ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ АО «РЭП ХОЛДИНГ» ДЛЯ ЗАВОДОВ СПГ: ОПЫТ РАЗРАБОТКИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ

УДК 621.515

КЛЮЧЕВЫЕ

ΠΑΟ «ΓΑЗΠΡΟΜ»

ИНВЕСТИЦИОННЫЕ ПРОЕКТЫ

В.К. Юн, д.т.н., АО «РЭП Холдинг» (Санкт-Петербург, РФ), V.Yun@reph.ru **Н.М. Иванов**, к.т.н., АО «РЭП Холдинг», N.Ivanov@reph.ru **Ю.В. Болдырев**, АО «РЭП Холдинг», Yu.Boldyrev@reph.ru

В последние годы в России введены в эксплуатацию несколько заводов по сжижению природного газа. Преимущественно на данных объектах, работающих по лицензируемым технологиям сжижения, используется динамическое оборудование зарубежного производства. Впервые в России в 2017 г. было принято решение использовать отечественное динамическое оборудование - центробежный компрессор К905-71-1С. В статье рассмотрены ход проектирования АО «РЭП Холдинг» опытного образца центробежного компрессора смешанного хладагента и преимущества и недостатки существующих методик проектирования. Отмечены основные технологии сжижения природного газа и соответствующие им термодинамические циклы. Определена ключевая роль условий работы компрессора в технологической схеме при выборе принципиальной схемы центробежного компрессора и значимость экспериментально-исследовательских работ по модельным ступеням рабочих колес. Изучены ключевые подходы к пересчету газодинамических характеристик компрессоров после испытаний на стенде завода-изготовителя в целях подтверждения расчетных параметров проточных частей на номинальном режиме и соответствия газодинамических характеристик требованиям технического задания или технических условий. Выявлены основные преимущества и недостатки существующих методик расчетов согласно наиболее распространенным международным стандартам. Обозначены преимущества применения стенда на замкнутом контуре с использованием модельного газа. Установлены оптимальные методы расчета коэффициентов подобия. Проведен анализ выполненных при проектировании прочностных расчетов цельнофрезированных рабочих колес и сегментных масляных подшипников. Рассмотрены преимущества проведения разгонных испытаний рабочих колес центробежного компрессора в вакууме.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ КОМПРЕССОР СМЕШАННОГО ХЛАДАГЕНТА, КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ, МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ СМЕШАННОГО ХЛАДАГЕНТА.

За последние пять лет в России введены в действие несколько заводов по сжижению природного газа. На всех заводах применяются центробежные компрессоры (ЦБК), работающие как в качестве основного, так и в качестве вспомогательного оборудования в технологической линии получения сжиженного природного газа (СПГ). В основном используются технологии сжижения зарубежных производителей, ориентированные на импортное оборудование. Впервые в России в 2017 г. было принято решение работать на отечественном динамическом оборудовании ЦБК К905-71-1С производства АО «РЭП Холдинг» (рис. 1). Применение компрессора дало возможность развития отечественного турбокомпрес-

соростроения и выполнения программы импортозамещения для дальнейших проектов заводов СПГ на отечественных технологиях.

Проектирование опытного образца ЦБК смешанного хладагента выявило ряд недостатков такого типа компрессоров. Проблемы проектирования проточной части ЦБК возникали, прежде всего, из-за недостаточного понимания технологии сжижения природного газа, а также отсутствия опыта экспериментально-исследовательских работ по модельным ступеням рабочих колес. Если для нагнетателя природного газа (ПГ) основная задача – сжатие и перемещение газа по магистральным газопроводам, то для компрессоров СПГ – сжатие холодильного рабочего тела

CENTRIFUGAL COMPRESSORS BY JSC «REP HOLDING» FOR LIQUEFIED NATURAL GAS PLANTS. DEVELOPMENT AND OPERATION EXPERIENCE

V.K. Yun, PhD in Engineering, JSC «REP Holding» (REP Holding) (Saint Petersburg, the Russian Federation), V.Yun@reph.ru
N.M. Ivanov, PhD in Engineering, JSC «REP Holding», N.Ivanov@reph.ru
Yu.V. Boldyrev, JSC «REP Holding», Yu.Boldyrev@reph.ru

Over the past few years, there were several liquefied natural gas plants commissioned in Russia. These facilities operate under licensed liquefaction technologies and mainly use foreign dynamic equipment. In 2017, for the first time in Russia, it was decided to use the domestic dynamic equipment: K905-71-1C centrifugal compressor. The article considers the course of prototype design of the mixed refrigerant centrifugal compressor by REP Holding and benefits and shortcomings of existing design methods. The paper sets out the leading gas-to-liquids technologies and their corresponding thermodynamic cycles. The critical role of the compressor operating conditions in the process flow diagram has been determined for choosing the circuit diagram of a centrifugal compressor, as well as the importance of experimental research on model stages of the impellers. The key approaches have been examined to recalculating the gas-dynamic behavior of compressors after the manufacturer's bench test to confirm the design parameters of the flowpaths in nominal mode and compliance of the gas-dynamic behavior with the requirements of the technical specifications. The study reveals the main benefits and drawbacks of the existing calculation methods according to the most widely used international standards, as well as the advantages of using a closed-loop bench with model gas. The most efficient methods of calculating similarity coefficients have been determined.

The strength calculations performed in the design stage for integral impellers and segmental oil bearings have been analyzed. The paper also shows the advantages of vacuum overspeed testing of centrifugal compressor impellers.

KEYWORDS: MIXED REFRIGERANT CENTRIFUGAL COMPRESSOR, SIMILARITY CRITERIA, MODELING THE GAS-DYNAMIC BEHAVIOR OF MIXED REFRIGERANT CENTRIFUGAL COMPRESSOR.



Рис. 1. Центробежный компрессор СХА Fig. 1. Mixed refrigerant centrifugal compressor



в холодильном замкнутом цикле, в котором начальные условия на входе в компрессор зависят от давления и температуры кипения хладагента. А они, в свою очередь, от дросселирования, температуры и давления конденсации. Следовательно, выбор оптимального режима работы ЦБК зависит не только от начальных условий, но и от холодильного коэффициента всей холодильной установки.

ОСНОВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ СПГ

В настоящее время распространены несколько технологий получения СПГ [1]: SMR – цикл со смешанным хладагентом (СХА): СЗМR – процесс с предварительным пропановым охлаждением и основным циклом СХА; АР-Х – технологический процесс СЗМR, при котором СПГ переохлаждается не СХА, а простой и эффективной системой азотного детандера; DMR – процесс с предварительным двухуровневым циклом на первом СХА и основным детандерно-дроссельным циклом на втором СХА; МFC – процесс с предварительным двухуровневым циклом

СПЕЦИАЛЬНОЕ ИЗДАНИЕ

КЛЮЧЕВЫЕ ИНВЕСТИЦИОННЫЕ ПРОЕКТЫ ПАО «ГАЗПРОМ»





 АР-Х - технологический процесс C3MR, при котором СПГ переохлаждается не СХА, а простой и эффективной системой азотного детандера

 AP-X - C3MR process that subcools LNG using a simple and effective nitrogen expander





2) C3MR - процесс с предварительным пропановым охлаждением и основным циклом CXA 2) C3MR - процесс с предварительным пропановым охлаждением и основным циклом CXA

2) C3MR - process with propane pre-cooling and mixed refrigeration main cycle



 DMR - процесс с предварительным двухуровневым циклом на первон СХА и основным детандерно-дроссельным циклом на втором СХА
 DMR - process with two-level pre-cycle with first mixed refrigerant and main expander-throttler cycle with second mixed refrigerant



Рис. 3. Тепловая диаграмма холодильного цикла технологии SMR: 1–2 – процесс сжатия в центробежном компрессоре; 2-3 - потери в нагнетательном трубопроводе конденсатора; 3-4 - в конденсаторе хладагент вначале охлаждается до состояния сухого насыщенного пара, затем конденсируется при постоянном давлении и температуре конденсации. На выходе из конденсатора хладагент находится в состоянии насыщенной жидкости; 4-5 - в теплообменнике хладагент переохлаждается; 5-6 - процесс дросселирования; 6-7 – процесс кипения, при котором происходит процесс теплообмена между технологическим ПГ и хладагентом, в результате ПГ сжижается; 7-8-1 - потери в трубопроводах Fig. 3. Thermal diagram for SMR refrigeration cycle 1-2 - compression in the centrifugal compressor; 2-3 - losses in condenser pressure pipeline; 3-4 - in the condenser, the refrigerant is first cooled to become dry-saturated steam, then condenses at constant pressure and condensing temperature. At the condenser outlet, the refrigerant is a saturated liquid; 4-5 - in the heat exchanger, the refrigerant gets subcooled; 5–6 – throttling; 6–7 – boiling with heat exchange between process NG and refrigerant, resulting in NG liquefaction; 7–8–1 – losses in pipelines

на первом СХА и двумя дроссельными циклами на СХА (рис. 2).

При исследовании холодильных циклов представленных выше технологий возможно обнаружение влияния характерных параметров (температура кипения и давление) на выбор проточных частей центробежных компрессоров. Например, увеличение давления конденсации приводит к повышению ее температуры в области влажного пара на тепловой диаграмме и повышению температуры переохлаждения жидкой фракции смешанного хладагента перед дроссельным вентилем.

Рассмотрим холодильные циклы [2] указанных технологий по тепловой диаграмме. Наиболее часто применяемая технология *SMR – цикл с СХА*. Термодинамический цикл показан на рис. 3.

Следующий по распространенности C3MR – процесс с предварительным пропановым охлаждением и основным циклом СХА. На рис. 4а, 6 представлен двухкаскадный холодильный цикл, состоящий из пропанового и многокомпонентного циклов.



дросселирование газа до давления всасывания второй секции; 8п-1п - дросселирование газа до давления всасывания первой секции; Зп, 5п – смешивание; б) многокомпонентный цикл: 1-2 - процесс сжатия в центробежном компрессоре; 2-3 предварительное охлаждение; 3-4 - процесс теплообмена в пропановом цикле; 4-5-9 - процесс охлаждения газообразной фракции смешанного хладагента: 9-10 дросселирование газообразного хладагента до давления всасывания компрессора; 9-6 - конденсация; 6-7 – переохлаждение хладагента; 7-8 – дросселирование жидкой фракции смешанного хладагента; 8–11 – процесс кипения хладагента; 11–10 – подогрев хладагента Fig. 4. Thermal diagram for C3MR refrigeration cycle: a) propane cycle: 1p-2p - compression in the first stage of the compressor; 3p-4p – compression in the second stage of the compressor; 5p–6p – compression in the third stage of the compressor; 7p–8p – gas throttling up to third stage suction pressure; 8p-9p – gas throttling up to second stage suction pressure; 8p-1p – gas throttling up to first stage suction pressure; 3p, 5p – mixing; b) multi-component cycle: 1–2 – compression in the centrifugal compressor; 2–3 – pre-cooling; 3–4 – heat exchange in propane cycle; 4–5–9 – cooling the gas fraction of mixed refrigerant; 9-10 - gas throttling up to compressor suction pressure; 9–6 – condensation; 6–7 – refrigerant subcooling; 7-8 - throttling of mixed refrigerant liquid fraction; 8-11 - refrigerant boiling; 11-10 - refrigerant heating

СПЕЦИАЛЬНОЕ ИЗДАНИЕ





Рис. 5. Тепловая диаграмма цикла холодильной технологии AP-X: а) первый каскад предварительного охлаждения; б) второй каскад с дросселированием СХА; в) третий каскад с пропановым детандером

Fig. 5. Thermal diagram for AP-X refrigeration cycle: a) first spool – pre-cooling; b) second spool – mixed refrigerant throttling; c) third spool with propane expander

Последним в списке находится холодильный цикл *AP-X с азотным детандером* (рис. 5). В данной технологии участвуют три каскада: первый каскад – в процессе предварительного охлаждения (рис. 5а): второй – простой холодильный цикл с однократным дросселированием жидкой фракции смешанного



Рис. 6. Технологическая схема ЦБК К905-71-1C Fig. 6. Process flow diagram of K905-71-1C centrifugal compressor

хладагента (рис. 56); третий каскад – с пропановым детандером (рис. 5в).

Оставшиеся две технологии DMR и MFC используют аналогичные представленным выше холодильные циклы, но в более сложных взаимодействиях и каскадах. Из всех технологий самая распространенная и простая – SMR – цикл с СХА. Компания «РЭП Холдинг» спроектировала, изготовила и поставила центробежный компрессор К905-71-1С (рис. 6). Это один из первых в России компрессоров смешанного хладагента. Первая секция содержит четыре ступени сжатия, вторая – три. Корпус – типа «баррель». Газ после сжатия в первой секции охлаждается в промежуточном газоохладителе. Герметичность цилиндра компрессора обеспечивается с помощью «сухих» газодинамических уплотнений. Опорный и опорно-упорный подшипники компрессора – масляные.

ОПЫТ АО «РЭП ХОЛДИНГ» ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЦБК К905-71-1С

При выборе новой проточной части ЦБК обычно полагаются на опыт существующих подобных проточных частей. В случае отсутствия таковых следует строго придерживаться критериев подобий. включающих полное подобие процессов сжатия, либо приближенное моделирование. Известно, что при полном подобии процессов сжатия обеспечивается равенство двух критериев - чисел Эйлера Еи и показателя степени *m* при политропном процессе [3]. Для этого необходимо выполнение трех условий, определяющих политропный КПД η_{пол}, коэффициент расхода φ_{2r} , коэффициент изменения удельного объема k_{vk} : $\eta_{\Pi o \Pi} = \eta'_{\Pi o \Pi}$; $\phi_{2r} = \phi'_{2r}$; $k_{vk} = k'_{vk}$. При приближенном подобии значения показателей степени натуры и модели различны, но значения коэффициента изменения удельного объема газа k_{vk} = k'_{vk} равны. Полагая, что различие между

Еи и *Еи*' не велико или эти числа достаточно большие и течение автомодельно, тогда:

$$Eu = \frac{Eu'}{\beta_m^2},\tag{1}$$

где величина $\beta_m = \sqrt{\frac{\sigma(\epsilon^{1/\sigma}-1)}{\sigma'\left(\epsilon^{\frac{1}{m}\sigma'}-1\right)}}$ зависит от трех

параметров: ε , m и m'. Если ε мало отличается от 1,0, то $\beta_m \approx \sqrt{m'/m}$. При m > m' величина β_m возрастает с ростом ε и наоборот.

Эквивалентная частота вращения ротора ЦБК при приближенном подобии определяется таким образом:

$$n_{\rm 3KB} = \sqrt{\frac{Z_{\rm H3}R_{\rm H3}T_{\rm H3}}{Z_{\rm H}R_{\rm H}T_{\rm H}}}\beta_m n_{\rm HOM},\tag{2}$$

где $Z_{\rm H3}$, $R_{\rm H3}$, $T_{\rm H3}$ – коэффициент сжимаемости, газовая постоянная и температура соответственно модельного газа: $Z_{\rm H}$, $R_{\rm H}$, $T_{\rm H}$ – коэффициент сжимаемости, газовая постоянная и температура соответственно реального газа; $n_{\rm H0M}$ – номинальная частота вращения ротора на газе.



Газодинамические испытания ЦБК проводятся в целях подтверждения расчетных параметров проточных частей на номинальном режиме и соответствия газодинамических характеристик требованиям технического задания или технических условий, а также накопления опытных данных для создания новых компрессоров. В настоящее время газодинамические испытания осуществляются по утвержденным программами методикам, основанным на международных регламентах и стандартах испытаний компрессоров и эксгаустеров. Так, например, широко известный стандарт ASME PTC 10 (США) [3] позволяет производить испытания в условиях, которые невозможно реально обеспечить на стенде предприятия. В этом стандарте отсутствуют указания на методику приведения опытных результатов к гарантийным условиям, а в случае, когда речь идет о подобиях процессов сжатия в неохлаждаемых проточных частях реальных газов и испытаний этих проточных частей на воздухе на открытом контуре, никаких четких указаний не следует. Имеются некоторые рекомендации по измерениям давления и температуры сжимаемой среды по полным параметрам, однако, как правило, при испытаниях эти измерения проводятся на всасывающем и нагнетательном трубопроводах, где скорости газа настолько малы, что достаточно

измерять статические параметры. В ASME PTC 10 некорректно учитывается время прогрева ЦБК во время выхода компрессора на установившийся режим, т. е. не принимается соотношение между массой корпуса и внутренней мощностью [4].

КЛЮЧЕВЫЕ

ΠΑΟ «ΓΑЗΠΡΟΜ»

ИНВЕСТИЦИОННЫЕ ПРОЕКТЫ

Международный стандарт ISO-5389 «Турбокомпрессоры - правила опытной проверки эксплуатационных качеств» [4] служит базовым регламентом для испытаний ЦБК на стенде предприятий. Стандарт охватывает области испытаний ЦБК на реальном газе и газе, близком к совершенному, а также позволяет пересчитывать полученные опытные данные на гарантийные и другие условия работы ЦБК. В документе указываются методы, учитывающие реальность газов и отклонения чисел Маха и Рейнольдса при пересчете газодинамических характеристик. В стандарте приведены примеры пересчета газодинамических характеристик ЦБК при различных условиях испытаний и разных газах. В этом случае необходимо определиться с возможностью стенда, который позволит провести испытания ЦБК либо на замкнутом контуре в условиях, близких к реальным, либо провести испытания на открытом контуре на воздухе. В основном испытания ЦБК природного газа осуществляются на открытом контуре на атмосферном воздухе, следовательно, на эквивалентных частотах вращения ротора ЦБК $n_{_{
m ЭКВ}}$ ниже, чем номинальные рабочие частоты вращения *п*_{ном.} При этом проблемы прочности рабочих колес не возникают из-за низких окружных скоростей, вопрос только в обеспечении подобий течений в натурных и эквивалентных условиях, т. е. выполнении критерия подобия Эйлера и показателя степени.

Эквивалентная частота вращения ротора ЦБК может быть и выше, чем номинальная частота вращения ротора на реальном газе. В случае если $n_{
m экв} > n_{
m HOM}$, то требуется проверка допустимости работы на эквивалентных скоростях по условиям прочности рабочих колес. Эти вопросы возможно решить с помощью замкнутого контура на модельном газе, например, СО, или хладагенте R134a, который можно при давлении, близком к атмосферному, полагать совершенным газом. Тем не менее стоимость испытаний на замкнутом контуре гораздо выше, чем при воздушных испытаниях, поэтому вопрос о создании того или иного стенда должен решаться отдельно в каждом конкретном случае и при определенном финансировании.

Возможности заводского стенда не позволили испытать ЦБК на замкнутом контуре на модельном газе. Поэтому испытание проводилось при рабочих частотах вращения ротора, соответствующих номинальной частоте вращения ($n_{\rm HOM}$ = 6200 об/мин). Конечно, эта частота вращения не соответствует эквивалентной частоте вращения ротора *п*_{экв} из-за условий прочности рабочих колес. При этом нарушаются условия газодинамического подобия, следовательно, полученные газодинамические характеристики не соответствовали реальности. Эти критерии и определяют условия проведения газодинамических испытаний на замкнутом контуре.

Для обеспечения приближенного моделирования при пересчете газодинамических характеристик с воздуха на реальный газ (смешанный хладагент) можно прибегнуть к следующему способу, заключающемуся в пересчете газодинамических характеристик при разных частотах вращения ротора на сходственных режимах $\phi_{2r} = \phi'_{2r}$ и предположении равенства политропных КПД $\eta_{\text{пол}} = \eta'_{\text{пол}}$. Получив на воздухе на номинальных оборотах $n_{\rm HOM}$ газодинамические характеристики, т. е. зависимости степени сжатия ϵ политропного КПД $\eta_{\text{пол}}$ и повышения температуры Δt от объемной производительности Q, по формулам, указанным ниже, получим безразмерные характеристики:

$$\phi_{2u}^{(j)} = \frac{\chi^{(j)}}{1 + \beta_{\text{inp.}}^{(j)} + \beta_{\text{rp.}}^{(j)}};$$
(3)

$$\phi_{2r}^{(j)} = \frac{Q \cdot \left(1 + \beta_{\text{np.}}^{(j)}\right)}{60\pi \cdot \left(D_2^{(j)}\right)^2 \cdot \bar{b}_2^{(j)} \cdot \tau_2^{(j)} \cdot u_2^{(j)} \cdot K_{V_2}^{(j)}};\tag{4}$$

$$\beta_{\text{пр.}}^{(j)} = \frac{\alpha_{\pi} \cdot \bar{D}_{\pi}^{(j)} \cdot \bar{s}_{\pi}^{(j)}}{\bar{b}_{2}^{(j)} \cdot \phi_{2r}^{(j)}} \cdot \sqrt{\frac{3}{4z_{\pi}^{(j)}} \left\{ 1 - \left(\bar{D}_{1}^{(j)}\right)^{2} \right\} \frac{K_{V_{\text{H}}}^{(j)}}{K_{V_{2}}^{(j)}}}; \tag{5}$$

$$\Omega_{2}^{(j)} = 1 - \frac{\left(\phi_{2r}^{(j)}\right)^{2} + \left(\phi_{2u}^{(j)}\right)^{2}}{2\phi_{2u}^{(j)}\left(1 + \beta_{np.}^{(j)} + \beta_{np.}^{(j)}\right)};$$
(6)

$$_{\rm rp.}^{(j)} = \frac{0.172}{1000 \cdot \bar{b}_2^{(j)} \cdot \phi_{2r}^{(j)} \cdot \phi_{2u}^{(j)}};\tag{7}$$

$$\chi^{(j)} = \frac{\Delta T^{(j)}}{\left(u_2^{(j)}\right)^2} \cdot R \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1}.$$
(8)

Обозначения приняты как в работе [5]. Имея безразмерные характеристики, полученные при испытании на воздухе на рабочих оборотах, пересчитав их на условия реального газа по формулам, указанным в исследовании [5], получим размер-





дефектоскопии Fig. 7. Impeller after the dye penetrant inspection

bearing

ные характеристики ЦБК на смешанном хладагенте. При пересчете газодинамических характеристик, полученных на воздухе при эквивалентной частоте вращения ротора, принятой равной номинальной частоте вращения ротора $n_{_{3KB}}$ = $n_{_{HOM}}$, определяются характеристики ЦБК при частоте вращения ротора, соответствующие:

$$n = \sqrt{\frac{Z_{\rm H}R_{\rm H}T_{\rm H}}{Z_{\rm H3}R_{\rm H3}T_{\rm H3}}} \cdot \frac{1}{\beta_m} \cdot n_{\rm 3KB} \tag{9}$$

Далее необходимо пересчитать получившиеся газодинамические характеристики на частоте вращения ротора *n* на номинальную частоту вращения ротора $n_{\rm HOM}$ по формулам:

$$Q = \frac{n_{\text{HOM}}}{n} Q'; \tag{10}$$

$$\Delta T = \left(\frac{n_{\text{HOM}}}{n}\right)^2 \Delta T'; \tag{11}$$

$$\varepsilon = \left(1 + \frac{\Delta T}{T_{\rm H}}\right)^{\sigma}.$$
(12)

Таким образом, применяя основные критерии подобия и методы пересчета газодинамических характеристик, имеем возможность получить параметры компрессора на номинальной частоте вращения ротора и на условиях технического задания. Именно такой способ пересчета характеристик, полученных при испытании на воздухе при условии, когда *n*_{экв} > *n*_{ном}, применен для ЦБК К905-71-1С.

При производстве данного агрегата по требованию заказчика все цельнофрезерованные пространственные рабочие колеса отдельно подвергались разгонным испытаниям на специальном стенде. Материал колес 12Х2ГМФБРЧА КП 75 ГОСТ 4543. Испытания осуществлялись при подъеме оборотов на 115 % от максимальной

Fig. 9. Flexible plate coupling element

длительной скорости вращения ротора. После испытаний проводился контроль основных размеров и цветная дефектоскопия (ЦД) рабочих колес. Результаты ЦД одного из колес показаны на рис. 7. После разгонных испытаний каких-либо заметных отклонений в состоянии колес не выявлено. В конструкции компрессора применены виброустойчивые опорные подшипники скольжения сегментного типа с плавающим сепаратором (рис. 8), обладающие повышенной демпфирующей способностью [6]. Для соединения турбины с компрессором разработана сухая пластинчатая муфта (рис. 9). Экспериментально полученные характеристики осевой и угловой жесткости муфты представлены на рис. 10. Анализ крутильных колебаний системы «турбина - трансмиссия -



компрессор» показал (рис. 11), что в диапазоне частоты вращения от 0 до 7000 об/мин находится одна критическая частота крутильных колебаний, равная (220 р/с) 2100 об/мин, значительно отстроенная от рабочей частоты вращения (n_{раб} = 6200 об/мин). По критическим частотам изгибных колебаний ротор компрессора с существенным запасом отстроен от рабочих частот вращения. В качестве иллюстрации отстройки на рис. 12 приведена диаграмма Кэмпбелла для изгибных колебаний ротора. На рис. 13 представлена полученная на стенде завода-изготовителя амплитудно-частотная характеристика вибрации ротора компрессора, свидетельствующая о низком уровне вибрации агрегата и хорошем соответствии расчетных и экспериментальных

КЛЮЧЕВЫЕ

ΠΑΟ «ΓΑЗΠΡΟΜ»

ИНВЕСТИЦИОННЫЕ ПРОЕКТЫ



Рис. 11. Частота крутильных колебаний системы «турбина – трансмиссия – компрессор»: 1 – относительный угол закрутки на участке силовая турбина – трансмиссия; 2 – относительный угол закрутки трансмиссии; 3 – относительный угол закрутки на участке трансмиссия – компрессор

Fig. 11. Torsional frequency of turbine–shafting–compressor system: 1 – relative swirl angle on power turbine–shafting section; 2 – relative swirl angle of shafting; 3 – relative swirl angle on shafting–compressor section



ротора компрессора Fig. 12. Campbell diagram for bending vibration of compressor rotor данных. Расчетная первая критическая скорость 2208 об/мин, экспериментальная – 2180 об/мин. Ротор компрессора гибкий, с отстройкой второй критической скорости от рабочей частоты вращения на уровне 25 %.

Для данного агрегата выполнены расчеты границы динамической устойчивости колебаний ротора на сегментных подшипниках скольжения [7-9]. Результаты анализа устойчивости от воздействия возбуждающих газодинамических сил по API 617 [3] продемонстрированы на рис. 14, из которого следует, что ротор работает в устойчивой зоне



Рис. 13. Амплитудно-частотная характеристика вибрации ротора компрессора Fig. 13. Amplitude-frequency response curve for compressor rotor

vibration



Fig. 14. Safe operating area of roto

со значительным запасом. На приведенном графике $Q_a = 4,3 \cdot 10^6$ H/м – газодинамическая поперечная сила по API 617: $Q_0 = 6,8 \cdot 10^6$ H/м – пороговое значение газодинамической поперечной силы, при котором возможна потеря устойчивости; R – параметр сопротивления системы; E – параметр возбуждения [6].

Отметим, что из обработки резонансной кривой (рис. 13) следует, что декремент колебаний находится на уровне $\delta \cong \pi \cdot \Delta \omega / \omega_{pes} \cong 0,125 > 0,1$. Данный факт, в соответствии с АРІ 617 [3], подтверждает полученный выше запас по границе устойчивости колебаний ротора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Опыт, приобретенный при проектировании первого компрессора смешанного хладагента, позволил осуществить ряд мероприятий на предприятии: 1) создать стенд на замкнутом контуре на модельном газе (R134a); 2) приобрести необходимое оборудование для изготовления рабочих колес; 3) скорректировать методики пересчета газодинамических характеристик; 4) использовать специальные холодильные марки сталей. Таким образом, проектирование нового ЦБК СХА связано с многочисленными условиями, критериями эффективности и надежности проточных частей. Условия работы компрессора в технологической схеме сжижения ПГ могут повлиять на выбор принципиальной схемы ЦБК. Обеспечение условий и критериев изготовления компрессоров, а также их подтверждение на стендах предприятия дает уверенность в создании отечественных ЦБК СХА для заводов СПГ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Юн В.К. Центробежный компрессор смешанного хладагента для предприятий сжижения природного газа // Химическая техника. 2017. № 9. С. 21-26. 2. Холодильные машины / под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. СПб.: Политехника, 2006. 3. ASME PTC 10-1997. Performance Test Code on Compressors and Exhausters [Электронный pecypc]. Режим доступа: file:///C:/Users/asus/ Downloads/downfile%20(1).pdf (дата обращения: 22.02.2020). 4. International Organization for Standardization. ISO 5389:1992. Turbocompressors - Performance test code [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.iso.org/ru/standard/11425.html (дата обращения: 22.02.2020).

5. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. М.-Л.: Машиностроение, 1981.

 Иванов А.Н., Иванов Н.М. Анализ демпфирующих свойств опорных сегментных подшипников центробежных компрессорных машин // Компрессорная техника и пневматика.
 2015. № 3. С. 30-34.
 Костюк А.Г. Динамика и прочность

турбомашин. М.: МЭИ, 2000. 8. Иванов Н.М., Юн В.К., Давлетгареева Е.И.,

Иванов А.Н. Виброустойчивость роторов ЦКМ под действием возмущающих сил масляного слоя и газового потока // Газовая промышленность. 2019. № 6. С. 86-92. 9. Воскресенский В.А., Дьяков В.И., Зиле А.З. Расчет и проектирование опор жидкостного

трения: Справочник. М.: Машиностроение, 1983.

REFERENCES

(1) Yun VK. Mixed refrigerant centrifugal compressor for natural gas liquefaction enterprises. *Chemical Engineering = Khimicheskaya tekhnika*. 2017; (9): 21–26. (In Russian)

(2) Timofeevskiy LS (ed.). *Refrigerators*. Saint Petersburg: Politekhnika; 2006. (In Russian)
(3) ASME. ASME PTC 10–1997. *Performance Test Code on Compressors and Exhausters*. Available from: file:///C:/Users/asus/Downloads/ downfile%20(1).pdf [Accessed: 22 February 2020].
(4) ISO. ISO 5389:1992. *Turbocompressors – Performance test code*. Available from: https:// www.iso.org/ru/standard/11425.html [Accessed: 22 February 2020].

(5) Ris VF. *Centrifugal Compressor Machines.* Moscow, Leningrad: Mashinostroyenie; 1981. (In Russian)

(6) Ivanov AN, Ivanov NM. Damping behavior analysis of segmental journal bearings of centrifugal compressor machines. *Compressor Technique and Pneumatics = Kompressornaya tekhnika i pneumatika.* 2015; (3): 30–34. (In Russian)

(7) Kostyuk AG. Dynamics and Strength of Turbomachines. Moscow: Moscow Power Engineering Institute; 2000. (In Russian)
(8) Ivanov NM, Yun VK, Davletgareeva EI, Ivanov AN. Vibration stability of centrifugal compressor rotors under the action of disturbing forces of the oil layer and gas flow. *Gas Industry = Gazouaya promyshlennost*. 2019; (6): 86–92. (In Russian)
(9) Voelvroepackiv, VA, Dvakov, VI, Zilo AZ

(9) Voskresenskiy VA, Dyakov VI, Zile AZ. Calculation and Designing Supports of Fluid Friction: Handbook. Moscow: Mashinostroyenie; 1983. (In Russian)