

**Список литературы:**

1. Двигатели внутреннего сгорания. Описательный курс / Алексеев В.П., Костыгов Н.И., Круглов М.Г. и др., под ред. проф. Орлина А.С. // М.: Гос. научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960. – С. 331-335. 2. Белоусов Е.В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания. – Хер-

сон: ОАО ХГТ, 2006.– 451с. 3. Белоусов Е.В., Белоусова Т.П. Моделирование процесса формирования слоя твердого топлива в реакторе твердотопливного поршневого двигателя со слоевым сжиганием // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: изд. НТУ«ХПИ» – 2006. – № 2. – С. 126-130. 4. Хзмалян Д.М. Теория топочных процессов: Учебное пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 352 с.

УДК 621.56

**А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, М.А. Брянцев, инж.,  
А.А. Крайнюк, канд. техн. наук, В.И. Кашиба**

## ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ГАЗОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С КАСКАДНЫМ ОБМЕННИКОМ ДАВЛЕНИЯ

### Введение

Использование принципов каскадного обмена давлением для организации рабочего процесса газовых (воздушных) холодильных машин раскрывает перспективу значительного повышения энергетической эффективности производства глубокого холода в установках, не содержащих озоноразрушающих хладагентов.

Каскадные обменники давления (КОД) представляющие собой новую разновидность устройств, характеризуются высокой эффективностью обменных процессов (в испытанных образцах – до 82%), наряду с простотой и высокой надежностью конструкции. Частота вращения ротора КОД (2000...2800 мин<sup>-1</sup>) значительно ниже турбо и волновых агрегатов. К несомненным достоинствам КОД относится также невысокая чувствительность к неполноте вытеснения из ячеек ротора сжимаемой среды. Устройство и принцип действия КОД изложены в работах [1, 2, 3].

Отмеченные свойства КОД позволяют создать бескомпрессорную воздушную холодильную установку (ВХУ) на базе двух агрегатов КОД, один из которых работает в режиме детандера-компрессора, другой – умножителя расхода, сжатого в первом агрегате воздуха. Принцип действия такого устройства

бескомпрессорного ВХУ КОД (см. рис. 1) раскрыт в работе [4].

### Постановка задачи

Целью настоящей статьи является изложение основных положений математической модели поиска режимов совместной работы составных агрегатов ВХУ КОД.

В качестве исходных данных расчета задаются температура среды после источника подвода теплоты  $T_5$ , конструктивные параметры и частота вращения КОД, характеристики теплообменников.

Подлежат определению хладопроизводительность и затраты тепловой и механической энергии на осуществление рабочего цикла ВХУ КОД.

### Решение

Основными допущениями расчета являются: одномерность течения рабочих сред в проточных элементах системы, отсутствие тепловых и механических потерь в соединительных магистралях, утечек в подвижных сопряжениях ротора КОД. Дополнительно полагается неизменной напорность  $\Delta P_{ЦВ}$  циркуляционного вентилятора ЦВ в предполагаемом диапазоне поиска расчетных значений расходов сред в напорных линиях ВХУ КОД.

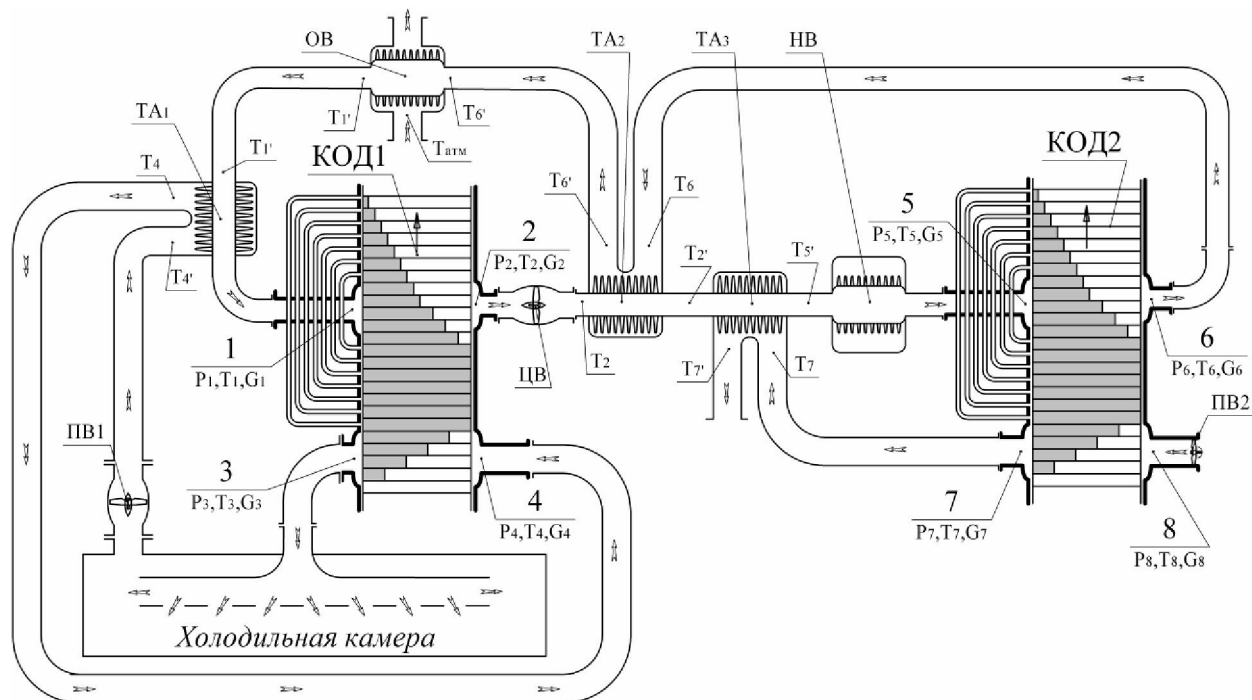


Рис. 1. Расчетная схема воздушной (газовой) холодильной установки с каскадным обменником давления

1, 2, 5, 6 – окна подвода и отвода высокого давления соответственно КОД1 и КОД2; 3, 4, 7, 8 – окна отвода и подвода низкого давления соответственно КОД1 и КОД2; КОД1, КОД2 – каскадные обменники давления; ОВ – охладитель воздуха; НВ – нагреватель воздуха; ЦВ – циркуляционный вентилятор; ПВ1, ПВ2 – продувочные вентиляторы КОД1 и КОД2; ТА<sub>1</sub>, ТА<sub>2</sub>, ТА<sub>3</sub> – регенеративные теплообменники

Условием режима совместной работы КОД1 и КОД2 является равенство массовых расходов воздушных потоков в окнах высокого давления, соединенных магистральями:

$$G_1 = G_6, \quad G_2 = G_5. \quad (1)$$

В общем случае соотношение расходов в окнах высокого давления зависит от термодинамических параметров потоков и перепада давлений в линиях высокого давления (ВД) каждого КОД.

Задача поиска режима совместной работы агрегатов сводится к определению степени повышения давления в напорной линии ВХУ КОД и распределения перепадов давлений в линиях ВД КОД, при которых реализуется условие (1).

Перепад давления, создаваемый циркуляционным вентилятором  $\Delta P_{ЦВ}$ , расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений составных элементов линий ВД

$$\Delta P_{ЦВ} = \Delta P_{B1} + \Delta P_{B2} + \Delta P_{ОВ} + \Delta P_{НВ} + \Delta P_{ТА1} + \Delta P_{ТА2} + \Delta P_{ТА3}, \quad (2)$$

где  $\Delta P_{B1}$ ,  $\Delta P_{B2}$ , – перепад давлений в линии ВД соответственно КОД1 и КОД2,  $\Delta P_{ОВ}$ ,  $\Delta P_{НВ}$ ,  $\Delta P_{ТА1}$ ,  $\Delta P_{ТА2}$ ,  $\Delta P_{ТА3}$  – гидравлическое сопротивление охладителя воздуха, нагревателя воздуха и утилизационных теплообменников ТА<sub>1</sub>, ТА<sub>2</sub>, ТА<sub>3</sub> соответственно (рис. 1).

Гидравлическое сопротивление теплообменников выражается зависимостью

$$\Delta P_{TAi} = \zeta_{сумi} \cdot \frac{\rho_i}{2} \cdot \left( \frac{G_{oi}}{F_i} \right)^2. \quad (3)$$

Здесь  $\zeta_{сумi}$  – суммарный коэффициент гидравлического сопротивления,  $G_{oi}, \rho_i$  – объемный расход и плотность потока соответственно,  $F_i$  – условная площадь проходного сечения теплообменника.

Таким образом

$$\Delta P_{B1} + \Delta P_{B2} = \Delta P_{ЦВ} - \Delta P_{ОВ} - \Delta P_{НВ} - \Delta P_{ТА1} - \Delta P_{ТА2} - \Delta P_{ТА3} \quad (4)$$

На первом шаге приближения принимаем

$$\Delta P_{B1} = \Delta P_{B2}.$$

По результатам расчета  $G_1, G_2, G_5, G_6$  моделированием рабочих циклов КОД1 и КОД2 уточняются гидравлические сопротивления теплообменников согласно зависимости (3) и корректируется соотношение перепадов давления  $\Delta P_{B1}$  и  $\Delta P_{B2}$ . Например, при  $G_2 > G_5$  необходимо увеличение  $\Delta P_{B2}$  за счет соответствующего уменьшения  $\Delta P_{B1}$ , добиваясь баланса расхода  $G_2$  и  $G_5$ , и в случае невыполнения другого условия  $G_1 = G_6$  – осуществлять поиск режима совместной работы при других значениях  $P_1$ .

Граничные давления в окнах ВД каскадных обменников давления определяются выражением

$$\left. \begin{aligned} P_2 &= P_1 - \Delta P_{B1} \\ P_5 &= P_2 + \Delta P_{ЦВ} - \Delta P_{ТА2} - \Delta P_{ТА3} - \Delta P_{НВ} \\ P_6 &= P_5 - \Delta P_{B2} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Значения температур рабочих сред в газораспределительных окнах каскадных обменников определяются на основании расчета тепловых потоков в теплообменниках и учета тепловой нагрузки холодильной камеры (ХК) методом последовательных приближений параллельно с расчетом граничных давлений. Отправной точкой расчета является известное значение температуры потока  $T_5$  после нагревателя.

Для определения температур потока в граничных сечениях теплообменников возможно использование следующих упрощенных зависимостей.

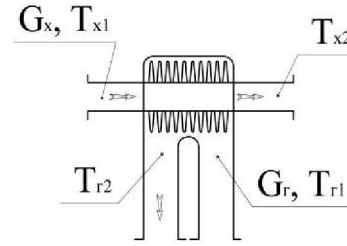


Рис 2. Расчетная схема теплообменника

Количество передаваемой в теплообменнике теплоты зависит от соотношения энергоемкостей потоков, оцениваемых посредством так называемого водяного эквивалента теплоносителя

$$W_г = G_г \cdot Cp_г, \quad W_x = G_x \cdot Cp_x.$$

Количество теплоты, передаваемой от горячей среды к холодной, определяется меньшим водяным эквивалентом.

Если  $W_г < W_x$

$$Q = G_г \cdot Cp_г \cdot (T_{г1} - T_{г2}).$$

Здесь  $T_{г2}$  температура горячего рабочего тела на выходе из теплообменника:

$$T_{г2} = T_{г1} - \varepsilon \cdot (T_{г1} - T_{х1}), \quad (6)$$

где  $\varepsilon$  – эффективность (к.п.д.) теплообменника. Для применяемых пластинчатых рекуператоров эффективность находится в диапазоне  $\varepsilon = 0,6 - 0,8$ .

Температура холодного рабочего тела на выходе из теплообменника

$$T_{х2} = T_{х1} + \frac{Q}{G_x \cdot Cp_x}. \quad (7)$$

В случае  $W_г > W_x$  количество переданной теплоты и температуры теплоносителей на выходе из теплообменника определяются формулами:

$$\begin{aligned} Q &= G_x \cdot Cp_x \cdot (T_{х2} - T_{х1}). \\ T_{х2} &= T_{х1} + \varepsilon \cdot (T_{г1} - T_{х1}). \end{aligned} \quad (8)$$

$$T_{г2} = T_{г1} - \frac{Q}{G_г \cdot Cp_г}. \quad (9)$$

Температура охлаждающего потока в ТА1 полагается равной температуре в холодильной камере,

определенной на основании баланса хладопроизводительности ВХУ и тепловой нагрузки холодильной камеры.

Температура подогревающей среды в ТА<sub>2</sub> и ТА<sub>3</sub> определяется на основании расчета рабочих процессов КОД.

Наиболее сложным и часто повторяющимся фрагментом поиска режима работы ВХУ является моделирование рабочего процесса КОД.

Математическая модель рабочего процесса каскадного обменника давления базируется на совместном решении уравнений тепломассообмена в ячейках ротора с уравнениями движения среды в массообменных каналах статора.

Для описания массообменных процессов в продувочных объемах КОД используются уравнения сохранения энергии, массы и уравнение состояния идеального газа:

$$\begin{aligned} dQ_w + i_{int}^* \cdot dG_{int} - i_{out}^* \cdot dG_{out} &= dU + p \cdot dV, \\ dG &= dG_{int} - dG_{out}, \\ p \cdot V &= G \cdot R \cdot T, \end{aligned} \quad (10)$$

где  $dQ_w$  – тепловой поток при теплообмене между газом и стенками,  $i_{int}^*, i_{out}^*$  – энтальпии заторможенного потока в граничных сечениях ячейки,  $dU$  – изменение внутренней энергии тела в ячейке,  $V$  – объем ячейки,  $p, T$  – параметры состояния газа,  $R$  – газовая постоянная рабочего тела в ячейке.

Решение данной системы уравнений производится известным методом «послойной» диффузии [5], учитывающим многослойность распределения термодинамических параметров по объему и диффузионные процессы между однородными слоями этих параметров.

В соответствии с методом "послойной диффузии" продувочный объем условно разбивается неподвижной сеткой на равные элементарные расчетные слои, величина которых выбирается из условия

полного растворения в них рабочего тела, поступившего за период временного расчетного шага из смежных слоев, причем каждый слой имеет однородные термодинамические параметры. На первом этапе расчета все элементарные расчетные слои рассматриваются как закрытые термодинамические системы (слоя фиксированных масс), кроме первого и последнего, которые являются открытыми термодинамическими системами.

Изменение термодинамических параметров в элементарном расчетном слое в общем случае рассматривается как результат одновременного воздействия на рабочее тело, первоначально содержащееся в этом слое, трех факторов: подведенной извне теплоты, работы проталкивания условных границ между смежными слоями, разбавления рабочим телом, поступающим со стороны смежных слоев.

Тогда, в соответствии с первым законом термодинамики для открытой системы, изменение температуры в крайнем со стороны поступления рабочего тела расчетном слое определяется уравнением:

$$dT_1 = \frac{(C_p T_{int} + \frac{\omega^2}{2})dm_{int} + dQ_w + dL_{дефи} - C_v T dm_{int}}{C_v m}, \quad (11)$$

где  $C_v$  – удельная мольная изохорная теплоемкость газа;  $\frac{\omega^2}{2}$  – кинетическая энергия потока в минимальном поперечном сечении;  $dm_{int}, T_{int}$  – масса и температура поступившего рабочего тела;  $dQ_w$  – тепловой поток при теплообмене между рабочим телом и стенками;  $dL_{дефи}$  – работа деформации элементарного слоя, где  $m$  – первоначальная масса газа в объеме;  $T$  – первоначальная температура газа в элементарном расчетном слое.

Для внутренних расчетных элементов расчет термодинамических параметров на каждом расчетном шаге осуществляется в два этапа. На первом этапе параметры во внутренних слоях изменяются

под воздействием подведенной теплоты и работы деформации:

$$dT_i = \frac{dQ_w + dL_{дефi}}{C_v \cdot m} \quad (12)$$

Изменение термодинамических параметров рабочего тела, первоначально содержащихся в расчетных слоях, приводит к деформации этих слоев и к смещению их границ относительно узлов неподвижной сетки (см. рис. 3):

$$\Delta x_i^{j+1/2} \cdot f_i^{j+1/2} = \frac{x_i^j f_i^j \left[ (z-1)a_1 - \sum_{i=2}^z a_i \right]}{\sum_{i=1}^z a_i} \quad (13)$$

где  $a_i = m_i^{j+1/2} \cdot R \cdot T_i^{j+1/2}$ .

Установившееся в объеме давление, общее для всех расчетных слоев, определяется из уравнения состояния:

$$p^{j+1/2} = \frac{m_i^{j+1/2} R_e T_i^{j+1/2}}{x_i^{j+1/2} \cdot f_i^{j+1/2}} \quad (14)$$

Таким образом, в конце первого этапа расчетного шага в каждом расчетном элементе, ограниченном узлами сетки в общем случае может содержаться два различных температурных слоя (зоны I и II, рис.3).

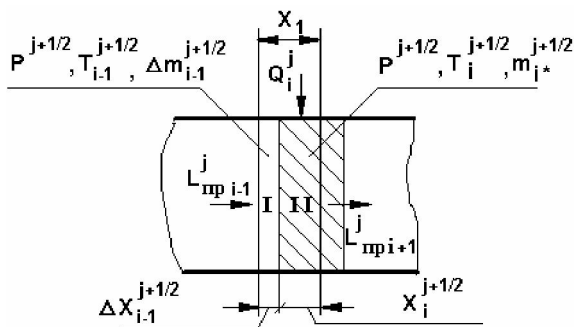


Рис. 3. Расчетная схема слоя в конце первого этапа расчетного шага

К началу второго расчетного шага распределение термодинамических параметров в объеме определяется путем усреднения в пределах каждого слоя:

$$m_N^{j+1} = \Delta m_{N-1}^{j+1/2} + m_{N^*}^{j+1/2};$$

$$T_N^{j+1} = \frac{\Delta m_{N-1}^{j+1/2} \cdot T_{N-1}^{j+1/2} + m_{N^*}^{j+1/2} \cdot T_N^{j+1/2}}{m_N^{j+1}}, \quad (15)$$

где  $\Delta m_{N-1}^{j+1/2}$  - масса газа находящаяся в объеме  $\Delta x_{N-1}^{j+1/2} \cdot f_N$ ;  $m_{N^*}^{j+1/2}$  - масса газа, оставшаяся в объеме  $x_{N^*}^{j+1/2} \cdot f_N$ .

Расход рабочего тела в газораспределительных окнах КОД на установившемся режиме работы определяется суммой расчетных порций масс, поступивших (вышедших) в окно (из окна) из всех сообщенных с окном ячеек:

$$G_{ПВД} = 6 \cdot n \int_0^{\varphi_{пов}} \sum_{i=1}^{Z_B} (dm_{inti}) / d\varphi,$$

$$G_{ОВД} = 6 \cdot n \int_0^{\varphi_{ово}} \sum_{i=1}^{Z_B} (dm_{outi}) / d\varphi, \quad (16)$$

где  $dm_{inti}$ ,  $dm_{outi}$  - масса, поступившая в ячейку и вышедшая из нее за расчетный шаг,  $Z_B$  - количество ячеек, сообщенных с соответствующим окном ВД,  $n$  - частота вращения ротора КОД,  $\varphi_{пов}$ ,  $\varphi_{ово}$  - угол раскрытия окна ПВД и ОВД соответственно.

На последнем шаге приближения условия (1) определяются хладопроизводительность ВХУ

$$Q_x = G_3 \cdot Cp \cdot (T_{x.k.} - T_3) \quad (17)$$

и затраты тепловой энергии на осуществление найденного режима работы ВХУ КОД:

$$Q_{HB} = G_5 \cdot Cp \cdot (T_5 - T_5') \quad (18)$$

Изложенный алгоритм поиска условий (режима) совместной работы составных агрегатов ВХУ КОД иллюстрируется блок-схемой, показанной на рис. 4.

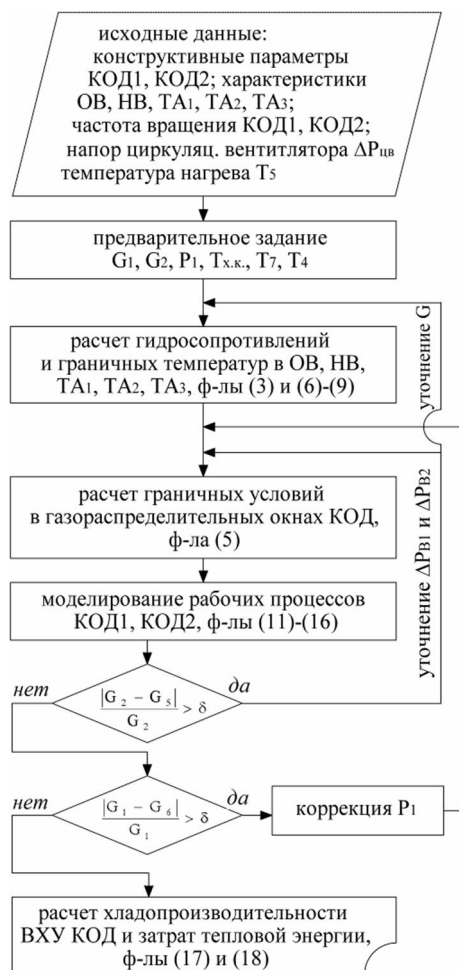


Рис. 4. Блок-схема поиска режима совместной работы и хладопроизводительности ВХУ КОД

Результаты моделирования различных режимов работы ВХУ КОД с фиксированными параметрами показаны на рис. 5.

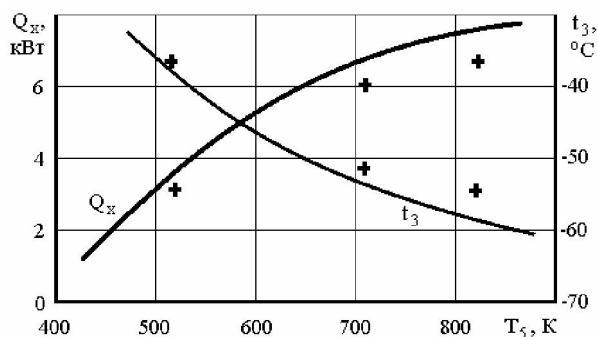


Рис. 5. Зависимость хладопроизводительности ВХУ КОД модели ХК2х15-3 и температуры подаваемого в холодильную камеру воздуха от температуры нагрева воздуха источником теплоты при постоянной тепловой нагрузке ХК:  
 — расчет, + эксперимент

### Заключение

Предложенная имитационная модель может быть использована в качестве инструмента предварительного поиска основных размеров составных агрегатов системы, обеспечивающей реализацию требуемого режима работы воздушной холодильной машины с каскадным обменником давления.

### Список литературы:

1. Крайнюк А. И., Крайнюк А. А. Особенности организации рабочего процесса агрегатов каскадного сжатия и некоторые направления их применения// Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля.- Луганськ.- 2005.- № 8(90).- С. 169-173.
2. Крайнюк А. И., Алексеев С. В., Брянцев М. А. Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления// Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля.- Луганськ.- 2005.- № 8(90).- С. 176-179.
3. Расчет и выбор основных параметров каскадного обменника давления/ А.И.Крайнюк, А.А.Крайнюк, С.В.Алексеев, М.А.Брянцев// Двигатели внутреннего сгорания: Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ".- 2007.- №1.- С. 57-62.
4. Крайнюк А.И., Крайнюк А.А., Брянцев М.А. Использование принципов каскадного обмена давлением в рабочем цикле газовых холодильных машин // Двигатели внутреннего сгорания: Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ".- 2008.- №1.- С.57-61.
5. Расчет процессов тепло-массообмена в продувочных объемах теплосиловых установок/ А.И.Крайнюк, Ю.В.Сторчеус, А.М.Гозуля и др.// Eksploatacja silnikow spalinowych.- Szczecin: Wydawnictwo katedry eksploatacji pojazdow samochodowych politechniki szczecinskiej.- 2001.- №3.- С. 35-40.