

УДК: 621.515: 004.942

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.

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА КАК ОБЪЕКТА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ*В статье рассматриваются характеристики и особенности моделирования холодильной турбокомпрессорной установки. Приводится анализ результатов моделирования статических режимов объекта.***Ключевые слова:** Центробежный компрессор – Холодильная установка – Логико-динамическая система*Specifications and features of refrigeration turbo compressor plant are presented in the article. The analysis of the simulation results of the object static modes is given.***Keywords:** Turbo compressor – Refrigeration plant – System with controlled structure**I. ВВЕДЕНИЕ**

Дискретно-непрерывная сеть (ДНС) представляет собой достаточно мощный аппарат моделирования логико-динамических систем (ЛДС) [1], систем с дискретно-непрерывным характером функционирования, многорежимных систем, систем с переменной структурой и т.д.

Использование языковых средств дискретно-непрерывных сетей при моделировании объектов в холодильной технике предоставляет возможности, которые могут быть эффективны в определенных случаях. Данные случаи, рассматриваемые в настоящей работе, касаются холодильной установки с центробежным компрессором. В статье приводится анализ данных результатов моделирования статических режимов объекта управления – холодильной турбокомпрессорной установки (ХТУ) средствами ДНС. Это дает возможность оценить принципиальную пригодность средств ДНС для моделирования объектов в холодильной технике.

II. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Разработанная и прошедшая в дальнейшем модернизацию специализированная программная среда моделирования «Визуализированная дискретно-непрерывная сеть» (DC-Net – англоязычное название) предназначена, главным образом, для моделирования и исследования логико-динамических систем [1]. Несмотря на это, средствами дискретно-непрерывных сетей среды моделирования DC-Net была разработана модель холодильного центробежного компрессора (ХЦК) с поворотными лопатками диффузора и с изменяемой скоростью вращения вала в широком диапазоне регулирования производительности в цикле холодильной установки [2].

Модель ХЦК, как существенно нелинейного объекта управления, была разработана на основе

исходных данных – характеристик холодильной турбокомпрессорной установки ДР-1-2А с поворотными лопатками диффузора [3].

ХЦК, по своей сущности, не является ЛДС, но модель ХЦК при этом представляется в классе ЛДС. Чем вызвана необходимость разработки модели ХТУ как ЛДС в среде «Визуализированная дискретно-непрерывная сеть»? Ответ на этот вопрос можно найти только при рассмотрении особенностей характеристик ХТУ.

Известно, что рабочая точка ХТУ располагается на пересечении характеристик компрессора и конденсатора [4]. Каждой рабочей точке соответствует определенный угол установки лопаток диффузора α_d , расход охлаждающей воды на конденсаторе G_{mw} и т.д.

Рассматривая характеристику конденсатора установки ДР-1У, работающей на агенте Р12 – зависимость температуры конденсации T_k от тепловой нагрузки на конденсатор Q_k при различных начальных температурах T_{w1} и расходах G_{mw} охлаждающей воды, можно установить нелинейную связь между углом наклона характеристики и расходом воды на конденсаторе (рисунок 1).

Из графика видно, что угол наклона характеристики конденсатора значительно изменяется (на 19°) при изменении расхода охлаждающей воды G_{mw} с 50 кг/с на 150 кг/с. При изменении G_{mw} с 250 кг/с на 350 кг/с угол наклона характеристики компрессора уже меняется всего лишь на 4° [3].

Можно привести еще один аналогичный пример характеристики фреонового конденсатора, представленный в работе [5]. Здесь характеристика конденсатора – это линейная зависимость $T_k = f(Q_k)$, которая может быть представлена уравнением $T_k = \alpha \cdot Q_k + b$, где $\alpha = \operatorname{tg} \delta$, $b = T_{w1}$. При этом угол наклона δ характеристики нелинейно зависит от расхода охлаждающей воды $\delta = f(G_{mw})$.

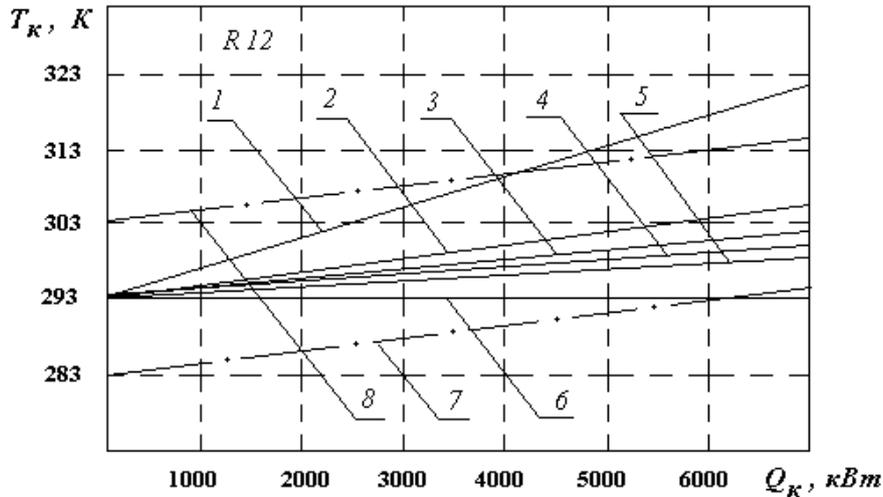


Рисунок 1 – характеристики конденсатора установки ДР -1У, працюючої на Р12 – залежність температури конденсації T_k від теплової навантаження на конденсатор Q_k при різних початкових температурах T_{w1} і расходах G_{mw} охолоджуючої води, $T_{w1} = 303K$; $T_{w1} = 293K$; $T_{w1} = 283K$; 1, 9, 10 – $G_{mw} = 50$ кг/с; 2, 7, 8 – $G_{mw} = 150$ кг/с; 3 – $G_{mw} = 250$ кг/с; 4 – $G_{mw} = 350$ кг/с; 5 – $G_{mw} = 450$ кг/с; 6 – $G_{mw} = \infty$

Из-за определенных особенностей, поле характеристик конденсатора разделяют на зоны в зависимости от диапазона расхода охлаждающей воды G_{mw} [3]. Например, при $0 < G_{mw} < 50$ кг/с – зона сильного влияния G_{mw} на T_k , при $50 < G_{mw} < 150$ кг/с – зона среднего влияния G_{mw} на T_k , при $150 < G_{mw} < 350$ кг/с – зона слабого влияния G_{mw} на T_k . Аналогично, можно разделить на зоны (режимы функционирования) поле совмещенных характеристик ХТУ (компрессора – конденсатора). Специфика характеристик компрессора, совмещенных с характеристиками конденсатора, позволяет выделить режим сильного влияния G_{mw} на производительность компрессора (на $G_{x.a}$ – расход агента), режим среднего влияния G_{mw} на $G_{x.a}$, режим слабого влияния G_{mw} на $G_{x.a}$ (рисунок 2).

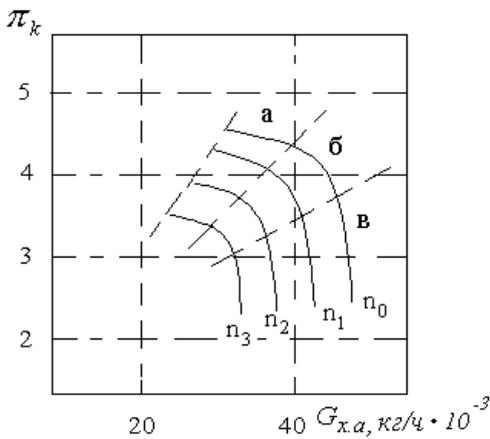


Рисунок 2 – характеристики турбокомпрессора при различных скоростях $n_0 - n_3$ вращения рабочего колеса, а, б, в – области различных режимов функционирования

В ХТУ изменение расхода воды G_{mw} , главным образом, осуществляется при регулировании давления конденсації P_k . В очень редких случаях

изменение расхода охлаждающей воды на конденсаторе G_{mw} реализуется при регулировании холодопроизводительности, что является экономически невыгодно [4].

При построении модели ХТУ, а именно, при расчете коэффициентов передачи κ_{ij} по различным каналам (регулирования), можно установить, что некоторые коэффициенты передачи (κ_{11} и κ_{21}) изменяются достаточно существенно при изменении режима функционирования (таблицы 1 – 3). Данные режимы функционирования зависят от зон влияния G_{mw} на T_k или G_{mw} на $G_{x.a}$. Если представить существенно изменяющиеся коэффициенты передачи κ_{ij} интерполяционными полиномами 2-й, 3-й степени, то результаты будут неудовлетворительными. Статика объекта выйдет неадекватной. Поиск полиномов выше 4-й степени, порядка 6-го – 7-го возможен с применением математических пакетов Mathcad, Matlab но нецелесообразен, как отмечено в работах [6,7].

Наиболее адекватные результаты можно получить в результате замены существенно изменяющегося коэффициента передачи системой зависимостей – полиномами не выше 3-го порядка, которые имеют общие решения, то есть, существуют точки пересечения линий регрессии в пространстве координат $G_{mw} - \kappa_{11}$ и $G_{mw} - \kappa_{21}$. Данный подход известен в численных методах как кусочная интерполяция [6,7] более низкого порядка, в которой совокупность многочленов объединяется в общую интерполяционную функцию – сплайн-функцию.

Схема реализации модели, в которой происходит переключение полиномов или дифференциальных частей, представляющих различные режимы функционирования, возможна в классе логико-динамических систем (рисунок 3). Логико-динамическая модель представляется из двух взаимодействующих частей: НСЧ – непрерывно-

событийная часть и ДСЧ – дискретно-событийная часть. НСЧ моделирует различные режимы функционирования, а ДСЧ определяет алгоритм (динамику) изменения режимов функционирования. НСЧ и ДСЧ в среде DC-Net представляются дискретно-непрерывной сетью, в состав которой вхо-

дят: элементы, представляющие дифференциальную часть модели, средства взаимодействия НСЧ и ДСЧ и дискретная сеть Петри, представляющая алгоритм смены режимов функционирования системы.

Таблица 1 – значение коэффициентов передачи K_{11} по каналу расход охлаждающей воды на конденсаторе G_{mW} – степень повышения давления π_k и K_{21} по каналу расход охлаждающей воды на конденсаторе G_{mW} – массовый расход холодильного агента $G_{x.a}$

	$\alpha_D, \%XPO$	$G_{mW}, \text{ кг/с}$	π_k	$G_{x.a}, \text{ кг/ч} \cdot 10^{-3}$	K_{11}	K_{21}
1	0 (4,7 ⁰)	10 (2,5%)	3,3	15	0,33	1,5
2	0 (4,7 ⁰)	50 (12,5%)	3,1	20	0,062	0,4
3	0 (4,7 ⁰)	150 (37,5%)	2,7	25	0,018	0,166667
4	0 (4,7 ⁰)	350 (87,5%)	2,55	27	0,007286	0,077143

Таблица 2 – значение коэффициентов передачи K_{13} по каналу ($u_{3nv} \rightarrow \pi_k$) управляющее воздействие по скорости вращения вала u_{3nv} – степень повышения давления π_k и K_{23} по каналу ($u_{3nv} \rightarrow G_{x.a}$) управляющее воздействие по скорости вращения вала компрессора u_{3nv} – массовый расход холодильного агента $G_{x.a}$

	$\alpha_D, \%XPO$	$G_{mW}, \text{ кг/с}$	π_k	$G_{x.a}, \text{ кг/ч} \cdot 10^{-3}$	$u_{3nv}, \%XPO$	K_{13}	K_{23}
1	0 (4,7 ⁰)	10	4,4	38	100	0,011	0,23
2	0 (4,7 ⁰)	50	3,9	45	100	0,008	0,25
3	0 (4,7 ⁰)	150	3,1	47,5	100	0,004	0,225
4	0 (4,7 ⁰)	350	2,6	49	100	0,0005	0,22

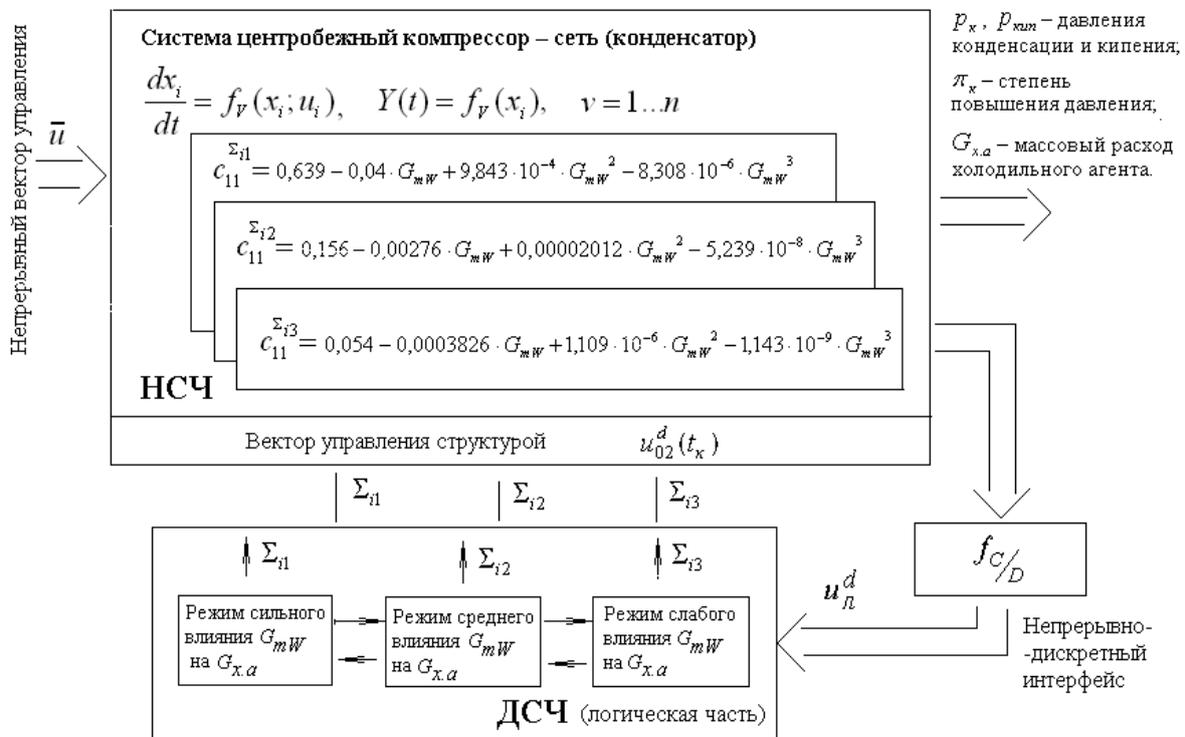


Рисунок 2 – структурная схема логико-динамической части модели холодильной турбокомпрессорной установки, представляющей изменение коэффициента c_{11} функции f_V в зависимости от режима функционирования

Таблиця 3 – значение коэффициентов передачи K_{12} по каналу ($u_{2\text{од}} \rightarrow \pi_k$) управляющее воздействие по углу установки лопаток диффузора $u_{2\text{од}}$ – степень повышения давления π_k и K_{22} по каналу ($u_{2\text{од}} \rightarrow G_{x.a}$) управляющее воздействие по углу установки лопаток диффузора $u_{2\text{од}}$ – массовый расход холодильного агента $G_{x.a}$

	$u_{2\alpha_d}$, %ХРО	G_{mw} , кг/с	π_k	$G_{x.a}$, кг/ч · 10 ⁻³	u_{3n_v} , %ХРО	K_{12}	K_{22}
1	24,8	10	5,2	57	100	0,032258	0,766129
2	24,8	50	4,9	78	100	0,040322	1,330645
3	24,8	150	3,75	92	100	0,026209	1,794354
4	24,8	350	2,8	94	100	0,008064	1,814516
5	77 (16,5 ⁰)	50	5,6	100	100	0,022077	0,714285
6	77 (16,5 ⁰)	150	4,25	142,5	100	0,014991	1,233766
7	77 (16,5 ⁰)	350	3	147	100	0,005194	1,272727

Для того чтобы убедиться в правильности выбора стратегии создания модели был выполнен сравнительный анализ результатов моделирования статических режимов объекта управления (ХТУ) в классе ЛДС и в классе традиционных систем, представляющих модель из последовательно соединенных линейных и нелинейных частей. Данные необходимые для сравнительного анализа приведены в таблице 4. По табличным данным можно сделать вывод о целесообразности применения логико-динамических моделей холодильных установок при синтезе и исследовании систем управления.

Таблиця 4 – данные результатов моделирования статических режимов объекта управления ХТУ, $\pi_{kэ}$ – степень повышения давления – опытные данные; $\pi_{k\text{лд}}$ – степень повышения давления – данные математического эксперимента при логико-динамической модели; π_k – степень повышения давления – данные математического эксперимента при традиционной нелинейной модели; $\gamma_{\text{лд}}$ – относительная погрешность при логико-динамической модели; γ – относительная погрешность при традиционной нелинейной модели

№	G_{mw} , кг/с	$\pi_{kэ}$	$\pi_{k\text{лд}}$	$\gamma_{\text{лд}}$, %	π_k	γ , %
1.	10	3,3	3,291	0,27	3,36	1,8
2.	20	3,25	3,32	2,15	3,82	17
3.	30	3,2	3,29	2,81	3,7	15
4.	40	3,15	3,2	1,58	3,67	14
5.	50	3,1	3,1	0	4,0	29
6.	70	3,0	3,039	1,3	2,88	4
7.	100	2,9	2,9	0	3,28	13,1
8.	120	2,8	2,8	0	3,8	35
9.	150	2,7	2,7	0	7,5	-
10.	200	2,6	2,539	2,3	-	-
11.	300	2,5	2,451	1,9	-	-
12.	350	2,48	2,428	2,0	-	-

IV. ВЫВОДЫ

Целесообразность применения, в рамках моделирования, средств ДНС и связанных с ними теории систем с управляемой структурой [1], может быть оправдана, если особенность статических характеристик объектов или систем позволяют выделить различные режимы функционирования. В данной работе было показано преимущество построения модели ХТУ в классе ЛДС, несмотря на то, что данная холодильная установка логико-динамической системой не является. Предложенная модель ХТУ в классе ЛДС дает возможность синтезировать достаточно сложные модели систем управления для реализации необходимых исследований и математических экспериментов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Згуровский М.З., Денисенко В.А. Дискретно непрерывные системы с управляемой структурой. – К.: Наукова думка, 1998. – 350 с.
2. Денисенко В.А., Гончаренко А.Е., Козорез А.И., Гурский А.А. Комбинированное регулирование производительности турбокомпрессора холодильной установки. // Холодильная техника и технология. – Одесса: ОГАХ, № 6, 2007. – С. 68 – 71.
3. Радковский О.В. Повышение энергетической эффективности холодильных турбокомпрессорных установок в системах охлаждения сжатого воздуха: дис. кандидата тех. наук: 05. 04. 03. – Одесса, 1987. – 196 с.
4. Чистяков Ф.М. Холодильные турбоагрегаты. – М.: Изд-во 2-е перераб. и доп. Машиностроение, 1974. – 301 с.
5. Дженев Е.А., Перстнев П.В., Сутырина Т.М. Расчет двухступенчатой холодильной установки с помощью ЭВМ // Холодильная техника. – 1971. – №7. – С. 10–15.
6. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике – М.: Наука, 1986. – 544 с.
7. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики – М.: Наука, 1980. – 367 с.

Получена в редакции 04.03.2013, принята к печати 07.03.2013