

Центробежные компрессоры АО «РЭП Холдинг» для заводов СПГ. Опыт разработки и эксплуатации



Рис. 1. Центробежный компрессор смешанного хладагента K905-71-1C на заводе СПГ Криогаз - Высоцк

В последние годы в России введены в эксплуатацию несколько заводов по сжижению природного газа (СПГ). Преимущественно на данных объектах, работающих по лицензируемым технологиям сжижения, используется динамическое оборудование зарубежного производства. Впервые в России, в 2017 году было принято решение использовать отечественное динамическое оборудование – центробежный компрессор K905-71-1C.

В статье рассмотрен опыт АО «РЭПХ» при проектировании опытного образца центробежного компрессора смешанного хладагента и рассмотрен ряд проблемных вопросов и недостатков существующих методик проектирования, используемых при разработке такого типа компрессоров. Рассмотрены основные технологии сжижения природного газа и соответствующие им термодинамические циклы. Определена ключевая роль условий работы компрессора в технологической схеме СПГ при выборе принципиальной схемы центробежного компрессора и значимость экспериментально-исследовательских работ по моделированию ступеням рабочих колёс.

Рассмотрены основные подходы к пересчёту газодинамических характеристик компрессоров после испытаний на стенде завода изготовителя с целью подтверждения расчётных параметров проточных частей на номинальном режиме и соответствия газодинамических

характеристик требованиям технического задания или технических условий. Отмечены основные недостатки в существующих методиках расчетов согласно наиболее распространенным международным стандартам. Определены преимущества использования стенда на замкнутом контуре с использованием модельного газа. Определены оптимальные методы расчета коэффициентов подбора.

Проведен анализ выполненных при проектировании прочностных расчетов цельно-фрезерованных рабочих колёс и при расчете сегментных масляных подшипников. Рассмотрены преимущества проведения разгонных испытаний рабочих колёс ЦБК в вакууме.

За последние пять лет в России введены в работу уже несколько заводов по сжижению природного газа (СПГ). Во всех заводах СПГ используются центробежные компрессоры, работающие как в качестве основного, так и в каче-



Рис. 2. Технологические схемы заводов СПГ смешанного хладагента

стве вспомогательного оборудования в технологической линии получения СПГ. В основном, применяемые технологии СПГ – это технологии зарубежных производителей, в которых используются, практически, все импортное оборудование. Впервые в России, в 2017 году было принято решение использовать отечественное динамическое оборудование – центробежный компрессор K905-71-1C производства АО «РЭПХ» (рис. 1). Применение компрессора дало возможность развития отечественного турбокомпрессоростроения и выполнения программы импортозамещения для дальнейших проектов СПГ заводов на отечественных технологиях.

Проектирование опытного образца центробежного компрессора смешанного хладагента выявило ряд проблемных вопросов и недостатков такого типа компрессоров. Проблема проектирования проточной части центробежного компрессора возникали, прежде всего, из-за недостаточного понимания технологии СПГ, а также отсутствия опыта экспериментально-исследовательских работ по модельным ступеням рабочих колёс. Если для нагнетателя природного газа основной задачей является сжатие и перемещение газа по магистральным газопроводам, то для компрессоров СПГ – это сжатие холодильного рабочего тела в холодильном замкнутом цикле, в котором начальные условия на входе в компрессор зависят от температуры и давления кипения хладагента. А они, в свою очередь, от дросселирования и

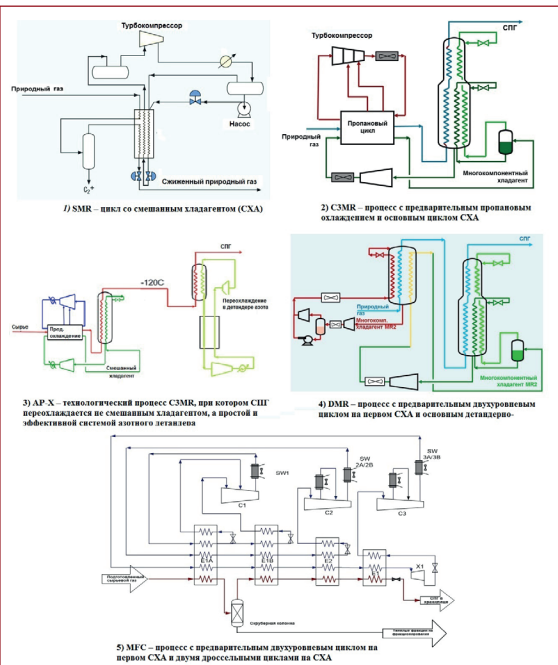


Рис. 2. Технологические схемы заводов СПГ смешанного хладагента

температуры и давления конденсации, следовательно, выбор оптимального режима работы центробежного компрессора 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]: 1) SMR – цикл со смешанным хладагентом (CXA); 2) C3MR – процесс с предварительным пропановым охлаждением и основным циклом CXA; 3) AP-X – технологический процесс C3MR, при котором СПГ переохлаждается не смешанным хладагентом, а простой и эффективной системой азотного детандера; 4) DMR – процесс с предварительным двухуровневым циклом на первом CXA и основным детандерно-дроссельным циклом на втором CXA; 5) MFC – процесс с предварительным двухуровневым циклом на первом CXA и двумя дроссельными циклами на CXA (рис.2). Рассматривая холодильные циклы представленных выше технологий, возможно обнаружения влияния характерных параметров (температура и давление кипения) на выбор проточных частей центробежных компрессоров. Например, увеличение давления конденсации приводит к повышению температуры конденсации в области влажного пара на тепловой диаграмме, тем самым уве-

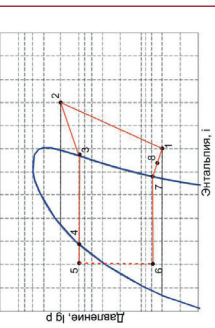


Рис. 3. Тепловая диаграмма холодильного цикла технологии SMR

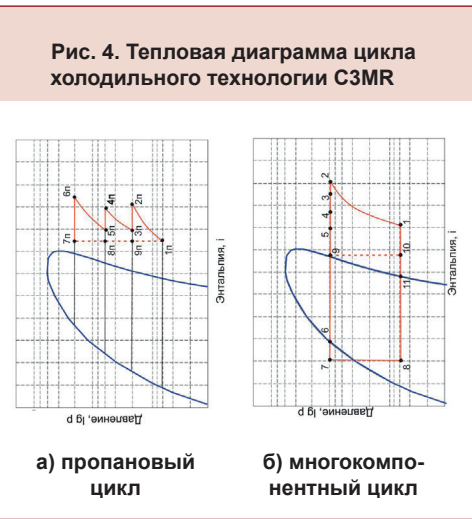


Рис. 4. Тепловая диаграмма цикла холодильного технологии C3MR

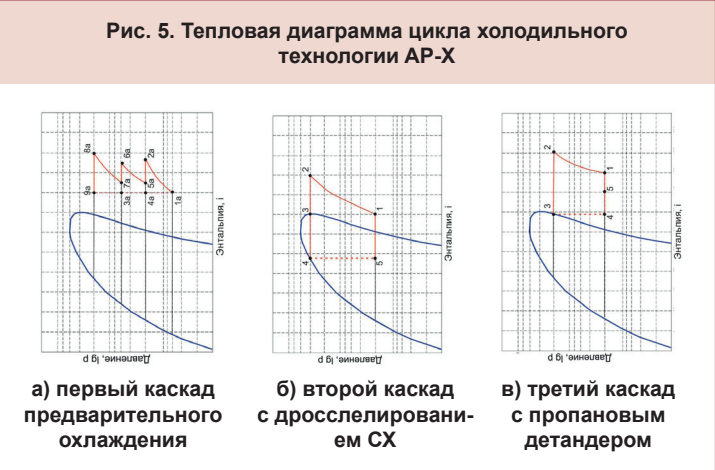


Рис. 5. Тепловая диаграмма цикла холодильного технологии AP-X

личению температуры переохлаждения жидкой фракции смешанного хладагента перед дроссельным вентилем.

Рассмотрим по тепловой диаграмме холодильные циклы [2] указанных выше технологий. Наиболее часто используемой технологией является SMR – цикл со смешанным хладагентом (CXA). Термодинамический цикл представлен на Рис. 3.

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 меж-

ду технологическим природным газом и хладагентом. В результате природный газ сжимается.

Следующим по распространенности является C3MR – процесс с предварительным пропановым охлаждением и основным циклом CXA. На Рис.4а, 4б представлен двухкаскадный холодильный цикл, состоящий из пропанового и многокомпонентного циклов.

Пропановый цикл:

1п-2п – процесс сжатия в первой секции компрессора;

3п-4п – процесс сжатия во второй секции компрессора;

5п-6п – процесс сжатия в третьей секции компрессора;

7п-8п – дросселирование газа до давления всасывания третьей секции;

8п-9п - дросселирование газа до давления всасывания второй секции;

9п-1п - дросселирование газа до давления всасывания первой секции;

3п, 5п – смешивание.

Холодильный цикл смешанного хладагента:

- 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.

Последним в списке находится холодильный цикл AP-X с азотным детандером. (Рис 5). В этой технологии участвуют три каскада: а) первый каскад участвует в процессе предварительного охлаждения (рис.5а); б) второй каскад – простой холодильный цикл с однократным дросселированием жидкой фракции смешанного хладагента (рис.5б); в) третий каскад с пропановым детандером (рис. 5в). Оставшиеся две технологии DMR и MFC используют аналогичные холодильные циклы, представленные выше, но в более сложных взаимодействиях и каскадах. Из всех представленных выше технологий наиболее распространенной и простой является SMR – цикл со СХА.

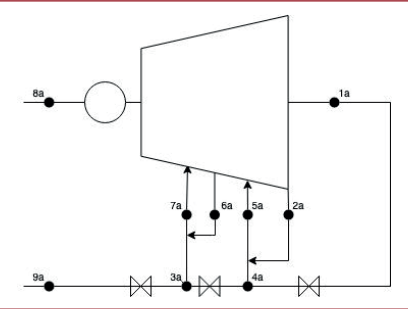


Рис. 6. Технологическая схема ЦБК K905-71-1С

АО «РЭПХ» спроектировал, изготовил и поставил центробежный компрессор K905-71-1С (рис.6), являющимся одним из первых в России компрессором 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.



Рис. 7. Рабочее колесо после цветной дефектоскопии ЦБК K905-71-1С

ОПЫТ «РЭП ХОЛДИНГА» ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЦБК K905-71-1С

При выборе новой проточной части центробежного компрессора обычно полагаются на опыт существующих подобных проточных частей. В случае отсутствия таковых, следует строго придерживаться критериев подобия, включающих полное подобие процессов сжатия, либо приближенное моделирование.

Газодинамические испытания центробежных компрессоров проводятся с целью подтверждения расчётных параметров проточных частей на номинальном режиме и соответствии газодинамических характеристик требованиям технического задания или технических условий, а также с целью накопления опытных данных для создания новых компрессоров. В настоящее время газодинамические испытания проводятся по утвержденным программам методикам, основанные на международных регламентах и стандартах испытаний компрессоров и эксгаустеров. Так, например, широко известный стандарт ASME PTC-10 (США) позволяет производить испытания в условиях, которые невозможно реально обеспечить на стенде-предприятии. В этом стандарте отсутствуют указания на методику приведения опытных результатов к гарантийным условиям, а в случае, когда речь идёт о подобиях

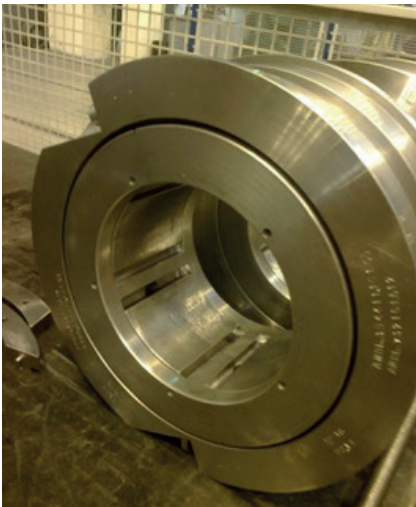


Рис. 8. Сегментный опорный подшипник

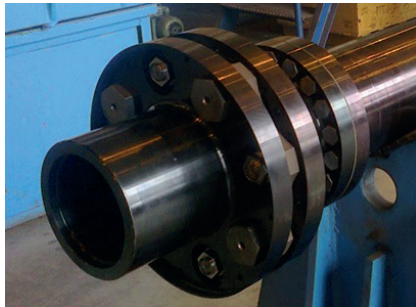


Рис. 9. Гибкий элемент пластинчатой муфты

процессов сжатия в неохлаждаемых проточных частях реальных газов и испытаний этих проточных частей на воздухе на открытом контуре, то никаких чётких 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 нагнета-

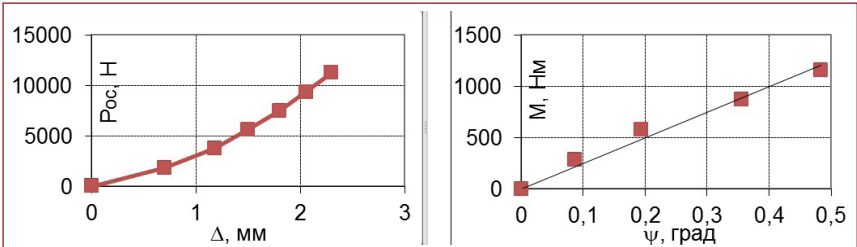


Рис. 10. Осевая и угловая жесткость пакета пластин

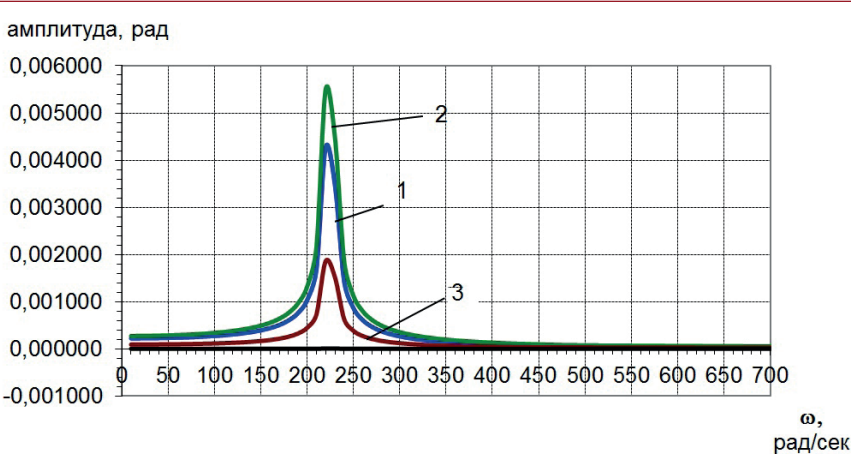


Рис. 11. Частота крутильных колебаний системы турбина – компрессор: 1 – относительный угол закрутки на участке силовая турбина – трансмиссия; 2 – относительный угол закрутки трансмиссии; 3 – относительный угол закрутки на участке трансмиссия – компрессор

тельном трубопроводе, где скорости газа настолько малы, что достаточно измерять статические параметры. В ASME PTC-10 не корректно учитывается время прогрева ЦК во время выхода компрессора на установившиеся режим, то есть не учитывается соотношение между массой корпуса и внутренней мощностью [4].

Международный стандарт ISO-5389 «Турбокомпрессоры – правила опытной проверки эксплуатационных качеств», является базовым регламентом для испытаний ЦК на стенде предприятий. Стандарт охватывает области испытаний ЦК на реальном газе и газе, близком к совершенному, также позволяет пересчитывать полученные опытные данные на гарантийные и другие условия работы ЦК. В нём указываются методы, учитывающие реальность газов и отклонения чисел Маха и Рейнольдса при пересчете газодинамических характеристик. В стандарте приведены примеры пересчета газодинамических характеристик ЦК при различных условиях испытаний и разных газов. В этом случае необходимо определить возможность стенда, который позволит провести испытания ЦК либо на замкнутом контуре, в условиях близком к реальному, либо провести испытания на открытом контуре на воздухе. В основном, испытания ЦК природного газа проводятся на открытом контуре на атмосферном воздухе, следовательно на эквивалентных частотах вращения ротора ЦК $n_{экв}$ ниже, чем номинальные рабочие частоты вращения $n_{ном}$. При этом, проблемы прочности рабочих колёс не возникают из-за низких окружных скоростей, вопрос только в обеспечении подо-

бий течений в натурных и эквивалентных условиях, то есть выполнения критерия подобия Эйлера и показателя степени.

Эквивалентная частота вращения ротора ЦК может быть и выше, чем номинальная частота вращения ротора ЦК на реальном газе. В случае если $n_{экв} > n_{ном}$, то требуется проверка допустимости работы на эквивалентных скоростях по условиям прочности рабочих колёс. Эти вопросы могут решены с помощью замкнутого контура на модельном газе, например углекислый газ CO_2 или хладагент R134a, который можно при давлении близком к атмосферному, полагать совершенным газом. Однако, стоимость испытаний на замкнутом контуре гораздо выше, чем при воздушных испытаниях, поэтому вопрос о создании того или иного стенда должен решаться отдельно в каждом отдельном случае и при поддержке финансирования.

Возможности заводского стенда не позволили испытать центробежный компрессор на замкнутом контуре на модельном газе. Поэтому испытание проводилось при рабочих частотах вращения ротора, соответствующей номинальной частоте вращения ротора ($n_{ном} = 6200$ об/мин). Конечно, эта частота вращения

не соответствует эквивалентной частоте вращения ротора пэkv, из-за условий прочности рабочих колёс. При этом нарушаются условия газодинамического подобия, следовательно, полученные газодинамические характеристики не соответствовали реальности. Эти критерии и определяют условия проведения газодинамических испытаний на замкнутом контуре.

При производстве центробежного компрессора K905-71-1С по требованию заказчика все цельнофрезерованные пространственные рабочие колёса отдельно подвергались разгонным испытаниям на специальном стенде. Материал колёс 12Х2ГМФБРЧА КП 75 ГОСТ 4543. Испытания осуществлялись при подъёме оборотов на 115% от максимальной длительной скорости вращения ротора. После испытаний проводился контроль основных размеров и цветная дефектоскопия (ЦД) рабочих колёс. Результаты ЦД одного из колёс показаны на рисунке 7. После разгонных испытаний сколь – либо заметных отклонения в состоянии колёс 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 рисунке 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

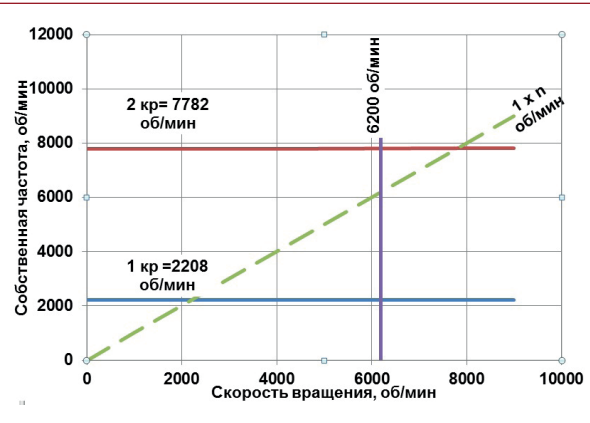


Рис. 12. Диаграмма Кэмпбелла для изгибных колебаний ротора компрессора

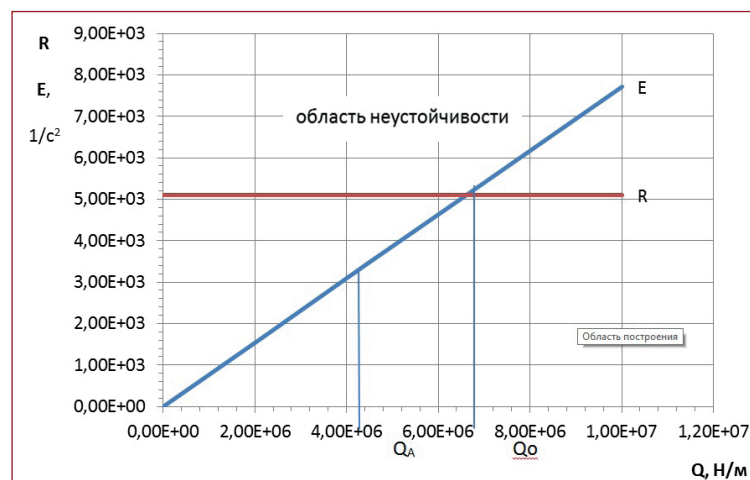


Рис. 13. Амплитудно-частотная характеристика вибрации ротора компрессора

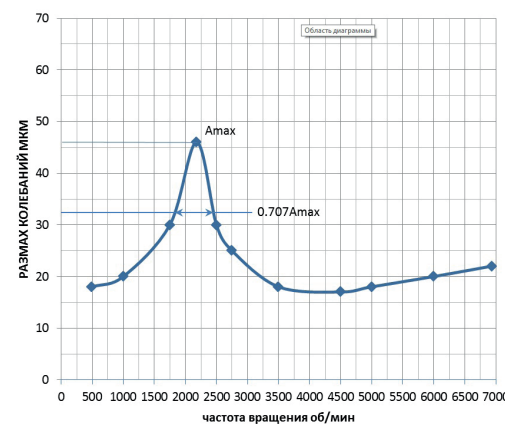


Рис. 14. Области устойчивой работы ротора

об/мин, значительно отстроенная от рабочей частоты вращения ($n_{\text{раб}} = 6200$ об/мин). По критическим частотам изгибных колебаний ротор компрессора со значительным запасом отстроен от рабочих частот вращения. В качестве иллюстрации отстройки на рис.12 приведена диаграмма Кэмпбелла для изгибных колебаний ротора. На рисунке 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 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. [7,8,9]. Результаты анализа устойчивости от воздействия возбуждающих газодинамических сил по API 617 [3], представлен на рисунке 14, из которого следует, что ротор работает в устойчивой зоне со значительным запасом. На приведенном графике $Q_0 = 4,3 \cdot 10^6$ Н/м – газодинамическая поперечная сила по API 617; $Q_0 = 6,8 \cdot 10^6$ Н/м – пороговое значение газодинамической поперечной силы, при котором возможна потеря устойчивости; R – параметр сопротивления системы; E – параметр возбуждения [6].

Следует отметить, что из обработки резонансной кривой (рис. 13) следует,

что декремент колебаний находится на уровне $\delta \approx \pi \Delta \omega / \omega_{\text{рез}} \approx 0,125 > 0,1$. Данный факт, в соответствии с API 617 [3], подтверждает полученный выше запас по границе устойчивости колебаний ротора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Опыт, полученный 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 центробежного компрессора СХА связано с многочисленными условиями, критериями эффективности и надежности проточных частей. Условия работы компрессора в технологической схеме СПГ могут повлиять на выбор принципиальной схемы центробежного компрессора. Обеспечение условий и критериев изготовления компрессоров, а также их подтверждение на стендах предприятия дает уверенность в создании отечественных центробежных компрессоров СХА для заводов СПГ.*

АВТОРЫ СТАТЬИ

Юн В. К., д.т.н.,
Иванов Н. М., к.т.н., Болдырев Ю.В.,
АО «РЭП Холдинг»
(Санкт-Петербург, Россия)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Юн В.К. Центробежный компрессор смешанного хладагента для предприятий сжижения природного газа. // Химическая техника №9. 2017. с.21-26.
2. Холодильные машины. Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб. Политехника, 2006. – 944 с.: ил.
3. ASME PTC-10-1997. Performance Test Code on Compressors and Exhausters.
4. ISO 5389-1992. Turbocompressors. Performance test code.
5. Рис. В.Ф. Центробежные компрессорные машины. М.-Л., «Машиностроение». 1981. 351 с
6. Иванов А.Н., Иванов Н.М. Анализ демпфирующих свойств опорных сегментных подшипников центробежных компрессорных машин «Компрессорная техника и пневматика», № 3, 2015, с. 30 – 34.
7. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. М., МЭИ, 2000, 458 с.
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», №6, 2019, с.86-92.
9. Воскресенский В.А., Дьяков В.И., Зиле А.З. Расчет и проектирование опор жидкостного трения: Справочник.- М.: Машиностроение. 1983, 232 с.

Организатор:

VOSTOCK CAPITAL

ДАУНСТРИМ РОССИЯ 2021

7-я ежегодная конференция
и технические визиты
2—4 Марта 2021, Самара

Генеральный спонсор 2019:



Бронзовый спонсор 2019:



Среди участников и докладчиков 2020:



Александр Шельдяев,
Министр
промышленности и энергетики
Республики Башкортостан



Игорь Зуга,
Генеральный директор,
ОНХП



Марат Усманов,
Генеральный директор,
ЛУКОЙЛ-
Нижегородниинепроект



Аскар Хангильдин,
Генеральный директор,
Завод смазочных материалов
Девон



Анна Обрывалина,
Руководитель проекта,
руководитель направления
малотоннажной химии,
Новочеркасский завод смазочных
материалов, ГК Титан



Игорь Смолягин,
Директор по работе с инвесторами,
Корпорация развития
Республики Башкортостан

- **Технический визит на нефтеперерабатывающие и нефтехимические предприятия Республики Башкортостан:** Делегаты познакомятся с результатами модернизации предприятий и узнают о планах на дальнейшее развитие и расширение производственных мощностей.
- **Стратегии повышения эффективности действующих производств:** Эффективное управление предприятием, обслуживание и продление срока эксплуатации, повышение энергоэффективности, автоматизация производства, повышения качества конечных продуктов, импортозамещение и многое другое.
- **Case-studies. Практические примеры эффективной реализации проектов строительства и модернизации:** планирование, проектирование, выбор подрядчиков и лицензиара, поставщиков оборудования и услуг, реализация в соответствии со сметой и графиком, риски на этапе проектирования и реализации.
- **Технологии в действии!** Технологические презентации и эксклюзивная выставка инновационных технологий, оборудования, услуг для нефтегазового комплекса. Технологии переработки, углубление переработки нефтяного сырья, повышение качества нефтепродуктов. Локализация и адаптация зарубежных технологий и проектной документации.
- **Беспрецедентные возможности делового общения в официальной и неформальной обстановке!** Гала-ужин, специализированная выставка, перерывы на кофе-брейки, тим-билдинг во время технических визитов. Уникальная возможность неформального общения с теми, от кого напрямую зависит судьба отрасли нефтегазопереработки и нефтегазохимии в России!

Подробнее:

www.oilandgasrefining.ru
events@vostockcapital.com

+7 (495) 109 9 509