</sup>Baltic State Technical University (State Technological University "Voenmech" im.Ustinova DF), Saint-Petersburg, Russian Federation

#### Abstract

The features of the characteristics of gas turbine engines from the point of view of their use of exhaust gases for preheating the oil and process equipment machines for hydraulic fracturing of oil and gas reservoirs. The theoretical basis and practical solution for providing heating oil and equipment on machines equipped with turbine engines.

#### Materials and methods

The realities of the oilfield services market in Russia have developed in such a way that the foreign companies, which have large financial resources and introducing a Russian oil company its entire fleet vehicles, secured a dominant market position. Domestic developers and manufacturers of such equipment can achieve parity in the market of engineering products, designed to work in the oil producing and oilfield complexes, only relying on the substantial technical and economic benefits generated by machines. In the article on the basis of theoretical analysis,

the calculations demonstrated the possibility of using a gas turbine engine exhaust gases to preheat the oil and process equipment in the domestic pump unit complex fracturing of oil and gas reservoirs (complex EMG). Reflected in the article the results of the collective development of CJSC "PKB" automatic "in the field of technology for oilfield services market of the oil industry of the Russian Federation indicate the correct use of non-standard and developments obtained in the creation of a special technique using a gas turbine engine as a special-purpose machines.

#### Results

The article substantiates the possibility of using the features of a gas turbine power plant with pump operation to reduce the time of preparation of process equipment for use in the winter.

#### Conclusions

1. The gas turbine propulsion system allows the use of thermal energy and regulate the flow of

exhaust gases for heating the oil and process for the preparation of the work, and at very low temperatures during the manufacturing process. This solution does not require additional power plant, designed to produce heat energy used in heating equipment and oil and intermediate heat, placing the heat exchanger for heat exchange between the coolant and heated equipment.

2. Numerical Simulation of gas-dynamic and thermal processes in conjunction with three-dimensional design allows you to determine the most appropriate in terms of layout requirements and functionality of the design solutions. The developed design of heating oil tank of gas path and plant units satisfies the requirements for aerodynamic perfection and provides thermal conditions of the heated aggregates.

#### Keywords

hydraulic fracturing of oil and gas reservoirs, power plant, gas turbine engine, a diesel engine, the heating system

#### References

1. Gas turbine engine GTD-1250. specifications [Gas turbine engine GTD-1250. Specifications].
2. Alyamovsky A.A. SolidWorks Simulation.

- How to solve practical problems. [SolidWorks Simulation. How to solve practical problems]. St. Petersburg: BHV Petersburg, 2012.
3. Cherentsov D.A. Exhaust emissions of diesel

engines and their human impact [Exhaust emissions of diesel engines and their human impact]. Tambov: Tambov State Technical HPE, 2010.