

мя эксперимента, то за проектный период его работы (50 лет) мощность формирующейся в почве коллектора зоны техногенной проницаемости не превысит 30 см, что не создаст угрозу разгерметизации хранилища.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Aide-memoire de l'industrie du gaz. 4-me edition (1990) Association technique de l'industrie du gaz en France, Paris.
2. Бачурина Н.М. Экономическая эффективность создания и эксплуатации подземных хранилищ газа: автореф. дис. на соиск. научн. степ. канд. экон. наук: спец. 08.00.05 „Экономика и управление народным хозяйством” / Бачурина Нина Михайловна; Науч.-исслед. ин-т. природных газов и технологий. – М., 2002. – 28с.
3. Оценка потерь газа при его хранении в водоносных пластах Западного Донбасса / И.А.Садовенко, А.В.Инкин, З.Н.Якубовская [и др.] // Науковий вісник НГУ. – 2012. – № 6. – С.18-24.
4. Экология подземного хранения газов / [Бухгалтер Э.Б., Медиков Е.В., Бухгалтер Л.Б. и др.]. – М.: МАИК „Наука / Интерпериодика“, 2002. – 431с.
5. Горобец О.А. Отчет о поисках и оценке коллекторов для захоронения минерализованных шахтных вод Западного Донбасса / Горобец О.А., Держак С.В., Чемерис Б.Б. – Павлоград: ГРЭ ПГО „Донбассгеология“, 1985. – 219с.
6. Амикс Д. Физика нефтяного пласта / Амикс Д., Басс Д., Уайтинг Р. – М.: Гостоптехиздат, 1962. – 572с.

Поступила в редколлегию 08.04.2014.

УДК 621.63+621.51

ГОЦУЛЕНКО В.В., к.т.н., ст. науч. сотр.  
ГОЦУЛЕНКО В.Н.\*, к.т.н., доцент

Институт технической теплофизики НАН Украины  
\*Институт предпринимательства “Стратегия”, г. Желтые Воды

### ДИНАМИЧЕСКОЕ ДЕМПФИРОВАНИЕ АВТОКОЛЕБАНИЙ (ПОМПАЖА) ВЕНТИЛЯТОРА РЕЗОНАТОРОМ ГЕЛЬМГОЛЬЦА

**Введение.** Динамическое демпфирование автоколебаний вибрационного горения в жидкостных реактивных двигателях (ЖРД) осуществляется резонатором Гельмгольца и антипульсационными перегородками [1, 2], а также резонансными поглотителями, рассмотренными в [3, 4].

Эффективным снижением амплитуды автоколебаний является также присоединение дополнительного демпфирующего  $L_a C_a$  – колебательного контура [5]. Механическим аналогом таких акустических поглотителей является динамический гаситель механических автоколебаний [6].

В случае демпфирования колебаний в линейных системах наибольшее снижение амплитуды наблюдается при совпадении частот в основном контуре и резонаторе. В нелинейной системе „поющего пламени” в вертикальной трубе при присоединении демпфирующего контура амплитуда автоколебаний снижалась до минимальной при  $L_a = L_{a,д}$  и  $C_a = C_{a,д}$  [7], где  $L_{a,д}$  и  $C_{a,д}$  – акустические параметры демпфирующего контура. Однако это условие может изменяться из-за нелинейных свойств системы.

В [8], используя резонатор Гельмгольца, рассмотрено демпфирование автоколе-

баний вибрационного горения в камере сгорания ЖРД и установлено, что, когда ее напорная характеристика является монотонно убывающей, данный резонатор демпфирует как гармонические, так и релаксационные колебания. В случае же седлообразной напорной характеристики камеры сгорания ЖРД при снижении ее волнового сопротивления  $Z = \sqrt{L_a/C_a}$  образуются релаксационные автоколебания постоянной амплитуды, которая, начиная с некоторого значения волнового сопротивления  $Z = Z^*$ , не зависит от дальнейшего его снижения. В [8] также определено, что резонатором Гельмгольца такие релаксационные автоколебания не демпфируются.

**Постановка задачи.** В данной работе рассматривается особенность демпфирования автоколебаний (помпажа) центробежного вентилятора в системе перемещения воздуха применением резонатора Гельмгольца. Схема демпфирования автоколебаний (помпажа) вентилятора в напорной магистрали перемещения воздуха приведена на рис.1.

При отсутствии резонатора в рассматриваемой системе (рис.1) стационарный режим движения среды в области восходящей ветви напорной характеристики нагнетателя  $H(Q)$  является неустойчивым. В этом случае в системе возбуждаются продольные

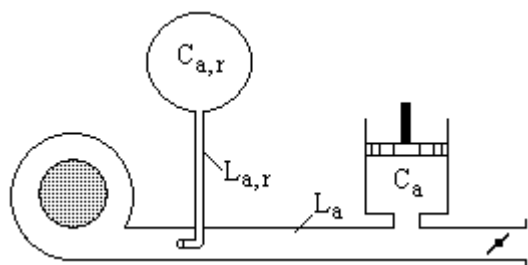


Рисунок 1 – Схема включения резонатора Гельмгольца в пневмосистему с центробежным вентилятором

автоколебания помпажа. В дискретных системах теоретическое описание рассматриваемых автоколебаний осуществляется следующей нелинейной автономной системой дифференциальных уравнений [9]:

– изменения импульса массы

$$L_a \frac{dQ}{dt} = F(Q) - P, \quad (1)$$

где  $L_a = \rho \frac{\ell}{S}$  – акустическая масса,

$Q$  – объемный расход воздуха, переме-

щаемый вентилятором,  $F(Q) = H(Q) - R(Q)$  – напор потока в колебательном контуре (рис.1), а  $R(Q)$  – гидравлические потери напора;

– изменения массы в емкости напорной магистрали пневмосистемы (рис.1)

$$C_a \frac{dP}{dt} = Q + Q_r - \varphi(P), \quad (2)$$

где  $C_a = \frac{V}{\rho c^2}$  – акустическая гибкость колебательного контура,  $Q_r$  – объемный расход

воздуха через резонатор Гельмгольца, обращение функции  $\varphi(P)$  составляет гидравлическую характеристику  $P = k_c Q_c^2$  подключенной к колебательному контуру магистрали.

Нестационарные движения воздуха в пневмосистеме (рис.1) при отсутствии резонатора Гельмгольца описываются системой уравнений (1)-(2), когда  $Q_r = 0$ .

Далее рассмотрим вентилятор с седлообразной напорной характеристикой  $H(Q)$ , а величиной потерь  $R(Q)$ , в виду их малости, пренебрежем [9].

Анализ периодических (автоколебательных) решений системы уравнений (1)-(2) для этого случая позволил определить зависимость амплитуды  $A(Z)$  автоколебаний

давления от волнового сопротивления  $Z$  колебательного контура пневмосистемы (рис.2).

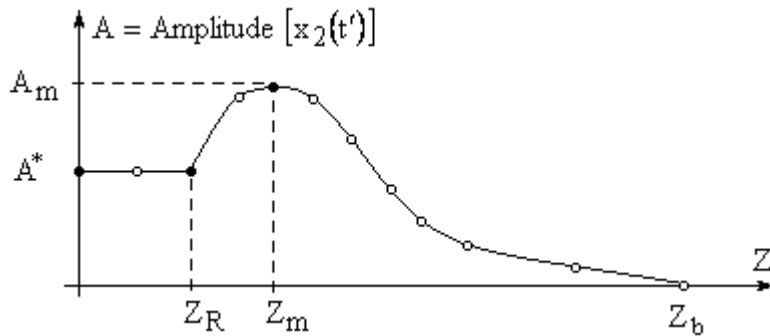


Рисунок 2 – Зависимость  $A(Z)$  амплитуды автоколебаний от волнового сопротивления  $Z$  колебательного контура пневмосистемы без резонатора Гельмгольца

При снижении волнового сопротивления гармонические автоколебания нарастают, достигая при некотором значении  $Z = Z_m$  максимальной амплитуды  $A = A_m$ . Далее амплитуда автоколебаний начинает уменьшаться, и они переходят от гармонической формы к релаксационным колебаниям. При значениях  $Z < Z_R$

релаксационные автоколебания имеют постоянную амплитуду  $A = A^*$ , не зависящую от дальнейшего уменьшения  $Z$ . Если же увеличивать волновое сопротивление  $Z$ , то при некотором значении  $Z = Z_b$  возникает суперкритическая бифуркация Андронова-Хопфа, в результате которой гармонические автоколебания исчезают, и стационарный режим становится абсолютно устойчивым.

В резонаторе Гельмгольца, как в динамической системе с сосредоточенными параметрами, нестационарные движения среды описываются следующей системой обыкновенных дифференциальных уравнений [8]:

$$L_{a,r} \frac{dQ_r}{dt} = P_r - P - k_r Q_r^2, \quad C_{a,r} \frac{dP_r}{dt} = -Q_r, \quad (3)$$

где  $L_{a,r} = \rho \frac{\ell_r}{S_r}$ ,  $C_{a,r} = \frac{V_r}{\rho c^2}$ ,  $c$  – скорость распространения звука в среде,  $\rho$  – ее плотность.

При уменьшении длины  $\ell_r$  трубки резонатора Гельмгольца его акустическая масса  $L_{a,r} \rightarrow 0$ , в системе (1)-(3)  $k_r = 0$ ,  $P = P_r$ , и она преобразуется в динамическую систему с одной степенью свободы:

$$\begin{cases} (C_a + C_{a,r}) \frac{dP}{dt} = Q - \varphi(P), \\ L_a \frac{dQ}{dt} = F(Q) - P. \end{cases} \quad (4)$$

Таким образом, в этом случае действие резонатора Гельмгольца сводится лишь к увеличению акустической гибкости основного колебательного контура пневмосистемы.

Параметры  $Q^*$ ,  $P^*$ ,  $Q_r^*$  и  $P_r^*$  стационарного режима работы рассматриваемой пневмосистемы с резонатором Гельмгольца (рис.1) определяются из системы уравнений (1)-(3), полагая в ней:

$$\left. \frac{dQ}{dt} \right|_{Q=Q^*} = 0, \quad \left. \frac{dP}{dt} \right|_{P=P^*} = 0, \quad \left. \frac{dQ_r}{dt} \right|_{Q_r=Q_r^*} = 0, \quad \left. \frac{dP_r}{dt} \right|_{P_r=P_r^*} = 0,$$

откуда после несложных преобразований получаем

$$Q^* = \xi, \quad P^* = \eta, \quad Q_r^* = 0, \quad P_r^* = \eta,$$

где  $\xi$  и  $\eta$  определяются из системы алгебраических уравнений:  $\eta = F(\xi)$ ,  $\xi = \varphi(\eta)$ .

Для анализа свойств решений системы уравнений (1)-(3) удобнее перейти к безразмерным параметрам, полагая:

$$x_1 = \frac{Q}{Q^*}, \quad x_2 = \frac{P}{P^*}, \quad x_3 = \frac{Q_r}{Q_r^*}, \quad x_4 = \frac{P_r}{P_r^*}, \quad t' = \frac{t}{m_t}, \quad (5)$$

где  $m_t$  – характерный масштаб времени (например  $m_t = 1$  с). Отметим, что т.к.  $Q_r^* = 0$  входит в знаменатель безразмерной переменной  $x_3$ , то полагаем  $Q_r^* = m$ , где  $m$  – произвольная размерная константа (например  $m = \xi$ ). После замены переменных (5) система (1)-(4) приводится к следующей безразмерной форме:

$$\begin{cases} \left[ \frac{L_a \xi}{m_t F(\xi)} \right] \frac{dx_1}{dt'} = \frac{F(\xi x_1)}{F(\xi)} - x_2, \\ \left[ \frac{C_a F(\xi)}{m_t \xi} \right] \frac{dx_2}{dt'} = x_1 + \frac{m}{\xi} x_3 - \sqrt{x_2}, \\ \left[ \frac{m L_{a,r}}{m_t F(\xi)} \right] \frac{dx_3}{dt'} = x_4 - x_2 - \frac{k_r m^2}{F(\xi)} x_3^2, \\ \left[ \frac{C_{a,r} F(\xi)}{m_t m} \right] \frac{dx_4}{dt'} = -x_3. \end{cases} \quad (6)$$

Проведенный численный анализ периодических автоколебательных решений системы уравнений (6) показал, что в зависимости от соотношений между акустическими параметрами колебательного контура и резонатора Гельмгольца их амплитуда описывается достаточно сложной нелинейной функцией

$$A = f\left(\frac{L_{a,r}}{L_a}, \frac{C_{a,r}}{C_a}\right).$$

При этом при определенных значениях  $L_a/L_{a,r}$  и  $C_a/C_{a,r}$  резонатор Гельмгольца действительно демпфирует колебания (рис.3).

На рис.3, а) приведены предельный цикл и соответствующие ему автоколебания в пневмосистеме при отсутствии резонатора Гельмгольца, а на рис.3, б) иллюстрирован характер их демпфирования при включении резонатора Гельмгольца с акустическими параметрами  $\frac{L_{a,r}}{L_a} = \frac{C_{a,r}}{C_a}$ .

При помощи резонатора Гельмгольца в пневмосистеме (рис.1) эффективно снижается амплитуда автоколебаний (помпажа) по форме близких к гармоническим коле-

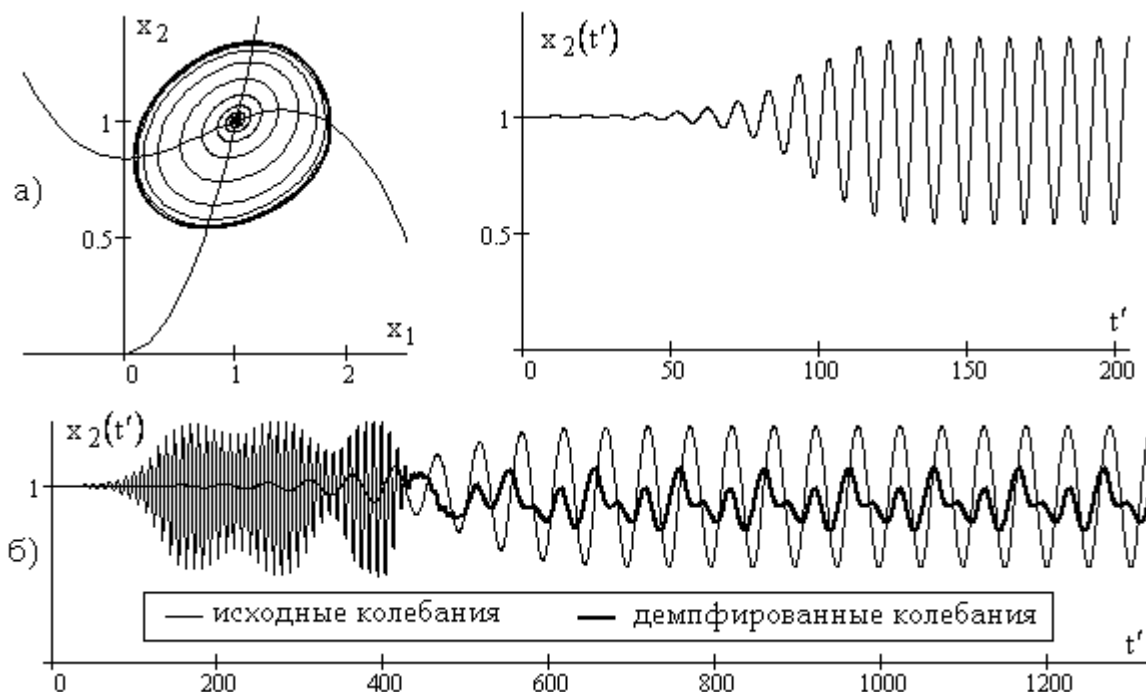


Рисунок 3 – Демпфирование автоколебаний при помощи резонатора Гельмгольца

баниям (рис.3), а релаксационные автоколебания неизменной амплитуды (рис.4) вовсе не демпфируются.

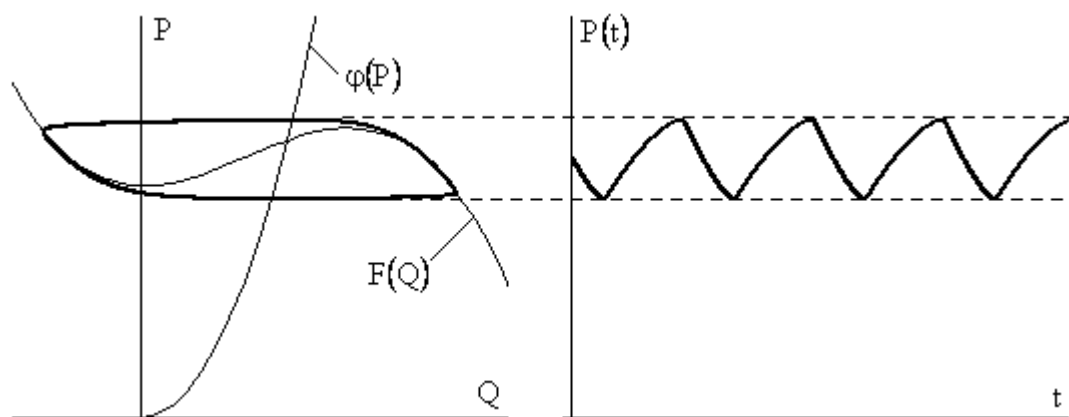
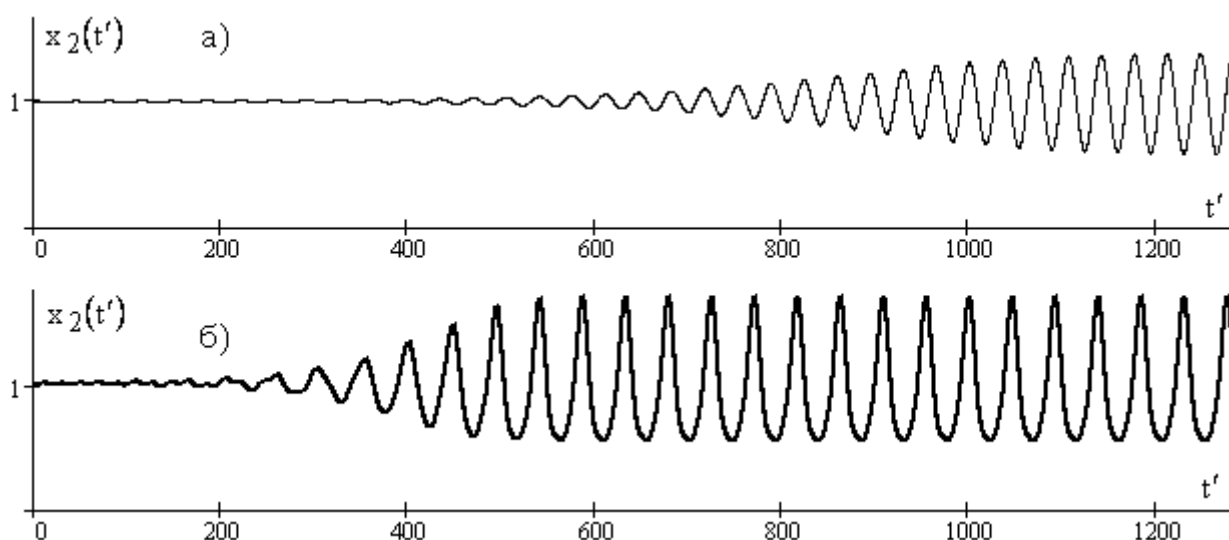


Рисунок 4 – Релаксационные автоколебания неизменной амплитуды и соответствующий им предельный цикл

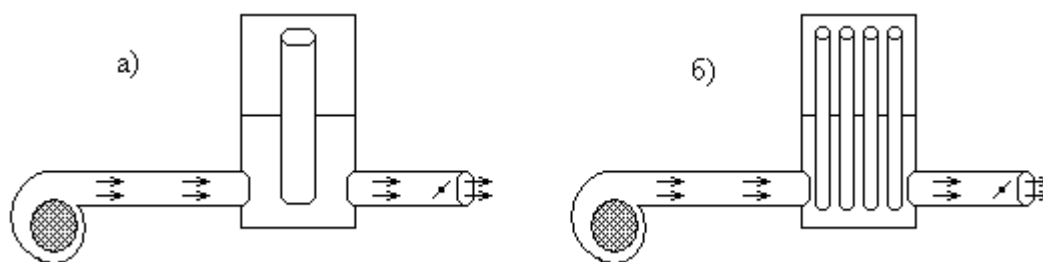
Однако существуют и значения  $L_{a,r}/L_a$  и  $C_{a,r}/C_a$ , когда подключение к пневмосистеме резонатора Гельмгольца (рис.1) наоборот усиливает автоколебания помпажа (рис.5).

В [10, 11] предложены различные демпфирующие устройства, в частности, включающие резонатор Гельмгольца в емкости аккумулятора массы как с одной трубкой (рис.6, а)), так и с пакетом трубок (рис.6, б)), которые увеличивают число известных противопомпажных устройств [12].



а) исходные колебания; б) после присоединения резонатора Гельмгольца

Рисунок 5 – Усиление автоколебаний при помощи резонатора Гельмгольца



а) – с одной трубкой, б) – с пакетом трубок

Рисунок 6 – Аккумулятор массы на напорной магистрали пневмосистемы, включающий резонатор Гельмгольца

В полости объема резонатора Гельмгольца преобладающее значение имеют силы упругости, а в трубке резонатора – силы инерции и трения [4], варьирование которых позволяет осуществить демпфирование колебаний в устройствах [11].

**Выводы.** Теоретически определена возможность снижения амплитуды автоколебаний (помпажа) в пневмосистеме, включающей вентилятор, применением резонатора Гельмгольца.

Предложен динамический демпфер с расположением резонатора Гельмгольца в аккумуляторе массы на напорной магистрали. Для снижения амплитуды автоколебаний в пневмосистемах такие устройства следует последовательно располагать на протяженных напорных магистралях.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Неустойчивость горения в ЖРД: [под ред. Д.Т.Харье, Ф.Г.Рирдона]. – М.: Мир, 1975. – 869с.
2. Натанзон М.С. Неустойчивость горения / Натанзон М.С. – М.: Машиностроение, 1986. – 248с.
3. Артамонов К.И. Термогидроакустическая устойчивость / Артамонов К.И. – М.: Машиностроение, 1982. – 216с.
4. Устойчивость рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов / [Ильченко М.А., Крютченко В.В., Мнацаканян Ю.С. и др.]. – М.: Машиностроение, 1995. – 320с.

5. Гоцуленко В.В. Демпфирование автоколебаний вибрационного горения проточными динамическими демпферами / В.В.Гоцуленко, В.Н.Гоцуленко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 3 (80). – С.53-57.
6. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / Тимошенко С.П. – М.: Наука, 1967. – 444с.
7. Гоцуленко В.В. Математическое моделирование снижения амплитуд колебаний вибрационного горения в крупных промышленных агрегатах / В.В.Гоцуленко // *Математическое моделирование, РАН*. – 2005. – Т. 17, № 11. – С.16-24.
8. Басок Б.И. К проблеме динамического демпфирования автоколебаний вибрационного горения в жидкостном реактивном двигателе / Б.И.Басок, В.В.Гоцуленко, В.Н.Гоцуленко // *Инженерно-физический журнал*. – 2012. – Т. 85, № 6. – С.1242-1247.
9. Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах: моногр. / В.В.Казакевич. – М.: Машиностроение, 1974. – 264с.
10. Гоцуленко В.В. О независимости автоколебаний феномена Рийке от условий гипотезы Рэля и их динамическое демпфирование / В.В.Гоцуленко, В.Н.Гоцуленко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 3 (90). – С.76-81.
11. Пат. 85663 Україна, МПК (2013.01) F04D 29/00. Пневмосистема з лопатевим нагнітачем // Басок Б.І., Авраменко А.О., Гоцуленко В.В., Гоцуленко В.М.; заявник і патентовласник Інститут технічної теплофізики НАН України. – № u201307160; заявл. 06.06.2013; опубл. 25.11.13, Бюл. № 22.
12. Дзидзигури А.А. Неустойчивая работа вентиляторов и способы ее предупреждения / А.А.Дзидзигури, Т.И.Матикашвили. – М.: Наука, 1965. – 94с.

Поступила в редколлегию 13.05.2014.

УДК 533.1:532.7

КРАВЧЕНКО А.В., д.т.н.

Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры  
г. Днепропетровск

### ДАВЛЕНИЕ ПАРА: 3. ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ НОВОЙ ТЕМПЕРАТУРНОЙ ЗАВИСИМОСТИ

**Введение.** В [1] представлен анализ инструментальных прямых и косвенных методов измерения давления пара веществ при различной температуре и на этой основе предложено использовать для оценки коэффициентов уравнения (2), полученного в [2], данные, приведенные в [3].

**Постановка задачи.** Предложенный в [1] для расчетов экспериментальный материал охватывает практически весь температурный интервал, включает неорганические и органические вещества, отличающиеся не только элементным составом и строением, но и агрегатным состоянием. По этим данным необходимо найти оценки коэффициентов  $a$ ,  $b$ ,  $c$  уравнения, связывающего упругость паров с температурой, обеспечивающие наименьшее остаточное, среднее квадратическое отклонение  $S$ .

**Результаты работы.** Полученные в ходе расчетов результаты представлены в виде графиков на рис. 1 и 2. На этих рисунках  
четырёхугольники – экспериментальные данные;  
сплошные линии – результаты расчёта по новой температурной зависимости;