

РОЗДІЛ 4

АВТОМАТИКА, КОМП'ЮТЕРНІ
ТА ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ

УДК: 621.515

*А.А. Гурский, В.А. Денисенко, А.Е. Гончаренко*Учебно-научный институт холода, криотехнологий и экоэнергетики им. В.С. Мартыновского
Одесской национальной академии пищевых технологий, ул. Дворянская, 1/3, г. Одесса, 65082**НЕВ'ЯЗКА ПО СООТНОШЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ КАК ПОКАЗАТЕЛЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ**

В статье рассматриваются характеристики турбокомпрессорной установки по перегрузке аммиака Одесского припортового завода. Приводится анализ энергоэффективности функционирования установки по перегрузке аммиака. На основе проведенного анализа в настоящей работе представляется способ определения косвенного показателя функционирования установки и его использование в системе управления. Также представляется разработанный виртуальный стенд для исследования системы управления холодильным турбокомпрессором с показаниями невязок по соотношению параметров для оценки режимов функционирования

Ключевые слова: Центробежный компрессор – Холодильная установка – Турбокомпрессорная установка – Координирующее управление – Энергоэффективность – Косвенный показатель функционирования – Антиомпажная защита

*О.О. Гурський, В.А. Денисенко, О.Є. Гончаренко*Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій і екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Одеської національної академії харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65082**НЕВ'ЯЗКА ЗА СПІВВІДНОШЕННЯМ ПАРАМЕТРІВ В СИСТЕМІ КЕРУВАННЯ ЯК ПОКАЗНИК ФУНКЦІОНУВАННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ**

У статті розглядаються характеристики турбокомпресорної установки з перевантаження амміаку Одеського припортового заводу. Приводиться аналіз енергоефективності функціонування установки з перевантаження амміаку. На основі проведеного аналізу в даній роботі представляється спосіб визначення непрямого показника функціонування установки і його використання в системі управління. Також представляється розроблений віртуальний стенд для дослідження системи управління холодильним турбокомпресором з показаннями невід'язок за співвідношенням параметрів для оцінки режимів функціонування.

Ключові слова: Відцентровий компресор – Холодильна установка – Турбокомпресорна установка – Координуюче керування – Енергоефективність – Непрямий показник функціонування – Антиомпажний захист

I. ВВЕДЕНИЕ

На Одесском припортовом заводе (ОПЗ) эксплуатируются мощные турбокомпрессорные установки по перегрузке аммиака. Система контроля предоставляет обслуживающему персоналу большое количество информации о функционировании турбокомпрессорной установки, но при этом оценить оптимальность функционирования установки по энергозатратам бывает достаточно сложно, так как необходимо опираться на единый показатель (критерий) функционирования.

Исходя из анализа различных информационных источников видно, что на основании газодинамических характеристик турбокомпрессорной установки можно установить множество значений показателей функционирования, таких как: потребляемая мощность компрессора, КПД компрес-

сора, потребляемая мощность системы охлаждения конденсаторов, расход охлаждающей воды и т.д. [1 – 3]. При этом отсутствие единого показателя функционирования не позволит установить оптимально ли управление, или энергоэффективно ли функционирование.

Цель настоящей работы – повышение энергоэффективности функционирования компрессорных установок динамического принципа действия.

Для достижения поставленной цели необходимо определить косвенный показатель функционирования турбокомпрессорной установки и принцип его использования в системе управления, в том числе в качестве оценки энергоэффективности и безопасности функционирования установки.

В настоящей работе представлен анализ энергоэффективности функционирования турбокомпрессорной установки цеха перегрузки аммиака

ОПЗ на основе данных пассивного эксперимента проводимого с 25 октября по 5 ноября 2010 года. Также представлен метод определения косвенного показателя энергоэффективности функционирования турбокомпрессорной установки и применение данного показателя в системе управления, в частном случае в рамках виртуального лабораторного стенда.

II. ИССЛЕДОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ ПО ПЕРЕГРУЗКЕ АММИАКА ОДЕССКОГО ПРИПОРТОВОГО ЗАВОДА

Одним из основных этапов разработки системы управления турбокомпрессором является оценка энергоэффективности функционирования самого турбокомпрессора при различных режимах, определяемых совокупностью значений технологических параметров таких как: давление всасывания, давление нагнетания, массовая производительность, скорость вращения вала турбокомпрессора и т.д.

Рассматриваемая турбокомпрессорная установка цеха перегрузки аммиака ОПЗ представляет собой 3-х секционную установку большой производительности и с большим количеством блоков воздушных конденсаторов, применяемых после каждой секции повышения давления. Принцип работы установки для перегрузки аммиака ОПЗ аналогичен принципу работы холодильной турбокомпрессорной установки, в которой для центробежного компрессора сетью является теплообменный аппарат – конденсатор [4, 5].

Турбокомпрессор для перегрузки аммиака ОПЗ двухкорпусной, комплектуется зарубежным оборудованием, в результате обслуживающему персоналу неизвестны (отдельные) принципы энергоэффективного управления, метод определения линии контроля помпажа и т.д. Алгоритм регулирования производительности каждой секции турбокомпрессорной установки достаточно сложный, так как определяет количество подключаемых секций воздушного охлаждения конденсаторов при изменении нагрузки и различных параметров.

При рассмотрении турбокомпрессорной установки с газотурбинным приводом цеха перегрузки аммиака установлено, что в настоящее время корректировка структуры и параметров системы управления недопустима. Но при этом оценка энергоэффективности функционирования данной установки может быть проведена на основе измеряемых и расчетных данных.

Имеются результаты пассивного эксперимента – данные с цеха перегрузки аммиака. Это газодинамические характеристики и таблица параметров различных режимов функционирования, которые показывают, что турбокомпрессорная установка не всегда работает с экстремальными показателями энергоэффективности функционирования (КПД отдельных секций турбокомпрессора

и суммарной потребляемой мощности турбокомпрессора и системы воздушного охлаждения конденсаторов).

Экспериментальные наблюдения проводились с 25 октября по 5 ноября 2010 года. При экспериментальном наблюдении были зарегистрированы параметры, в частности: давление нагнетания 3-й секции компрессора P_{n-3c} , давление всасывания 3-й секции компрессора $P_{вс}$, скорость вращения вала турбокомпрессора n_v , расход газа (топлива) G_T , объемный расход аммиака через 3-ю секцию компрессора Q_{c3} , политропный КПД $\eta_{пол}$, полученный расчетным путем, и количество работающих секций охлаждения конденсаторов n_k .

Также была установлена история изменения основных технологических параметров установки, за 2 последних месяца до 25.10.2010, таких как: P_{n-3c} , МПа; $P_{вс}$, МПа; температура на всасывании 3-й секции $t_{вс}$, °C; n_v , мин⁻¹; G_T , м³/ч; давление конденсации в различных секциях P_k , МПа; температура конденсации в различных секциях t_k , °C. История изменения параметров была взята с интервалом 15 мин.

Для анализа энергоэффективности характеристики 3-й секции компрессора, при различных скоростях вращения вала, были совмещены с характеристиками сети – системой конденсаторов, с которой функционирует турбокомпрессор. Характеристики сети в координатах давление – объемная производительность, могут быть аппроксимированы до линейных зависимостей.

Таким образом, на поле газодинамических характеристик была установлена точка, соответствующая температуре окружающей (охлаждающей) среды и от нее была проведена практически горизонтальная характеристика сети, соответствующая бесконечно большому расходу охлаждающей среды на конденсаторе ($n_k = \infty$) и характеристика сети через рабочую точку изображенную знаком \oplus . Последняя характеристика сети соответствует определенному количеству работающих секций охлаждения конденсаторов.

На поле характеристик отражены граница помпажа, области ①, ②, ③ – высоких, средних и низких значений политропного КПД $\eta_{пол}$ 3-й секции турбокомпрессора.

Области ①, ②, ③ характерны практически для всех компрессоров динамического принципа действия как воздушных, так и холодильных. Известно, по расчетным данным, отраженным на мониторах операторов, что политропный КПД $\eta_{пол}$ в области ② 3-й секции турбокомпрессора соответствует значениям $\eta_{пол} = 0,580 - 0,583$. В

области ① он незначительно выше, порядка на 6 – 8%, то есть не более $\eta_{пол} = 0,66$. $\eta_{пол} = 0,66$ является максимальным для 3-й секции компрессора.

III. АНАЛИЗ ДАННЫХ, ПОЛУЧЕННЫХ ПРИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ НАБЛЮДЕНИИ

Имеющиеся экспериментальные данные позволяют оценить энергоэффективность функционирования компрессорной машины с системой охлаждения конденсаторов вне пусковых режимов. Некоторые данные сведены в таблицу 1 и часть показаны на поле газодинамических характеристик (рисунок 1).

На рисунке 1 рабочая точка a' соответствует параметрам представленным, в пункте 1 таблицы 1, рабочая точка b' соответствует параметрам пункта 4 таблицы 1, а рабочая точка c' соответствует параметрам пункта 5.

Режимы, которые были зарегистрированы с 25.10.2010 по 27.10.2010, соответствовали средней производительности компрессора.

Температура окружающей (охлаждающей) среды с 27 октября изменилась на 9 – 10 °С, что отразилось на работе системы охлаждения конденсаторов. Так, в первом случае (рабочая точка a' на рисунке 1) работает 16 секций охлаждения конденсаторов при температуре охлаждающей среды $t_{во} = 13$ °С. Во втором случае работают уже 10 секций при температуре воздуха $t_{во} = 4$ °С (рабочая точка b').

В первом случае (рисунок 1), при 16 работающих секций охлаждения, значение КПД $\eta_{пол} = 0,583$ – не максимальное. Во втором случае такое же самое значение КПД, только из-за снижения температуры окружающей среды уменьшена потребляемая мощность системы охлаждения конденсаторов. В обоих случаях, рабочие точки на поле газодинамических характеристик располагаются, практически в одном и том же месте – в зоне средних значений КПД $\eta_{пол}$. Режимы функционирования можно считать оптимальными по энергозатратам несмотря на то, что значение КПД $\eta_{пол}$ не максимальное. В данном случае увеличение КПД, при той же производительности, может быть достигнуто при увеличении количества работающих секций охлаждения конденсаторов и снижении скорости вращения вала газовой турбины. При этом, рабочая точка сместится вертикально вниз, расход газа – топлива для турбины будет уменьшен, однако более значительно увеличиться потребляемая мощность системы охлаждения конденсаторов, так как переход рабочей точки из области ② в область ① связан с нелинейным возрастанием расхода охлаждающей среды на конденсаторе [6].

Режим, который был зарегистрирован 3.11.2010, соответствует большой производительности центробежного компрессора. Следует отметить, что большое число включенных секций охлаждения конденсаторов никак не связано с увеличением температуры окружающей среды (на 3 – 4 °С. по сравнению с 25.10.2010). Чтобы сместить рабочую точку в область больших расходов аммиака, система управления подключила более 30 секций охлаждения конденсаторов (в отличие от предыдущих случаев 10 и 16 секций), при этом существенно уменьшился наклон характеристики сети. Скорость вращения вала турбины, практически во всех случаях, неизменна

Данная большая производительность $Q_{с3} = 85$ % была обеспечена при $G_T = 4294$ м³/ч и большом числе включенных секций охлаждения конденсаторов. Режим большой производительности связан с существенно сниженным КПД $\eta_{пол} = 0,558$, при этом присутствует большое потребление энергии системой охлаждения конденсаторов. Увеличение КПД $\eta_{пол}$ может быть достигнуто только при уменьшении числа работающих секций охлаждения конденсаторов и при увеличении скорости вращения вала газовой турбины или при изменении дросселирования на всасывании. Только при этих условиях можно переместить рабочую точку из области низких КПД $\eta_{пол}$ в область ③ несущественно более высоких, при той же производительности, но при этом увеличится степень повышения давления π_k и, следовательно, увеличатся затраты работы на каждый килограмм сжимаемого рабочего тела.

На основании проведенного анализа можно сделать вывод, что синтез системы управления соответствующими специалистами был выполнен таким образом, чтобы в основном диапазоне регулирования производительности, рассмотренной турбокомпрессорной установки, режимы функционирования были оптимальны по энергозатратам.

Следует отметить, что режимы функционирования, связанные с максимально большой производительностью, в данной установке могут быть не энергоэффективны. Известно, что расположение рабочей точки на спадающей части характеристики компрессора крайне невыгодно [4, 5]. Большая производительность (практически максимальная) связана с низким политропным КПД компрессора и большим количеством включенных секций охлаждения конденсаторов. При этом, если необходимо получить максимально возможную производительность турбокомпрессора $Q_{с3} \rightarrow \max (Q_{с3} \approx 100 \%)$, то количество включенных секций охлаждения конденсаторов должно быть достаточно большим ($n_k \rightarrow \infty$), и потребляемая мощность всей установки будет излишне большая.

Исходя из анализа функционирования, на поле газодинамических характеристик (рисунок 1) можно выделить область (многообразие $m-n$) оптимальных режимов функционирования, на основании которой можно определить необходимое число включенных секций охлаждения конденсаторов, скорость вращения вала при необходимой производительности компрессора, и т.д.

Если определить зависимость – соотношение $\pi_k = f(Q_{c3})$ – которое описывает область оптимальных режимов функционирования (многообразие) в пространстве переменных $\pi_k - Q_{c3}$,

то значение невязки $\varphi = f(Q_{c3}) - \pi_k$ – отклонение от соотношения, будет указывать отклонение от оптимального – энергоэффективного режима функционирования [7, 8].

IV. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НЕВЯЗКИ В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ КАК ПОКАЗАТЕЛЯ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ

С целью исследования энергоэффективности функционирования турбокомпрессоров и синтеза системы управления был разработан виртуальный стенд холодильной машины с центробежным компрессором средствами среды Labview.

На данном стенде установлены показания невязок, которые определяют отклонение рабочей точки от оптимального режима функционирования по энергозатратам и расстояние до границы помпажа.

На общем виде стенда, представленного на рисунке 2, отражены показания расчетных значений – степени повышения давления, массового расхода агента (%), КПД центробежного компрессора. Аналогичным образом отражаются расчетные данные по функционированию установки цеха перегрузки аммиака ОПЗ.

По значению КПД или по потребляемой мощности компрессора сложно установить энергоэффективно ли функционирует холодильная установка или нет, так как следует учесть много факторов – потребляемая мощность системы охлаждения конденсаторов, температура охлаждающей

среды и т.д. Довольно полную картину могут дать полученные значения невязок φ_1 и φ_2 (рисунок 2). Для данной виртуальной лабораторной установки значение невязки φ_1 определяет энергоэффективность функционирования центробежного компрессора, а значение невязки φ_2 определяет расстояние до линии контроля помпажа.

Если $-35 < \varphi_1 < 25$, то режим энергоэффективный;

Если $\varphi_1 < -31$, то высокая степень повышения давления и соответственно большие затраты работы на каждый килограмм сжимаемого агента;

Если $\varphi_1 > 25$, то существенно низкий КПД и большая потребляемая мощность системы охлаждения конденсатора;

Если $\varphi_2 \geq 0$, то присутствует режим помпажа;

Если $-4 < \varphi_2 < 0$, то рабочая точка находится на линии контроля помпажа;

Если $\varphi_2 < -4$, то режим устойчивый;

Типовой закон управления имеет следующий вид:

$$u_1(t) = G$$

$$u_2(t) = c_{01} \cdot \delta_p(t) + \int c_{11} \cdot \delta_p(t) dt$$

где u_1 и u_2 – управляющие воздействия по расходу охлаждающей среды на конденсаторе и по скорости вращения вала турбокомпрессора;

δ_p – ошибка регулирования;

c_{01} , c_{11} , – параметры настройки пропорционально-интегрального регулятора;

G – заданный расход охлаждающей среды на конденсаторе.

Невязка соотношения параметров выступает как косвенный показатель функционирования турбокомпрессорной установки, который может быть использован в системе управления. При этом типовой закон управления будет изменен путем включения определенного уровня, позволяющего осуществить координирующее управление для энергоэффективного функционирования, или для предотвращения помпажного режима установки [7, 8].

Таблица 1 – Экспериментальные данные турбокомпрессорной установки по перегрузке аммиака Одесского припортового завода

№	Дата	$t_{в0}$, °C	$P_{н-3с}$, МПа	$P_{вс}$, МПа	n_v , мин ⁻¹	Q_{c3} , %	G_T , м ³ /ч	n_k	$\eta_{пол}$
1	25.10	13	1,447	0,584	6877	43	3272	16	0,582
2	25.10	14	1,448	0,584	6881	43	3279	17	0,582
3	26.10	10	1,452	0,587	6867	43,5	3245	14	0,583
4	27.10	5	1,458	0,589	6860	43,5	3219	10	0,583
5	3.11	16,6	1,327	0,557	7004	85	4294	31	0,558

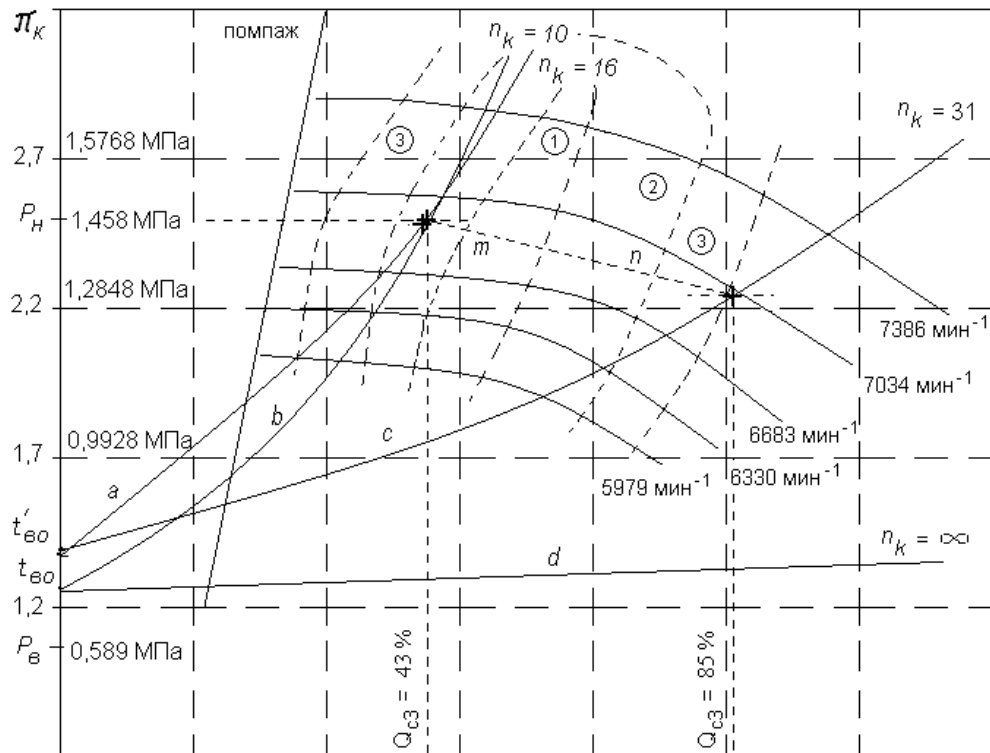


Рисунок 1 – Совмещенные характеристики 3-й секции турбокомпрессора по перегрузке аммиака при температуре охлаждающей среды (воздуха) $t_{ao} = 13^{\circ}\text{C}$ и давлении всасывания $P_{ec} = 0,589$ МПа.

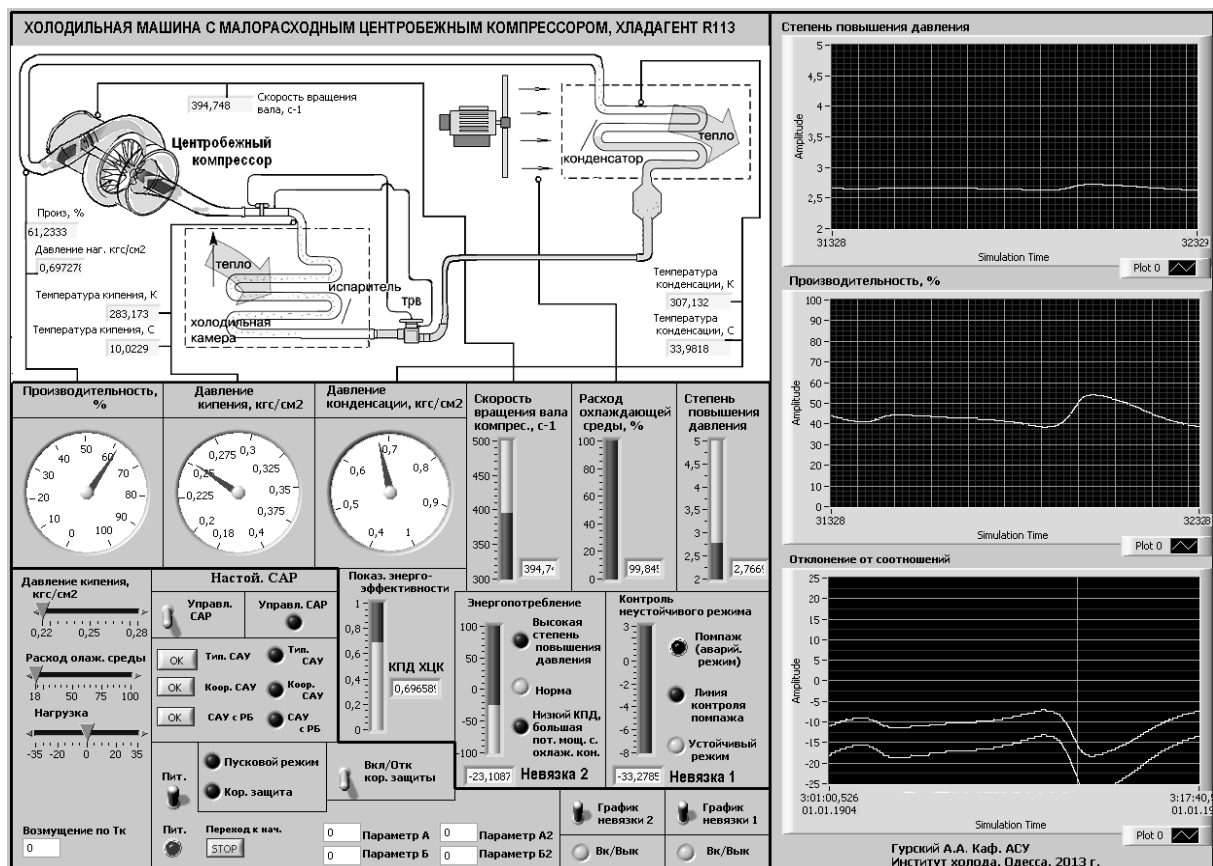


Рисунок 2 – Общий вид виртуального лабораторного стенда для исследования системы управления холодильной машиной с центробежным компрессором

При исследовании координирующих систем управления холодильных турбокомпрессорных установок было определено, что в результате отработки невязки в переходном режиме в некоторых случаях можно отвести рабочую точку от неустойчивой области функционирования, тем самым, предотвращая аварийный режим [7, 8]. Закон управления, с учетом возможности отработки невязки в переходном процессе для предотвращения аварийной ситуации, 2-х уровневый и выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} u_1(t) &= G + \psi_1(t) \\ u_2(t) &= c_{01} \cdot (\delta_p(t) + \psi_2(t)) + \\ &+ \int c_{11} \cdot (\delta_p(t) + \psi_2(t)) dt \end{aligned}$$

где ψ_1, ψ_2 – элементы вектора воздействия 2-го уровня;

Закон управления 2-го уровня (взаимосвязанный) координирующий и имеет следующий вид:

$$\bar{\psi} = \varphi'(t) \cdot \bar{Q} = [\psi_1(t) \quad \psi_2(t)]^T,$$

где $\bar{Q} = [q_1 \quad q_2]^T$; q_1, q_2 – параметры настройки 2-го уровня;

$$\varphi'(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } \varphi(t) \geq 0; \\ \varphi(t) & \text{при } \varphi(t) < 0; \end{cases}$$

$\varphi(t) = A^T \cdot \bar{x}(t) - b$ – невязка соотношения параметров; \bar{x} – вектор выхода; A^T – матрица коэффициентов соотношения; b – свободный член. Таким образом, $\psi_1 \neq 0$ и $\psi_2 \neq 0$ пока не выполнится условие $\varphi' = 0$ – предаварийный режим исключен.

V. ВЫВОДЫ

На основании проведенного анализа энергоэффективности функционирования турбокомпрессорной установки по перегрузке аммиака ОПЗ можно сделать вывод, что синтез системы управления был выполнен таким образом, что на существенном диапазоне регулирования производительности обеспечивается оптимальность функционирования по энергозатратам. Неэкономичные режимы работы установки могут присутствовать только при существенно большей производительности.

Данный анализ позволил представить способ определения невязки как косвенного показателя энергоэффективности функционирования установки по перегрузке аммиака ОПЗ. Косвенный показатель функционирования – невязка по соотношению параметров дает возможность обслуживающему персоналу оценить оптимальность функцио-

нирования установки по энергозатратам исходя из множества (факторов) показаний таких как: КПД турбокомпрессора, степень повышения давления, количество подключенных секций охлаждения конденсаторов, суммарная потребляемая мощность компрессора и системы охлаждения конденсаторов и т.д.

В 2010 году ОПЗ была передана научно-техническая документация для оценки энергопотребления турбокомпрессорной установки по перегрузке аммиака и для определения косвенных показателей энергоэффективности функционирования установки.

Использование невязки как косвенного показателя функционирования продемонстрировано на примере разработанного виртуального стенда холодильной турбокомпрессорной установки.

Даная работа – необходимый этап для разработки стендов для диагностики и анализа функционирования установок с большим энергопотреблением, а также для синтеза систем управления, обеспечивающих энергоэффективное и безаварийное функционирование турбокомпрессорных установок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баренбойм А.Б. Холодильные центробежные компрессоры. – Одесская государственная академия холода – Одесса: 2004. – 208 с.
2. Сухомлинов И.Я., Савельева И.Ю., Головин М.В. Исследование методов регулирования параметров холодильных машин с центробежными компрессорами // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1995. – №11 – С. 29–36.
3. Хисамеев И.Г., Мифтахов А.А., Сафиуллин А.Г. Разработка и освоение холодильных машин на базе многовалвных мультипликаторных компрессоров для предприятий нефтяной, газовой и химической промышленности // Холодильная техника. – 2007. – №1. – С 6–10.
4. Чистяков Ф.М. Холодильные турбоагрегаты. – М.: Изд-во «Машиностроение», 1967. – 287 с.
5. Холодильные машины: учебник для студентов технических вузов / [Кошкин Н.Н., Сакун И.А., Бамбушек Е.М. и др.]; под общ. ред. проф. И.А. Сакуна – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
6. Джеев Е.А., Перстнев П.В., Сутырина Т.М. Расчет двухступенчатой холодильной установки с помощью ЭВМ // Холодильная техника. – 1971. – №7. – С. 10–15.
7. Гурский О.О. Автоматизация холодильной турбокомпрессорной установки на базе системы координирующего керування: автореферат дис. кандидата тех. наук: 05. 13. 07. – Одесса., 2012. – 22 с.
8. Бойчук Л.М. Синтез координирующих систем автоматического управления – М. : Изд-во «Энергоатомиздат». – 1991. – 160 с.

A. Gurskiy, V. Denisenko, A. Goncharenko

The V.S. Martynovsky institute of refrigeration, cryogenic technologies and ecological power energy. Odessa national academy of food technologies. 1/3 Dvoryanskaya str., Odessa, 65082, Ukraine

DEFICIENCY ON THE RATIO PARAMETERS IN A CONTROL SYSTEM AS A PARAMETER OF TURBO COMPRESSOR PLANT FUNCTIONING

Characteristics of the Odessa Port Plant turbo-compressor unit for ammonia re-loading are discussed in the article. Analysis of operating power efficiency of the unit for ammonia re-loading is given. On the basis of the analysis the method for determining indirect parameters of unit functioning and its utilization in the control system is presented. The virtual stall designed for the study of refrigerating turbo compressor control system with readings of deficiencies on the parameters ratio for evaluation of operating modes is also introduced.

Keywords: Centrifugal compressor – Refrigeration unit – Turbo compressor system – Coordinating management – Power Efficiency – Indirect indicator of operation – Anti-Surge Protection

REFERENCES

1. **Barenboym A.B.** Kholodil'nyje tsentrobeznyje kompressory. – Odesskaya gosudarstvennaya akademiya kholoda – Odessa: 2004. – 208s.
2. **Sukhomlinov I.Ya., Savel'jeva I.Yu., Holovin M.V.** Issledovanie metodov regulirovaniya parametrov kholodil'nykh mashin s tsentrobeznyimi kompressorami // Khimicheskoye i neftyanoje mashinostrojenije. – 1995. – №11 – S. 29–36.
3. **Khisameev I.G., Miftakhov A.A., Safiullin A.G.** Razrabotka i osvojenije kholodil'nykh mashin na baze mnogoval'nykh mul'tiplikatornykh kompressorov dlya predpriyatiy neftyanoy, gazovoy i khimicheskoy promyshlennosti // Kholodil'naya tekhnika. – 2007. – №1. – S. 6–10.
4. **Chistyakov F.M.** Kholodil'nyje turboagregaty. – M.: Izd-vo "Mashinostrojenije", 1967. – 287 s.
5. Kholodil'nyje mashiny [**Koshkin .N., Sakun I.A., Bambushek I.A. I dr.**]; pod. red. Sakuna I.A. / – L.: Mashinostrojenije, 1985. – 510 c.
6. **Dgeneev E.A., Perstnev P.V., Sutyrina T.M.** Raschet dvukhstupenchatoy kholodilnoi ustanovki s pomochuj EVM //Kholodil'naya tekhnika. – 1971. – №7. – C. 10–15.
7. **Gurs'kiy O.O.** Avtomatizatsiya kholodil'noyi turbokompresornoj ustanovki na bazi systemy koordynujutchoho keruvannya: avtoreferat dus. kandidata tech. nauk: 05. 13. 07. – Odessa., 2012. – 22 s.
8. **Boyчук L.M.** Sintez koordinirujutchikh system avtomaticheskoho upravleniya. – M.: Izd-vo "Energoatomizdat". – 1991. – 160 s.

Отримана в редакції 05.06.2014, прийнята до друку 09.06.2014