

УДК 621.515

Метод корректировки газодинамических характеристик центробежных компрессоров с учетом изменения технического состояния проточной части

А.Д. Ваняшов, Д.В. Бычков

ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет»

Method for adjusting gas-dynamic characteristics of centrifugal compressors taking into account changes in the technical condition of the flow path

A.D. Vanyashov, D.V. Bychkov

Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education: Omsk State Technical University

На примере нескольких технологических установок нефтеперерабатывающего предприятия выполнен анализ изменения газодинамических характеристик центробежных компрессоров вследствие износа (деградации) проточной части под влиянием эрозионных, коррозионных или химических процессов в результате взаимодействия сжимаемого газа с элементами проточной части. Разработан метод адаптации (корректировки) газодинамических характеристик центробежных компрессоров на основе введения корректирующих функций с эмпирическими коэффициентами, учитывающими изменение реального технического состояния проточной части. Для приведения газодинамических характеристик центробежных компрессоров и реальных эксплуатационных рабочих точек к единым условиям использован усовершенствованный метод пересчета, учитывающий рассогласование в работе отдельных ступеней компрессора. Предложенный метод апробирован на примере двух типов компрессоров, сжимающих различные газы, и может быть использован в системах параметрической диагностики технического состояния проточной части, предиктивной аналитики для своевременного вывода в ремонт и предупреждения аварийного останова.

EDN: DZFAKZ, <https://elibrary/dzfakz>**Ключевые слова:** центробежный компрессор, газодинамическая характеристика, водородсодержащий газ, проточная часть

On the example of several process units of the oil refinery, an analysis was made of the nature of changes in the gas dynamic characteristics of centrifugal compressors that occur as a result of wear (degradation) of the flow part under the influence of erosion, corrosion or chemical processes as a result of the interaction of the compressed gas with the elements of the flow part. A method has been developed for adapting (correcting) the gas-dynamic characteristics of centrifugal compressors based on the introduction of corrective functions with empirical coefficients that take into account the change in the actual state of the flow section.

EDN: DZFAKZ, <https://elibrary/dzfakz>**Keywords:** centrifugal compressor, gas dynamic characteristic, hydrogen-containing gas, flow part

Центробежные компрессоры (ЦК), широко применяемые в различных технологических процессах нефтепереработки и нефтехимии, занимают ведущее место среди компрессорных машин с широким диапазоном режимов работы по производительности и конечному давлению газа благодаря более высокой надежности и межремонтному ресурсу.

С одной стороны, сложившаяся практика проектирования технологических установок в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности не предусматривает резервирования компрессорных агрегатов с ЦК, что обусловлено снижением капитальных затрат на строительство установок, уменьшением занимаемой площади и совмещением временных диапазонов, отводимых на техническое обслуживание и ремонт остального технологического оборудования и компрессорных агрегатов. С другой стороны, при выходе компрессорного агрегата из строя такая практика приводит к неизбежности останова технологического процесса и многомиллионным убыткам из-за проста оборудования во время восстановления и ремонта компрессорного агрегата.

В то же время во многих эксплуатируемых компрессорных установках с ЦК не предусмотрена возможность регулирования рабочих режимов одним или несколькими способами, например, изменением частоты вращения, поворотом лопаток входного направляющего аппарата, дросселированием на всасывании и нагнетании, байпасированием [1, 2].

Во многих технологических процессах газы, сжимаемые в ЦК, содержат такие агрессивные компоненты, как сера, водород, сероводород и тяжелые углеводороды, которые способствуют развитию коррозионных и эрозионных процессов в элементах проточной части (ПЧ), а также образованию отложений в них. По мере эксплуатации в подобных условиях при заданном конечном давлении газа на выходе ЦК его производительность снижается на 10...20 % и более относительно указанной газодинамической характеристики (ГДХ).

Например, при эксплуатации циркуляционного ЦК установки каталитического риформинга, сжимающего водородсодержащий газ (ВСГ), при давлении нагнетания $p_k = 1,0$ МПа снижение производительности ΔQ составило около 15 %, что показано на рис. 1. Это означает, что реальная напорная характеристика отличается от заявленной разработчиком ЦК (паспортной).

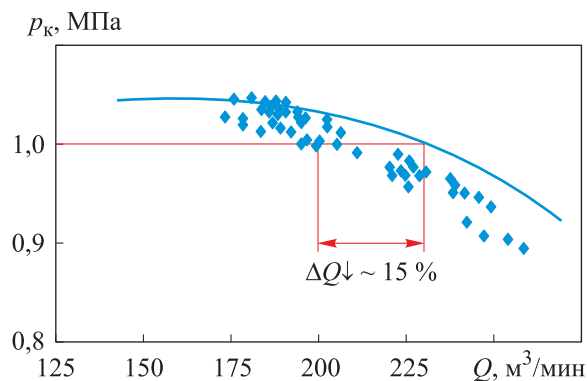


Рис. 1. Реальная (♦) и паспортная (—) напорные характеристики циркуляционного ЦК установки каталитического риформинга

Таким образом, анализ режимов эксплуатации, в том числе других компрессоров, позволяет сделать вывод, что с течением времени происходит смещение вниз реальной напорной характеристики относительно пересчитанной на такие же условия паспортной кривой. Это смещение происходит, как правило, интенсивнее в правой части характеристики, а вблизи границы помпажа оно минимальное, т. е. реальная напорная характеристика смещается вниз и разворачивается по часовой стрелке на некоторый угол.

Цель исследования — разработка метода корректировки формы ГДХ ЦК, учитывающего ее изменение в процессе эксплуатации и его практическое применение для различных компрессоров, имеющих длительную наработку на установках нефтеперерабатывающего предприятия.

Пересчет ГДХ многоступенчатых ЦК на изменяющиеся условия эксплуатации можно выполнить по методу, строго справедливому для одноступенчатого ЦК [1] или по отдельным ступеням с учетом их рассогласования, который предложен в работе [2] и применен для решения различных задач [3–14].

Для обеспечения необходимых параметров технологического процесса в условиях изменения технического состояния ПЧ [15] можно рекомендовать следующие мероприятия:

- применение способов регулирования рабочих режимов (например, повышение частоты вращения ротора);
- использование переразмеренного компрессора с увеличенной на 10...15 % производительностью;
- своевременное проведение профилактических операций по улучшению технического со-

стояния ПЧ (промывка, ремонт с пескоструйной обработкой и нанесением специальных износостойких покрытий, замена изношенных деталей и т. д.).

Во всех компрессорных установках, и особенно в тех, где отсутствует возможность регулирования ГДХ ЦК, требуется постоянный мониторинг за техническим состоянием ПЧ, что можно реализовать наблюдением за изменением наклона (крутизны) напорной характеристики. Для этого необходимо разработать метод, позволяющий трансформировать паспортную кривую под фактические эксплуатационные режимы.

Метод корректировки формы ГДХ. Для учета изменения формы или вида ГДХ ЦК, которое происходит в результате длительной эксплуатации, воздействия коррозионных и эрозивных процессов на элементы ПЧ, загрязнения вследствие отложений серы и других веществ, износа лабиринтных уплотнений, разработан новый метод.

Предлагаемый метод основан на введении корректирующих функций к удельной политропной работе, политропному коэффициенту полезного действия (КПД) и объемной производительности.

Введем вспомогательный параметр — безразмерную производительность, представляющую собой отношение текущего значения объемной производительности в любой (j -й) точке ГДХ в рабочем диапазоне Q_{nj} к производительности в крайней левой точке (на границе помпажа) Q_n^{surg} :

$$\bar{Q}_{nj} = Q_{nj} / Q_n^{surg}. \quad (1)$$

Корректирующая функция к объемной производительности

$$f_{Qj} = (\bar{Q}_{nj})^{K_Q}, \quad (2)$$

где K_Q — эмпирический коэффициент, характеризующий изменение (сужение или расширение) диапазона рабочих режимов по расходу газа.

Скорректированная объемная производительность

$$Q''_{nj} = Q_{nj} f_{Qj}, \text{ м}^3/\text{мин}. \quad (3)$$

Общая корректирующая функция к удельной политропной работе представляет собой последовательную многоуровневую зависимость

$$f_{Hj} = f(f_{H0j}, f_{H1j}, f_{H2j}),$$

где f_{H0j} , f_{H1j} и f_{H2j} — корректирующая функция начального, первого и второго уровня к удельной политропной работе соответственно,

$$f_{H0j} = A_2 \ln(\bar{Q}_{nj}) + A_3; \quad (4)$$

$$f_{H1j} = (f_{H0j})^{A_1}; \quad (5)$$

$$f_{H2j} = e^{f_{H1j}}, \quad (6)$$

где A_2 и A_3 — эмпирический коэффициент, характеризующий смещение ГДХ в ее правой и левой (вблизи зоны помпажа) части соответственно; A_1 — эмпирический коэффициент, характеризующий изменение крутизны ГДХ главным образом в ее правой части.

Общая корректирующая функция к удельной политропной работе

$$f_{Hj} = (f_{H2j})^{K_H}, \quad (7)$$

где K_H — эмпирический коэффициент, характеризующий изменение интенсивности снижения удельной политропной работы.

С учетом соотношений (4)–(7) выражение для общей корректирующей функции к удельной политропной работе приобретает вид

$$f_{Hj} = \left[e^{(A_2 \ln \bar{Q}_{nj} + A_3) A_1} \right]^{K_H}. \quad (8)$$

Скорректированная удельная политропная работа

$$H''_{nj} = \frac{H_{nj}}{f_{Hj}}, \text{ Дж/кг}. \quad (9)$$

Корректирующая функция к политропному КПД

$$f_{\eta j} = (f_{Hj})^{K_{\eta}}, \quad (10)$$

где K_{η} — эмпирический коэффициент, характеризующий изменение интенсивности снижения КПД.

Скорректированный политропный КПД

$$\eta''_{nj} = \frac{\eta_{nj}}{f_{\eta j}}. \quad (11)$$

По изменению значений указанных эмпирических коэффициентов можно судить об изменении технического состояния ПЧ. Идеальному состоянию ПЧ, когда реальная ГДХ совпадает с паспортной, соответствуют следующие коэффициенты: $A_2 = 1,0$; $A_3 = 0$; $K_H = K_{\eta} = K_Q = 0$.

Практическое применение метода коррекции ГДХ. Компрессор установки каталитического риформинга. В этой установке ЦК обеспечивает циркуляцию ВСГ по блоку платформинга. Схема пятиступенчатого циркуляционного ЦК установки каталитического риформинга показана на рис. 2.

Анализ результатов наблюдений в течение одиннадцати месяцев эксплуатации выявил достаточно существенное различие в составе ВСГ по содержанию водорода ($e_{H_2} = 81...90\%$) и по молекулярной массе (10,15...5,75 кг/кмоль). В техническом задании на ЦК указаны два состава ВСГ: обедненный с $e_{H_2} = 80,4\%$ и обогащенный с $e_{H_2} = 86,5\%$.

Для приведения к единым условиям реальных эксплуатационных режимов, различающихся по составу ВСГ, а также по температуре и давлению газа на входе в ЦК, выполнены пересчеты паспортных ГДХ и фактических рабочих точек на характерные режимы эксплуатации, указанные в табл. 1. Первый режим (как основной) соответствует параметрам работы ЦК по техническому заданию, второй — само-

му легкому составу ВСГ, третий — наиболее тяжелому составу ВСГ.

Пересчет ГДХ ЦК на выбранные характерные режимы эксплуатации выполнен с помощью метода, основанного на последовательном пересчете по отдельным ступеням с учетом расогласования в их работе при изменении начальных условий на входе в ЦК (первую ступень) и свойств газа по ступеням [9–14]. Этот метод апробирован и верифицирован на ряде объектов сравнением с результатами измерений при испытаниях ЦК в стационарных условиях. Пересчет ГДХ проведен дискретно по десяти точкам в диапазоне от минимальной производительности (условная граница помпажа) до максимальной ($j = 1, \dots, 10$).

Результаты пересчетов согласно режимам, указанным в табл. 1, приведены на рис. 3, а–в. Видно, что фактические рабочие точки смещены ниже, чем графики функций отношения давлений $\varepsilon_k = f(Q)$, политропного КПД $\eta_p = f(Q)$ и внутренней мощности $N_i = f(Q)$, причем смещение более интенсивно происходит в правой части при увеличении производительности.

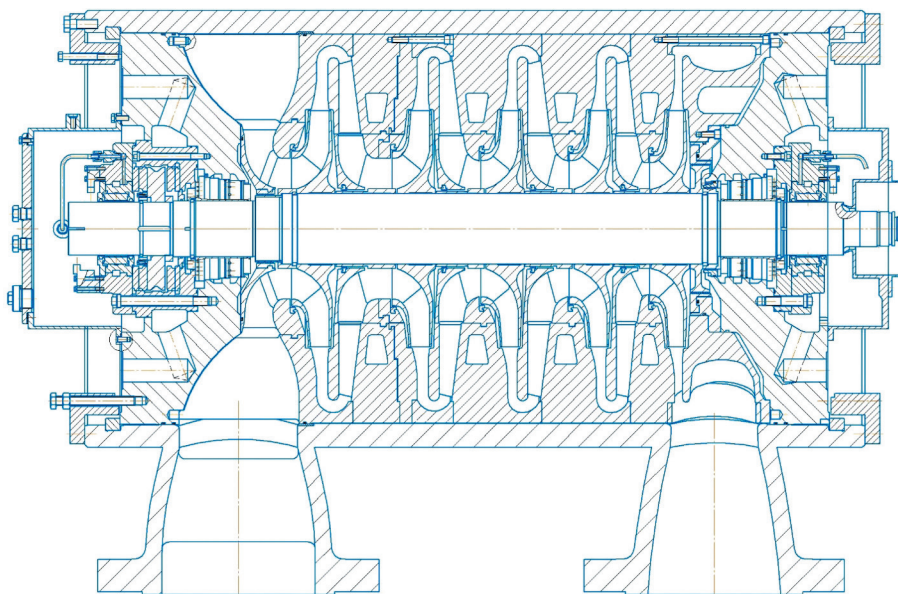


Рис. 2. Схема циркуляционного ЦК установки каталитического риформинга

Таблица 1

Характерные режимы эксплуатации ЦК установки каталитического риформинга

Номер режима	Содержание H_2 в ВСГ, %	Температура газа на входе в ЦК T_n , °С	Давление газа на входе в ЦК p_n , МПа
1	86	43,0	0,710
2	90	35,6	0,738
3	81	39,2	0,731

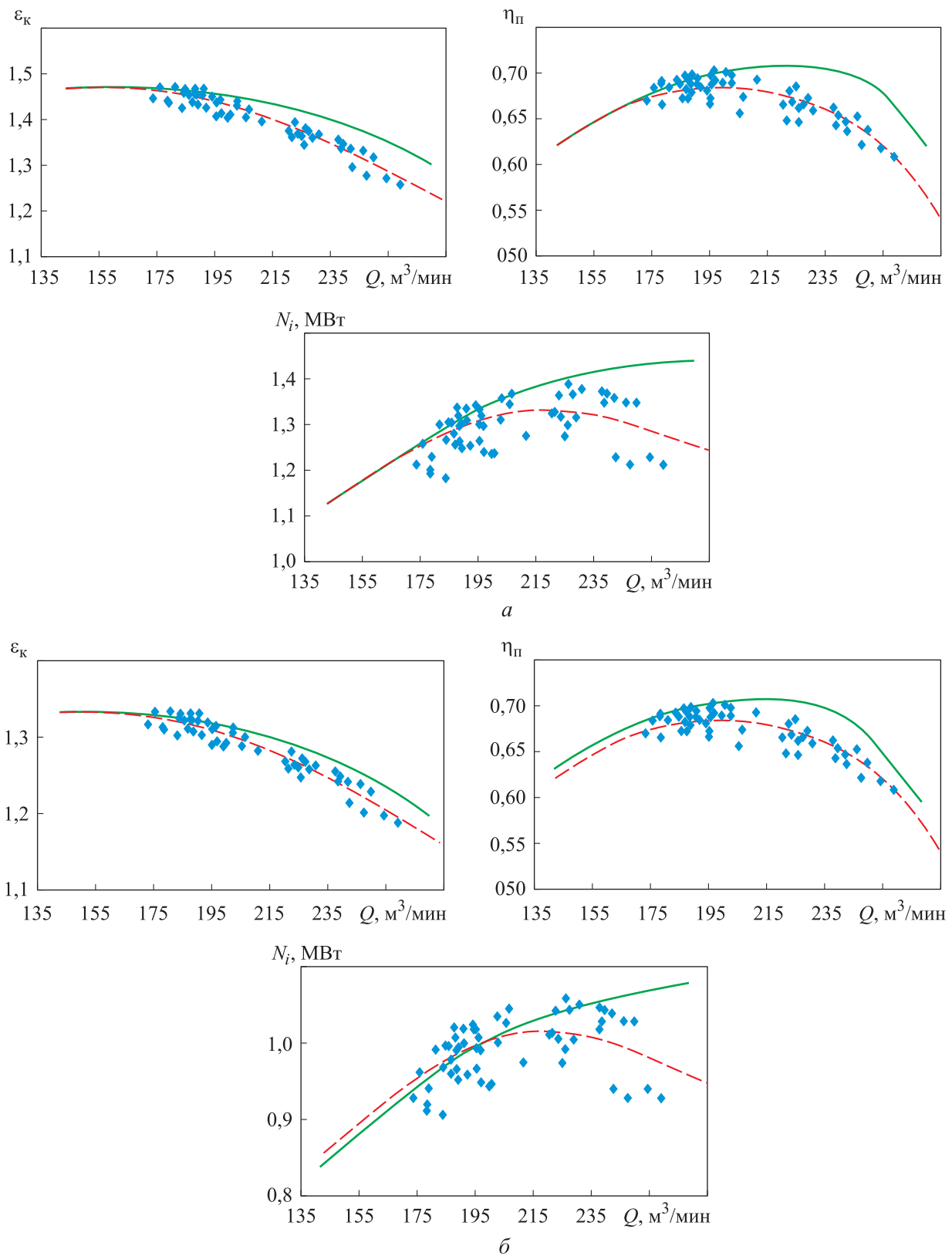


Рис. 3 (начало). Результаты расчета предполагаемой реальной ГДХ ЦК (\blacklozenge) при приведении к ВСГ с содержанием H_2 $e_{\text{H}_2} = 86$ (а) и 90 (б):

— эксплуатационные режимы; - - - пересчитанная ГДХ

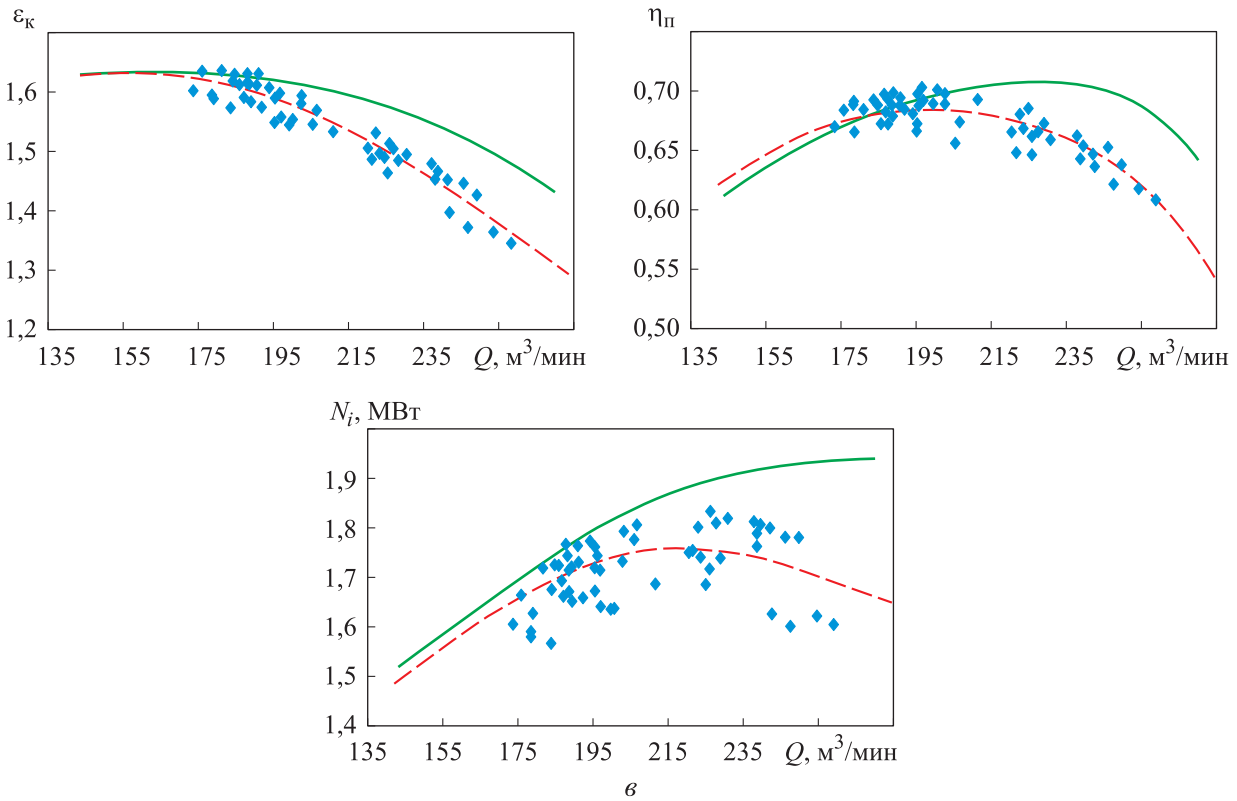


Рис. 3 (окончание). Результаты расчета предполагаемой реальной ГДХ ЦК (♦) при приведении к ВСГ с содержанием H_2 $e_{H_2} = 81$ (в):

— эксплуатационные режимы; - - - пересчитанная ГДХ

Это указывает на то, что ЦК при заданном конечном давлении не выдает заявленную производительность, а при заданной производительности — заявленного конечного давления газа. Причем выбор режима для пересчета принципиальную картину расположения фактических рабочих точек не меняет. Следует лишь заметить, что для более легкого состава ВСГ отклонение рабочих точек от паспортной кривой меньше, чем для более тяжелого.

Достаточно большой разброс точек относительно зависимостей $\eta_{п} = f(Q)$ и $N_i = f(Q)$ обусловлен тем, что расчет политропного КПД и внутренней мощности проведен по разности температур на выходе из компрессора и на входе в него $\Delta T = T_k - T_n$, измерение которых выполнено штатными приборами диагностики без дополнительной теплоизоляции. Кроме того, датчики температуры достаточно далеко расположены от патрубков ЦК, вследствие чего погрешность данных существенно высокая.

Для получения предполагаемых реальных форм ГДХ применен разработанный метод трансформации паспортных кривых на основе корректирующих функций с эмпирическими коэффициентами по зависимостям (1)–(11).

Подбор и идентификация искомым коэффициентов выполнен методом наименьших квадратов по разности квадратов фактических рабочих точек от рассчитываемых функций.

Результаты расчета реальных ГДХ также приведены на рис. 3, а–в, а вид полученных корректирующих функций — на рис. 4.

Таким образом, для ЦК установки каталитического риформинга по результатам выполненных расчетов получены следующие эмпириче-

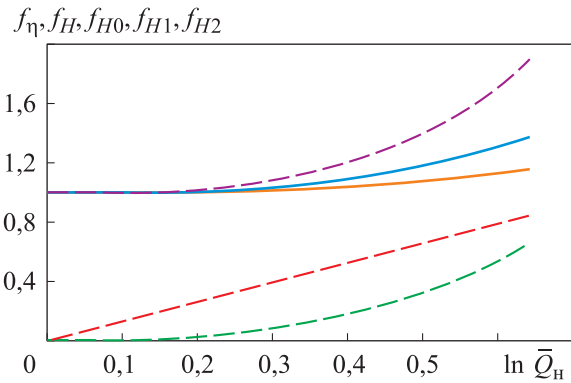


Рис. 4. Логарифмические зависимости корректирующих функций f_{η} (—), f_H (—), f_{H0} (- - -), f_{H1} (- - -) и f_{H2} (- - -) от объемной производительности

ские коэффициенты: $A_1 = 2,7$; $A_2 = 1,35$; $A_3 = 0$; $K_H = K_\eta = 0,5$; $K_Q = 0,02$.

Причиной существенных отклонений фактических рабочих точек от пересчитанных на эти же условия паспортных ГДХ, является износ (деградация) ПЧ, который может быть вызван водородной коррозией, отложениями серы или износом лабиринтных уплотнений. По результатам вскрытия корпуса ЦК обнаружены следы коррозии и наличие отложений серы на роторе и неподвижных элементах ПЧ.

Компрессор установки серно-кислотного алкилирования. Другим объектом для апробации разработанного метода являлся ЦК в составе установки серно-кислотного алкилирования для сжатия газа, содержащего изобутан, являющийся хладагентом холодильной установки. Особенностью ЦК является добавление продукта (около 10...15 % его начальной массовой производительности) к четвертой ступени сжатия, т. е. он работает с переменным массовым расходом газа. Фактический состав сжимаемого газа существенно отличается от паспортных данных и содержит 85 % изобутана вместо 78 %.

Предполагаемый вид ГДХ ЦК, определенный по разработанному методу на основе обработки опытных данных за двенадцать месяцев эксплуатации, показан на рис. 5. Полученные графики описываются следующими эмпирическими коэффициентами к корректирующим функциям: $A_1 = 2,7$; $A_2 = 0,35$; $A_3 = 0,4$; $K_H = 0,5$; $K_\eta = 1,5$; $K_Q = 0,02$.

Появление коэффициента A_3 обусловлено смещением графика напорной функции в зоне помпажа ниже исходного, а большое значение коэффициента K_η — существенным снижением фактического КПД относительно паспортных значений. Полученные результаты косвенно указывают на значительное ухудшение технического состояния ПЧ ЦК, который работал без осмотра и ремонтов ПЧ более 20 лет.

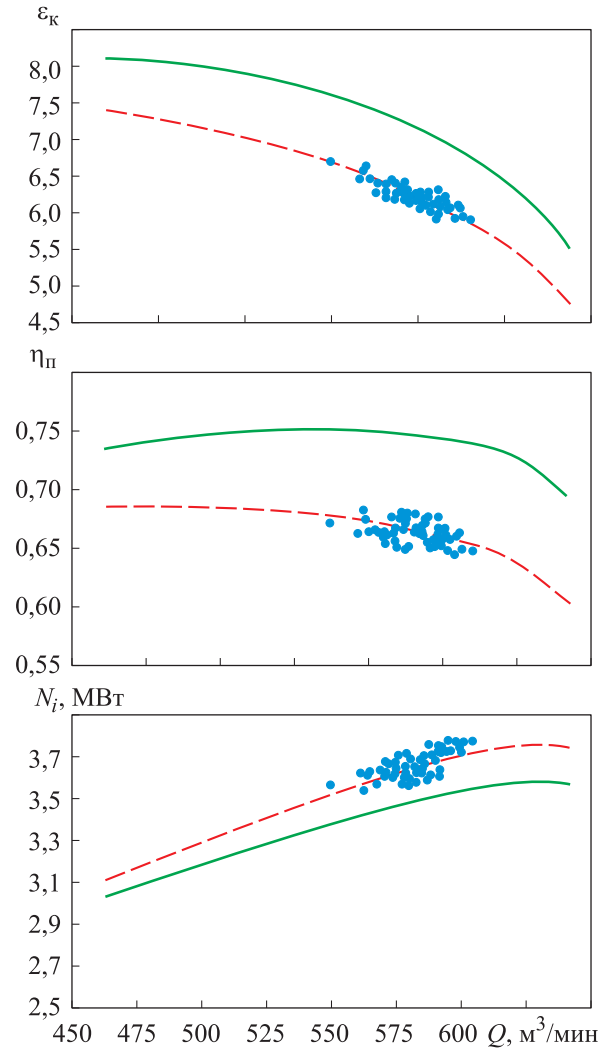


Рис. 5. Результаты расчета предполагаемой реальной ГДХ ЦК (—) при приведении к газу с 85%-ным содержанием изобутана: \diamond — эксплуатационные режимы; — — пересчитанная ГДХ по ступеням

Обобщая результаты исследований, следует обратить внимание на погрешности результатов измерений по показаниям приборов штатных систем автоматического управления. Значения паспортных значений и реальных погрешностей измерения приведены в табл. 2.

Таблица 2

Значения паспортных и реальных погрешностей измерения

Рабочая среда	Погрешность измерения, %		
	температуры	давления	производительности
Рабочий газ — ВСГ	$\pm 2,0/\pm 10,0$	$\pm 0,1/\pm 2,0$	$\pm (1,5 \dots 2,1)/\pm (4,0 \dots 5,0)$
Рабочий газ — изобутан	$\pm 2,5/\pm 7,0$	$\pm 0,2/\pm 2,5$	$\pm (1,8 \dots 2,2)/(\pm 5,0 \dots 7,0)$
Примечание. В числителе дроби указаны паспортные значения, в знаменателе — реальные.			

Выводы

1. Отмечена актуальность проблемы заключающейся в том, что при длительной эксплуатации ЦК на установках нефтеперерабатывающих предприятий параметры работы по давлению газа и производительности не соответствуют указанным в техническом задании, спецификации и паспорте. Это связано с деградацией или износом ПЧ ЦК вследствие коррозионных и эрозионных процессов и другими химическими реакциями рабочей среды с материалами ПЧ.

2. Разработан метод адаптации или получения реальной формы ГДХ, позволяющий учитывать возникающие отклонения. Метод основан на применении корректирующих функций к ГДХ с эмпирическими коэффициентами.

3. Предложенный метод апробирован на двух типах ЦК, сжимающих различные газы и имеющих длительную наработку без проведения ремонтно-восстановительных работ.

4. Получены новые зависимости отношения давлений, мощности и КПД от производительности ЦК, которые позволяют скорректировать нормы технологического процесса и применить соответствующие способы регулирования в тех случаях, когда это возможно. Предложенный подход на основе пересчета (адаптации) ГДХ и фактических эксплуатационных рабочих точек к единым условиям может являться основой для создания модулей параметрической диагностики и анализа технического состояния ПЧ в системах автоматического контроля.

5. Анализ изменения значений эмпирических коэффициентов, входящих в состав корректирующих функций, и, соответственно, изменения формы ГДХ ЦК позволяет сформировать обоснованное решение о необходимости вывода ЦК из работы с целью технического обслуживания или ремонта.

Литература

- [1] Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*. Ленинград, Машиностроение, 1981. 351 с.
- [2] Ден Г.Н. *Проектирование проточной части центробежных компрессоров*. Ленинград, Машиностроение, 1980. 232 с.
- [3] Юн В.К. К вопросу испытаний многоступенчатых центробежных компрессорных машин. *Тр. 12-го межд. симп. Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования*. Санкт-Петербург, 2006, с. 144–150.
- [4] Шамеко С.Л., Любимов А.Н., Гаман Е.В. К пересчету газодинамических характеристик многоступенчатой проточной части ЦКМ на иные условия работы. *Компрессорная техника и пневматика*, 2010, № 3, с. 28–31.
- [5] Примак А.Н. Пересчет газодинамических характеристик ступеней и многоступенчатых секций центробежных компрессоров. *Механизация строительства*, 2012, № 7, с. 44–48.
- [6] Воронцов М.А., Глазунов В.Ю., Лопатин А.С. Математическое моделирование режимов работы высоконапорного многоступенчатого центробежного компрессора. *Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья*, 2016, № 1, с. 25–30.
- [7] Кильдияров С.С. Разработка метода пересчета газодинамических характеристик многоступенчатых центробежных компрессоров на дожимных компрессорных станциях. *Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья*, 2022, № 5-6, с. 28–31, doi: <https://doi.org/10.24412/0131-4270-2022-5-6-28-31>
- [8] Кильдияров С.С., Глазунов В.Ю., Меньшиков С.Н. и др. Мониторинг энергоэффективности компримирования газа ДКС на основе фактических характеристик центробежных многоступенчатых компрессоров. *Газовая промышленность*, 2015, № 2, с. 50–54.
- [9] Ваняшов А.Д., Бочаров Г.А., Бородихин И.А. и др. Некоторые результаты поступенчатого пересчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров на требуемые условия эксплуатации. *Компрессорная техника и пневматика*, 2011, № 7, с. 18–23.
- [10] Ваняшов А.Д., Бородихин И.А., Полозов В.Н. и др. Обработка и анализ приемосдаточных и эксплуатационных испытаний центробежных компрессоров для дожимных компрессорных станций. *Тр. 17-го межд. симп. Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования*. Санкт-Петербург, 2012, с. 65–77.

- [11] Ваняшов А.Д., Борисова А.В., Крупников А.В. и др. Обоснование технических решений по выбору основного технологического оборудования при реконструкции КС «Красноармейская». *Тр. 17-го междунар. симп. Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования*. Санкт-Петербург, 2015, с. 102–111.
- [12] Ваняшов А.Д. Применение методов пересчета газодинамических характеристик многоступенчатых и многосекционных турбокомпрессоров на другие условия работы в различных технологических установках. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2018, № 1, т. 2, с. 42–50, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2018-2-1-42-52>
- [13] Ваняшов А.Д., Бычков Д.В., Нефедов А.А. Оценка фактического состояния центробежного компрессора в процессе эксплуатации на основе метода пересчета газодинамических характеристик. *Компрессорная техника и пневматика*, 2022, № 4, с. 40–43.
- [14] Ваняшов А.Д., Бычков Д.В., Беликов А.А. Анализ фактических эксплуатационных режимов циркуляционных центробежных компрессоров водородсодержащего газа. *Компрессорная техника и пневматика*, 2023, № 3, с. 36–41.
- [15] Ваняшов А.Д., Юша В.Л. Методы и технологии адаптации основного и вспомогательного оборудования компрессорных установок и станций к нестабильным условиям эксплуатации. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2023, т. 7, № 3, с. 24–35, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-3-24-35>

References

- [1] Ris V.F. *Tsentrobeznyye kompressornye mashiny* [Centrifugal compressor machines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1981. 351 p. (In Russ).
- [2] Den G.N. *Proektirovanie protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov* [Design of flow path of centrifugal compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1980. 232 p. (In Russ).
- [3] Yun V.K. [On problem of testing multistage centrifugal compressor machines]. *Tr. 12-go mezhd. simp. Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya* [Proc. 12th Int. Symp. Consumers-Manufacturers of Compressors and Compressor Equipment]. Sankt-Petersburg, 2006, pp. 144–150. (In Russ).
- [4] Shameko S.L., Lyubimov A.N., Gaman E.V. To the gas dynamic characteristics conversion of the centrifugal compressor multistage setting from some conditions to other ones. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2010, no. 3, pp. 28–31. (In Russ).
- [5] Primak A.N. The conversion of gas-dynamic characteristics of sections and multisection centrifugal compressors. *Mekhanizatsiya stroitelstva*, 2012, no. 7, pp. 44–48. (In Russ).
- [6] Vorontsov M.A., Glazunov V.Yu., Lopatin A.S. Mathematical modeling of operation modes of a high pressure multistage centrifugal compressor. *Transport i khranenie nefteproduktov i uglevodorodnogo syrya* [Transport and Storage of Oil Products and Hydrocarbons], 2016, no. 1, pp. 25–30. (In Russ).
- [7] Kildiyarov S.S. Development of a method for calculating gas-dynamic characteristics of multistage central-stage compressors at booster compressor stations. *Transport i khranenie nefteproduktov i uglevodorodnogo syrya* [Transport and of Oil Products and Hydrocarbons], 2022, no. 5-6, pp. 28–31, doi: <https://doi.org/10.24412/0131-4270-2022-5-6-28-31> (in Russ).
- [8] Kildiyarov S.S., Glazunov V.Yu., Menshikov S.N. et al. Monitoring the energy efficiency of gas compression of the DKS based on the actual characteristics of centrifugal multistage compressors. *Gazovaya promyshlennost*, 2015, no. 2, pp. 50–54. (In Russ).
- [9] Vanyashov A.D., Bocharov G.A., Borodikhin I.A. et al. Some incremental recalculation of gasodynamic performance of centrifugal compressors on involving conditions of exploitation. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2011, no. 7, pp. 18–23. (In Russ).
- [10] Vanyashov A.D., Borodikhin I.A., Polozov V.N. et al. [Processing and analysis of acceptance and operational tests of centrifugal compressors for booster compressor stations]. *Tr. 17-go*

- mezhd. simp. Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya* [Proc. 17th Int. Symp. Consumers-Manufacturers of Compressors and Compressor Equipment]. Sankt-Peterburg, 2012, pp. 65–77. (In Russ).
- [11] Vanyashov A.D., Borisova A.V., Krupnikov A.V. et al. [Justification of technical solutions for the selection of the main technological equipment during the reconstruction of the Krasnoarmeyskaya compressor station]. *Tr. 17-go mezhd. simp. Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya* [Proc. 17th Int. Symp. Consumers-Manufacturers of Compressors and Compressor Equipment]. Sankt-Peterburg, 2015, pp. 102–111. (In Russ).
- [12] Vanyashov A.D. Application of methods of recalculation of gasdynamic characteristics of multi-staged and multisection turbocompressors on other conditions of work in various technological installations. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2018, no. 1, vol. 2, pp. 42–50, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2018-2-1-42-52> (in Russ).
- [13] Vanyashov A.D., Bychkov D.V., Nefedov A.A. Assessment of the actual state of a centrifugal compressor during operation based on the method of recalculating gas dynamic characteristics. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2022, no. 4, pp. 40–43. (In Russ).
- [14] Vanyashov A.D., Bychkov D.V., Belikov A.A. Analysis of actual operating conditions of hydrogen-containing gas circulation centrifugal compressors. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2023, no. 3, pp. 36–41. (In Russ).
- [15] Vanyashov A.D., Yusha V.L. Methods and technologies for adaptation of main and auxiliary equipment of compressor plants and stations to unstable operating conditions. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2023, vol. 7, no. 3, pp. 24–35, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-3-24-35> (in Russ).

Статья поступила в редакцию 30.06.2025

Информация об авторах

ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: adv@omgtu.ru).

БЫЧКОВ Данил Витальевич — аспирант кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: bychkov.danil.1997@mail.ru).

Information about the authors

VANYASHOV Aleksandr Dmitrievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Refrigerating and Compressor Equipment and Technology. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: adv@omgtu.ru).

BYCHKOV Danil Vitalievich — Postgraduate, Department of Refrigerating and Compressor Equipment and Technology. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: bychkov.danil.1997@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Ваняшов А.Д., Бычков Д.В. Метод корректировки газодинамических характеристик центробежных компрессоров с учетом изменения технического состояния проточной части. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 3, с. 88–97.

Please cite this article in English as:

Vanyashov A.D., Bychkov D.V. Method for adjusting gas-dynamic characteristics of centrifugal compressors taking into account changes in the technical condition of the flow path. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 3, pp. 88–97.