

УДК 621.592.3

Безмасляный турбодетандер природного газа на лепестковых газодинамических подшипниках

С.И. ЩЕДУХИН, **А.В. ПОЛИКАРПОВ**, polikarpovav@imec.msu.ru;

канд. техн. наук **А.П. ВИКУЛОВ**, wap@imec.msu.ru; **С.Н. ЗОТОВ**, zotoff@inbox.ru;

канд. техн. наук **Т.М. РОЗЕНОЕР**, rozenoertm@imec.msu.ru; **А.А. КОСТЕНКО**, kosrk1@gmail.com

НИИ механики МГУ,

канд. техн. наук **В.А. ВОРОНОВ**, breads@mail.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана

В статье приведено описание безмасляного турбодетандера природного газа на лепестковых газодинамических подшипниках, предназначенного для применения в системах очистки природного или попутного газа, а также для его ожижения. Детандер может быть с успехом применен и в воздухоразделительных установках.

В конструкции детандера предложена оригинальная система лабиринтных уплотнений, которая обеспечивает осевую разгрузку подшипников, что увеличивает ресурс турбодетандера и одновременно дает возможность регулирования режима работы турбинной ступени в широком диапазоне частот вращения ротора.

Расчет проточной части осуществлен по параметрам реального газа, характерным для конкретных газовых месторождений; проведены модельные испытания детандера на воздушном стенде. Приведено краткое описание стенда для обкатки детандера и первичных испытаний.

При проведении НИР и ОКР по данной теме было предложено два типоразмера – «малая» и «большая» серии детандеров на различные производительности (от 600 до 4000 м³/ч) и мощности (13–88 кВт).

Ключевые слова: турбодетандер, природный газ, попутный газ, ожижение природного газа, лепестковые газодинамические подшипники, foil bearings.

OIL-FREE TURBO-EXPANDER FOR NATURAL GAS USING LEAF GAS-DYNAMIC BEARINGS

S.I. SCHEDUKHIN, **A.V. POLIKARPOV**, PhD **A.P. VIKULOV**, **S.N. ZOTOV**, PhD **T.M. ROZENOER**, **A.A. KOSTENKO**

Institute of mechanics, LMSU

PhD **V.A. VORONOV**

BMSTU

The paper describes an oil-free turbo-expander for natural gas using leaf gas-dynamic bearings designed for application in systems for natural or associated gas purification as well as for gas liquefaction. The turbo-expander may be applied successfully in air separation plants. An original system of labyrinth sealing is offered, it ensures axial bearing unloading and so prolongs the turbo-expander operating life, also it gives the possibility to regulate the mode of operation of the turbine stage at wide range of rotation frequency.

The turbine setting is calculated using the real gas parameters that are typical for concrete gas fields; the expander model tests were carried out on an air test bench. A concise description of the test bench to run in the expander and the results of primary tests are cited. When carrying out research and development of this subject two dimension-types were offered: "little" and "large" series of expanders for different efficiency (from 600 to 4000 m³/h) and capacity (13–88 kW).

Keywords: turbo-expander, natural gas, associated gas, natural gas liquefaction, leaf gas dynamic bearings, foil bearings.

При добыче природного газа получаемый продукт иногда невозможно (или вредно для оборудования) использовать без очистки из-за большого количества примесей, разнородного смесового состава и т.д. Основная задача при очистке сводится к избавлению природного газа от нежелательных примесей (воды, диоксида углерода и пр.) и выделению из газа тяжелых фракций, которые относительно широко могут использоваться в качестве стабильных энергоносителей (этан, пропан, бутан), как и метан – главная составляющая природного газа.

Похожие проблемы с очисткой от примесей возникают также и при полезном использовании так называемого попутного газа – побочного продукта в процессе добычи и трубопроводной транспортировки нефти. Очень часто для облегчения технологических проблем попутный газ попросту сжигают, что является крайне нерациональным.

В наиболее распространенных методах очистки и разделения природного газа используются достижения холодильной и криогенной техники. Чаще всего применяют холодильную установку, в состав которой входит высокооборотный турбодетандер (ТД), как правило, имеющий масляные подшипники скольжения, что накладывает определенные ограничения при эксплуатации. Безмасляные турбодетандеры на газовых подшипниках являются более прогрессивной конструкцией.

В турбодетандерах с газостатическими подшипниками [2] осуществляется режим газовой смазки опор, т.е. отсутствуют механические контакты ротора и корпусных деталей. При этом воздух (или любой другой газ) нагнетается в полость подшипников под давлением, т.е. для надува газа в подшипники расходуется дополнительная мощность, что приводит к снижению эффективности турбомашин. Это, по сути, является одним из главных недостатков газостатических подшипников.

В лепестковых газодинамических подшипниках (ЛГП) отсутствует принудительная подача газа в полость подшипников. При увеличении частоты вращения ротора повышение давления в газовом слое обусловлено вязкостью газа и конструкцией ЛГП с перекрывающимися упругими элементами – лепестками. Режим газовой смазки имеет место при высоких частотах вращения ротора, а износ поверхностного слоя опор происходит только при запуске и останове. Для уменьшения износа, а также для облегчения процесса запуска на лепестки нанесено специальное антифрикционное покрытие толщиной около 25 мкм (твердая смазка), имеющее высокую износостойкость, низкий коэффициент трения и выдерживающее не менее 30 тыс. циклов пуск–останов. Более подробное описание конструкции и принципа работы лепестковых газодинамических подшипников приведено в [1].

Конструкция безмасляного турбодетандера природного газа с ЛГП

На рис. 1 представлена общая схема предлагаемого безмасляного турбодетандера на ЛГП. В корпусе ТД размещена ходовая часть, включающая ротор 1, который опирается на два радиальных лепестковых подшипника 2 и на два осевых лепестковых подшипника (подпятника) 3. Сжатый газ проходит через сопловой направляющий аппарат 4 и поступает затем в рабочее колесо центробежной турбины 5, где продолжает расширяться и совершает работу. При совершении работы газ охлаждается значительно сильнее, чем при простом дросселировании (в этом и состоит основное преимущество детандера перед простым дросселем). Мощность, развиваемая турбинным рабочим колесом, утилизируется тормозным центробежным компрессорным колесом 6, которое обеспечивает циркуляцию газа по замкнутому контуру, образуя тепло отводится при охлаждении газа в теплообменнике тормозного контура.

В конструкции тормозного компрессора для получения более пологой характеристики применен безлопаточный диффузор, что способствует устойчивой работе центробежного компрессора на переменных режимах ТД.

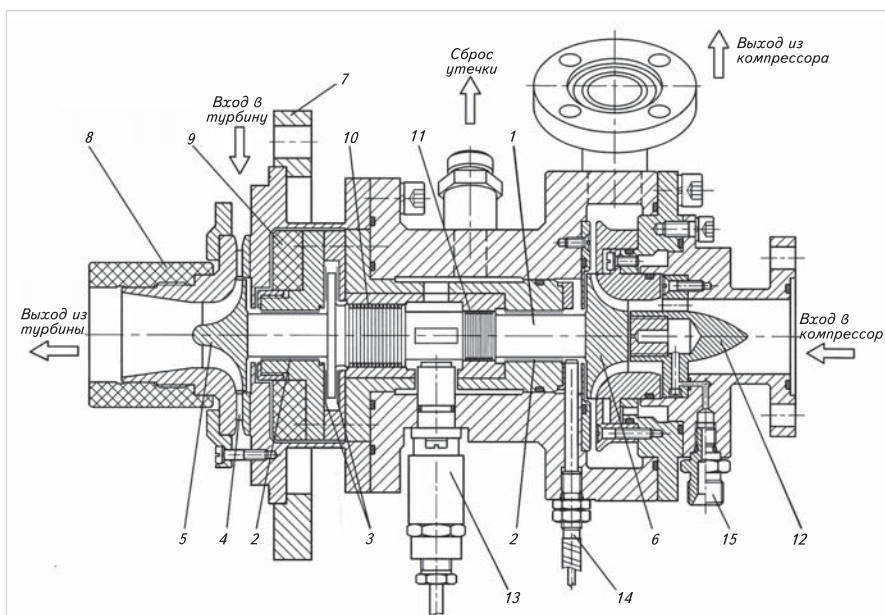


Рис. 1. Общая схема турбодетандера природного газа: 1 – ротор; 2 – радиальный лепестковый подшипник; 3 – осевой лепестковый подшипник; 4 – сопловой направляющий аппарат; 5 – турбинное колесо; 6 – компрессорное колесо; 7 – фланец; 8, 9 – фторопластовые изолирующие прокладки; 10, 11 – лабиринтные уплотнения; 12 – обтекатель; 13 – датчик частоты вращения ротора; 14 – датчик перемещения ротора; 15 – штуцер отбора давления

На схеме турбодетандера не показана статическая камера или так называемое «гнездо», в которое устанавливается ТД. В гнезде детандер фиксируется с помощью накидного фланца 7. Для уменьшения потерь холода в конструкции применены фторопластовые прокладки 8 для изоляции входа от выхода турбинной ступени, 9 — для изоляции проточной части турбины от теплого корпуса турбомашин.

Лепестковые газодинамические подшипники имеют меньшую несущую способность, чем масляные подшипники скольжения и газостатические подшипники. Поэтому при проектировании турбомашин следует тщательно рассчитывать нагрузки на такие опоры, прежде всего на осевые лепестковые подпятники. При больших нагрузках следует принимать меры для осевой разгрузки опор — только так можно получить надежную конструкцию турбомашин на ЛГП.

В представленном на рис. 1 ТД для осевой разгрузки подпятников 3 предложена система из двух лабиринтных уплотнений 10 и 11 (из полости между ними производится сброс утечки). Дополнительная осевая разгрузка обеспечивается необычной геометрией тормозного компрессора (ТК), состоящего из рабочего колеса 6 с увеличенным диаметром втулки с плоским торцом и неподвижного обтекателя 12. Обтекатель приводит к ускорению потока и соответственно к уменьшению статического давления на входе в компрессор, что обеспечивает дополнительную осевую разгрузку.

Для контроля частоты вращения ротора применен датчик 13 индукционного типа оригинальной конструкции, изготовленный во взрывобезопасном исполнении. Для повышения надежности работы он имеет два независимых канала генерирования сигнала.

Для контроля амплитуды колебаний ротора ТД на начальных этапах испытаний применены бесконтактные токовихревые датчики перемещения 14, расположенные в двух разных плоскостях.

Контролируемые параметры ТД

В ходе испытаний экспериментального (пилотного) образца ТД контролировались температуры газа и корпусов подшипников, давления, частота вращения ротора, расходы газа через турбину и тормозной компрессор и др. Общее число контролируемых параметров составляло 33: 18 непосредственно на самом детандере и еще 15 — на стенде. Использовался весь комплекс КИП, включая большое количество вторичных приборов, системы сбора и обработки полученной информации. К комплексу был подключен компьютер для расчета в реальном масштабе времени по разработанной программе таких параметров, как изоэнтропный КПД турбины η_s , развиваемая мощность N (кВт) и т.п. В ходе испытаний все параметры непрерывно выводились на монитор и записывались на жесткий диск компьютера.

Для контроля осевого усилия на подпятники в корпусах ТД были выполнены каналы отбора давления: на входе в рабочее колесо турбины 5 (давление p_1); в полостях между подпятниками 3, перед лабиринтными уплотнениями турбины 10 и компрессора 11; непосредственно на выходе из компрессорного колеса 6 и т.д. На рис. 1 все эти каналы отбора давления не показаны (за исключением отбора давления на входном торце компрессора с помощью штуцера 15). Все перечисленные замеры давления выведены на датчики давлений, а некоторые продублированы еще и манометрами. Сигналы с датчиков давления были заведены в компьютер, который вычислял осевое усилие на подпятники в режиме реального времени с выводом результатов на специальное табло.

Если осевая нагрузка направлена в сторону турбины и незначительна по величине, то на табло загорается левая зеленая лампочка (фрагмент панели управления стенда показан на рис. 2). Если нагрузка возрастает до заранее определенного уровня, то кроме зеленой лампочки загорается и желтая (тоже с левой стороны). Если же осевая нагрузка становится опасной для лепестковых подпятников, то дополнительно загорается красная лампочка в центре и срабатывает звуковая сигнализация. Инженер-испытатель должен либо остановить ТД, либо изменить режим работы.

Если же осевая сила «перекладывается» в сторону компрессора, то на этом же табло лампочки загорятся с правой стороны.

При переходе к серийной машине планируется упростить конструкцию корпуса ТД, так как на отработанном изделии отпадает необходимость в токовихревых датчиках перемещения 14 и многочисленных каналах отбора давлений. На детандере планируется оставить только датчик частоты вращения и пару датчиков температуры в корпусах подшипников. В целом это значительно упростит конструкцию изделия и снизит его себестоимость.



Рис. 2. Фрагмент панели управления стенда с индикатором частоты вращения ротора ТД и табло контроля осевого усилия на подпятники

Регулирование режима работы турбинной ступени

Разработанная система лабиринтных уплотнений выполняет две задачи — обеспечивает осевую разгрузку подпятников и позволяет осуществлять регулирование режима работы турбинной ступени в широком диапазоне. На рис. 3 представлена пневматическая схема подключения ТД, позволяющая понять принцип регулирования турбины.

Для поддержания работоспособности системы в турбодетандере со стороны расширительной турбины 1 и со стороны компрессора 2 (см. рис. 3) предусмотрены лабиринтные уплотнения 9 и 10, а также отвод утечки 3. В конкретном проекте рабочее тело ТД — это природный газ, что исключает возможность сброса утечки в атмосферу, поэтому сброс осуществляется в «теплый» трубопровод с давлением, равным или меньшим, чем давление за расширительной турбиной в колонне очистки природного или попутного газа. Тормозной компрессор 2 осуществляет циркуляцию газа по тормозному контуру — от выхода из компрессора к теплообменнику отвода тепла 7, затем через вентиль регулировки напора 8 снова на вход в компрессор. Раздача входного газа на турбину 1 и на пополнение тормозного контура может осуществляться как из точки с низкой температурой газа, так и из точек с разной температурой. В тормозном контуре место подпитки его расположено между вентилем регулировки напора 8 и входом в тормозной компрессор 2. Вентиль 5 перед турбиной служит для плавной подачи рабочего газа на турбину. Он должен также осуществлять функцию отсечного клапана или располагаться с ним последовательно. Регулятор давления «после себя» 6 (с возможностью ручного или автоматического регулирования давления уставки) поддерживает нужное давление в тормозном контуре. Таким образом, регулирование тормозного контура и режима ТД в целом осуществляется посредством регулятора 6 и вентиля регулировки напора тормозного компрессора 8. В процессе исследования было установлено, что для недопущения помпажа тормозного компрессора вентиль 8 следует доработать: установить ограничитель, предохраняющий его от полного закрытия.

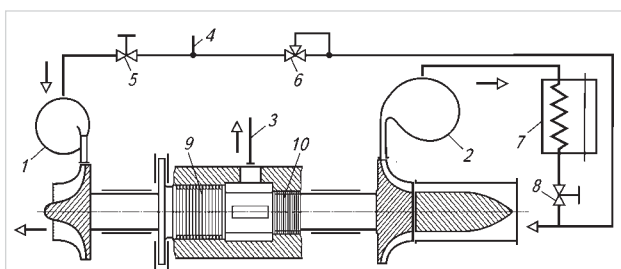


Рис. 3. Пневматическая схема подключения ТД: 1 — турбина; 2 — компрессор; 3 — отвод утечки через уплотнения; 4 — точка раздачи газа на турбину и тормозной контур; 5 — вентиль подачи газа в турбину; 6 — регулятор подпитки тормозного контура; 7 — теплообменник; 8 — вентиль регулировки напора; 9, 10 — лабиринтные уплотнения

Рассмотрим процесс регулирования частоты вращения ротора. Предположим, что частота вращения ротора ТД выше расчетной и параметры турбинной ступени неоптимальные. В этом случае следует увеличить подпитку тормозного контура, т.е. приоткрыть регулятор 6, в результате чего давление в тормозном контуре увеличится, тормозная мощность компрессора также увеличится и, как следствие, частота вращения ротора уменьшится. Если же частота вращения ротора слишком низкая, то нужно прикрыть регулятор 6, тогда давление в тормозном контуре (из-за утечки через лабиринтное уплотнение 10) уменьшится и частота вращения тут же увеличится. Таким простым способом можно регулировать частоту вращения ротора ТД в пределах от 60 до 150 тыс.об/мин (т.е. изменять ее в 2,5 раза). И, что очень важно, это происходит при фиксированных параметрах на турбинной ступени! Испытания ТД на воздушном стенде показали, что предложенный способ регулирования очень оперативен: при изменении уставки регулятора 6 частота вращения ротора ТД изменяется и стабилизируется в течение 4–6 с, т.е. достаточно быстро. Утечка из проточной части турбины через лабиринтное уплотнение 9 (т.е. утечка холодного газа) составляет примерно 3%, что вполне допустимо.

Если перекрыть линию сброса утечки 3 и одновременно закрыть регулятор подпитки тормозного контура 6, то лабиринтные уплотнения 9 и 10 перестанут работать, давление в тормозном контуре установится постоянным и будет определяться статическим давлением p_1 на входе в рабочее колесо турбины. В этом случае частота вращения ротора практически становится постоянной и какие-либо ее регулировки очень затруднительны. Испытания показали, что вентиль регулировки напора 8 в тормозном контуре в такой ситуации может изменить частоту вращения ротора в пределах всего лишь 10–15 % (при неизменных параметрах турбины и при неработающих или отсутствующих лабиринтных уплотнениях).

Таким образом, отсутствие системы лабиринтов со сбросом утечки делает ТД однорежимным (по типу детандера в [1]). Также расчеты показывают существенное увеличение осевой нагрузки на ротор при такой конструкции.

Влияние состава газа на параметры ТД

При расчете проточных частей турбины и компрессора основная трудность была связана с различием состава природного газа в зависимости от места расположения добывающей скважины. Выполнять газодинамический расчет проточной части турбомашин для конкретного состава газовой смеси достаточно сложно, поэтому предварительные вычисления выполнялись для 100%-ного метана, а затем расчеты корректировались с использованием реальных термодинамических свойств исходной газовой смеси. Для сравнения с чистым метаном был принят некий среднестатистический, характерный для целого ряда месторождений

природного газа химический состав: метан (87%), этан (5,19%), пропан (4,78%), изобутан (0,36%), бутан (0,61%), диоксид углерода (0,95%), азот (1,11%).

Расчеты показали, что параметры ТД на чистом метане и на среднестатистическом природном газе будут отличаться примерно на 15%, а при других составах природного газа отклонение может быть еще больше. Однако предложенный выше способ регулирования ТД позволяет добиться оптимального режима работы турбины практически при любом составе природного газа и при неизменной геометрии проточных частей!

Воздушные испытания

Испытание детандера на природном газе — мероприятие очень ответственное и затратное. Поэтому предварительно были проведены первичные испытания изделия на воздушном стенде. Для корректного сопоставления результатов испытаний на воздухе и природном газе было выполнено математическое моделирование режимов. В ходе первичных испытаний на воздушном стенде были получены расчетные частоты вращения ротора ТД (до 150 тыс.об/мин), расчетная мощность и температура на выходе (согласно моделированию проточных частей на воздухе), смоделирована предполагаемая осевая нагрузка на лепестковые подпятники, а также подтверждена высокая эффективность предложенной системы регулирования режима ТД. И самое существенное — было получено и подтверждено расчетное КПД турбинной ступени.

Все сказанное свидетельствует о правильности концепции, принятой при разработке и конструировании этого турбодетандера природного газа. На рис. 4 показан общий вид стенда для воздушных испытаний



Рис. 4. Общий вид стенда для обкатки и воздушных испытаний ТД

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Захарова Н.Е., Зотов С.Н., Леонов В.П., Сигаев С.И., Шадрин В.Ю., Шедухин С.И. Безмасляный турбодетандер с лепестковыми газодинамическими опорами// Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана, специальный выпуск, 2000. С. 72–76.
2. Куликов Е.М. Воздушные холодильные установки с турбодетандерами на газовых подшипниках// Холодильный бизнес. 2009. № 1. С. 16–19.
3. Паркин А.Н., Гальперин И.И., Поликарпов А.В. Перспективы повышения характеристик установок низкотемпературной переработки углеводородных газов путем применения высокоэффективных безмасляных турбодетандер-компрессорных агрегатов// Материалы конференций, Москва, ЦВК «Экспоцентр» 27–28 октября 2015. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2016. С. 29–31.

ТД. В дальнейшем стенд планируется использовать для обкатки серийных ТД природного газа. В настоящее время исследования данного изделия продолжают.

Параметры разработанного ТД для принятого среднестатистического состава природного газа приведены ниже.

Объемная производительность V_n , $\text{нм}^3/\text{ч}$	1000
Мощность N , кВт	21,7
Номинальная частота вращения ротора n , об/мин	150 тыс.
Давление на входе в турбину p_0 , бар (МПа)	24 (2,4)
Температура на входе в турбину t_0 , °С (К)	–30 (243)
Давление на выходе из турбины p_2 , бар (МПа)	6 (0,6)
Температура на выходе из турбины t_2 , °С (К)	–92 (181)
Изоэнтропный КПД η_s , %	79
Габариты (без гнезда) $d \times l$, мм	180×280

Предлагаемые типоразмерные ряды ТД

При проведении НИР и ОКР были выполнены оценочные расчеты ряда установок очистки природного газа с объемными расходами газа через турбодетандер 600, 1000, 1600, 2500 и 4000 $\text{нм}^3/\text{ч}$. При организации серийного производства целесообразно разделить эти детандеры на два типоразмера. Было решено выделить малую и большую серии в зависимости от объемного расхода газа. Малая серия — это два ТД с производительностями 600 и 1000 $\text{нм}^3/\text{ч}$; большая серия — три ТД с производительностями 1600, 2500 и 4000 $\text{нм}^3/\text{ч}$; диапазон мощностей этих турбомашин 13–88 кВт. Эти две серии можно выполнить максимально унифицированными с незначительными различиями в проточных частях, причем ходовые части, включая подшипниковые узлы, будут одинаковыми внутри каждой серии. Частоты вращения ротора и диаметры рабочих колес тоже одинаковые: для малой серии частота вращения ротора составляет 150 тыс. об/мин, диаметр колеса турбины 45 мм; для большой серии — соответственно 96 тыс.об/мин и 70 мм.

Анализ показывает, что разработанный турбодетандер можно с успехом применить также в системах ожижения природного газа и в воздуходелительных установках. В последнем случае потребуется только корректировка геометрии проточных частей турбины и тормозного компрессора.

Результаты работы были представлены в докладе на Международной конференции «Промышленные газы», проходившей в рамках Международной выставки «Криоген-Экспо 2015» [3].

REFERENCES

1. Zakharova N.E., Zotov S.N., Leonov V.P., Sigachev S.I., Shadrina V. Yu., Schedukhin S.I. Oil-free turbo-expander with leaf gas-dynamic bearings// Vestnik MGTU n.a. N.E.Bauman, special issue, 2000. P. 72–76.
2. Kulikov E.M. Air refrigerating plants using gas bearings turbo-expanders //Kholodilny Business. 2009. № 1. P. 16–19.
3. Parkin A.N., Galperin I.I., Polikarpov A.V. Perspectives of improving characteristics of plants for low-temperature processing of hydrocarbon gases using high efficient oil-free turbo-expanders — compressor aggregates// Conference proceedings, Moscow, TsVK “Expocentr” October 27–28, 2015. — Publishing house MGTU n.a. N.E. Bauman, 2016. P. 29–31.

www.mecturbo.ru