

Математическая модель рабочего процесса воздушной холодильной машины каскадного обмена давлением рефрижераторных секций морского транспорта

Mathematical model of the working process of cascade pressure exchange air cooling machine of refrigeration section in maritime transport

Aleksander Krajniuk¹, Oleh Klyus²

¹ Восточноукраинский Национальный Университет им. В. Даля
91034, г.Луганск, кв. Молодежный 20а

² Морская Академия, Maritime University of Szczecin
70-500 Szczecin, ul.Wały Chrobrego 1–2, e-mail: olegklus@o2.pl

Key words: cascade pressure exchanger, gas turbine, heat exchanger, energy exchange, cascade exchange, circuit's maximum temperature

Abstract

The article presents a mathematical model for determining the base regimes for common work of air cooling machine's units with cascade pressure exchanger which allows to specify the device performance and thermal energy expenses. The final results of modeling and recommendations for the area of application are described.

Введение

Использование принципов каскадного обмена давлением для организации рабочего процесса воздушных холодильных машин раскрывает перспективу значительного снижения стоимости производства холода для рефрижераторных секциях и обеспечения микроклимата в пассажирских салонах морских судов, составляющей значительную долю в общем объеме затрат на осуществление грузовых и пассажирских перевозок.

Каскадные обменники давления (КОД), представляющие собой новую разновидность устройств, характеризуются высокой эффективностью обменных процессов наряду с простотой и высокой надежностью конструкции. Частота вращения ротора КОД значительно ниже традиционных турбо- и волновых агрегатов. К несомненным достоинствам КОД относятся также невысокая чувствительность к неполноте

вытеснения из ячеек ротора сжимаемой среды. Устройство и принцип действия КОД изложены в работах [1, 2].

Отмеченные свойства КОД позволяют создать бескомпрессорную воздушную холодильную машину (ВХМ) 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 бескомпрессорной ВХМ КОД (см. рис. 1) раскрыт в работе [3].

Постановка задачи

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

В качестве исходных данных расчета задаются температура среды после источника

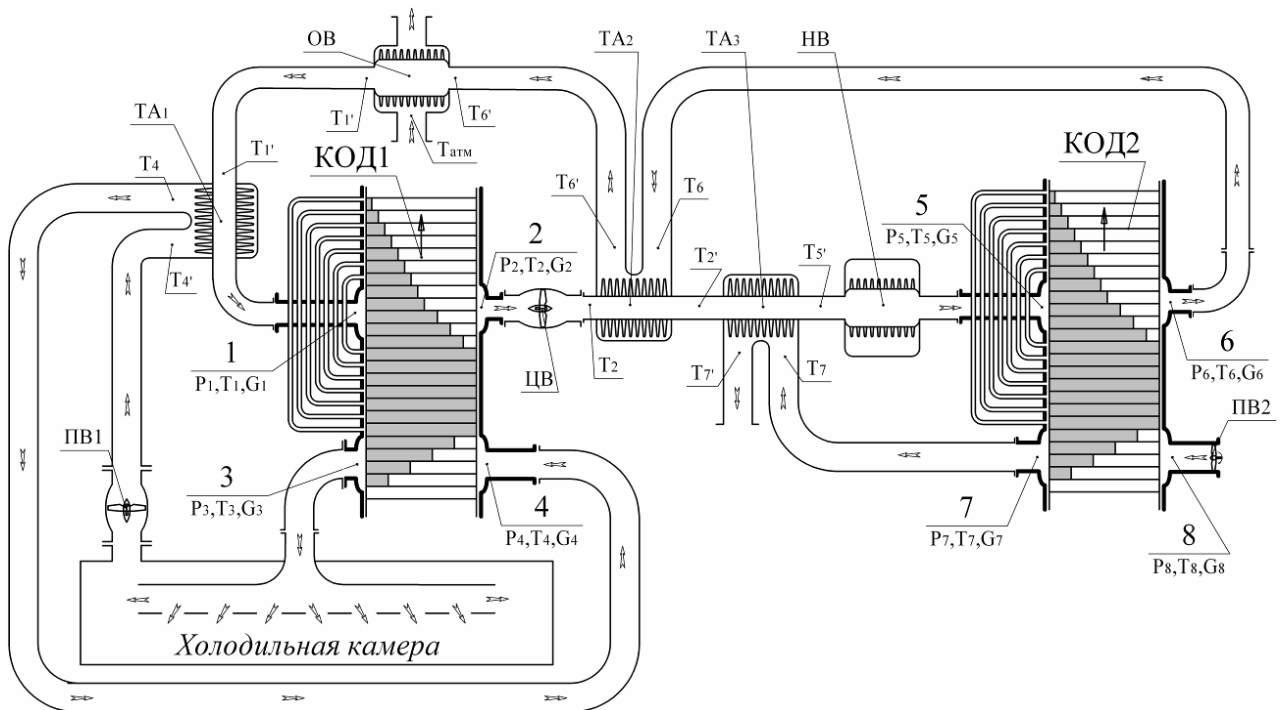


Рис. 1. Расчетная схема воздушной холодильной машины каскадного обмена давлением: 1, 2, 5, 6 – окна подвода и отвода высокого давления соответственно КОД1 и КОД2; 3, 4, 7, 8 – окна отвода и подвода отвода низкого давления соответственно КОД1 и КОД2; КОД1, КОД2 – каскадные обменники давления; ОВ – охладитель воздуха; НВ – нагреватель воздуха; ЦВ – циркуляционный вентилятор; ПВ1, ПВ2 – продувочные вентиляторы КОД1 и КОД2; ТА₁, ТА₂, ТА₃ – регенеративные теплообменники

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 ВХМ 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 ВХМ КОД.

Условием режима совместной работы КОД1 и КОД2 является равенство массовых расходов воздушных потоков в окнах высокого давления, сообщенных соединительными магистралями:

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

Задача поиска режима совместной работы агрегатов сводится к определению степени

повышения давления в напорной линии ВХМ КОД и распределения перепадов давлений в линиях высокого давления (ВД) КОД, при которых реализуется условие (1).

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

$$\Delta P_{ЦВ} = \Delta P_{В1} + \Delta P_{В2} + \Delta P_{ОВ} + \Delta P_{НВ} + \Delta P_{ТА1} + \Delta P_{ТА2} + \Delta P_{ТА3} \quad (2)$$

где $\Delta P_{В1}$, $\Delta P_{В2}$ – 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 ТА₁, ТА₂, ТА₃ соответственно (рис. 1).

Гидравлическое сопротивление теплообменников выражается зависимостью

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

Здесь: $\zeta_{сумi}$ – суммарный коэффициент гидравлического сопротивления, G_{oi} , ρ_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 ΔP_{B1} и ΔP_{B2} . Например, при $G_2 > G_5$ необходимо увеличение ΔP_{B2} за счет соответствующего уменьшения ΔP_{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.

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

$$W_r = G_r \cdot C_{p_r}, \quad W_x = G_x \cdot C_{p_x}$$

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

$$Q = W_{\min} \varepsilon (T_r^{\text{вх}} - T_x^{\text{вх}})$$

где ε – эффективность (к.п.д.) теплообменника. Для применяемых пластинчатых рекуператоров

эффективность находится в диапазоне $\varepsilon = 0,6 - 0,8$.

Соответственно температуры теплоносителей на выходе из теплообменника

$$\begin{aligned} T_x^{\text{вх}} &= T_x^{\text{вх}} + \frac{Q}{G_x \cdot C_{p_x}} \\ T_r^{\text{вх}} &= T_r^{\text{вх}} - \frac{Q}{G_r \cdot C_{p_r}} \end{aligned} \quad (6)$$

Температура охлаждающего потока в $ТА_1$ полагается равной температуре в холодильной камере, определенной на основании баланса хладопроизводительности ВХМ и тепловой нагрузки холодильной камеры.

Температура подогревающей среды в $ТА_2$ и $ТА_3$ определяется на основании расчета рабочих процессов КОД.

Наиболее сложным и часто повторяющимся фрагментом поиска режима работы ВХМ 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:

$$\begin{aligned} dQ_w + i_{\text{int}}^* dG_{\text{int}} - i_{\text{out}}^* dG_{\text{out}} &= dU + p dV \\ dG &= dG_{\text{int}} - dG_{\text{out}} \\ pV &= GRT \end{aligned} \quad (7)$$

где: dQ_w – тепловой поток при теплообмене между газом и стенками, $i_{\text{int}}^*, i_{\text{out}}^*$ – 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 [4], 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:

$$dT_1 = \frac{\left(C_p T_{int} + \frac{\omega^2}{2} \right) dm_{int} + dQ_w + dL_{дефи} - C_v T dm_{int}}{C_v m} \quad (8)$$

где: C_v – удельная мольная изохорная теплоемкость газа; $\omega^2/2$ – 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:

$$dT_i = \frac{dQ_w + dL_{дефи}}{C_v \cdot m} \quad (9)$$

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. 2):

$$\Delta x_i^{j+1/2} f_i^{j+1/2} = \frac{x_i^j f_i^j \left[(z-1) m_i^{j+1/2} R T_i^{j+1/2} - \sum_{i=2}^z m_i^{j+1/2} R T_i^{j+1/2} \right]}{\sum_{i=1}^z m_i^{j+1/2} R T_i^{j+1/2}} \quad (10)$$

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

$$p^{j+1/2} = \frac{m_i^{j+1/2} R T_i^{j+1/2}}{x_i^{j+1/2} f_i^{j+1/2}} \quad (11)$$

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. 2).

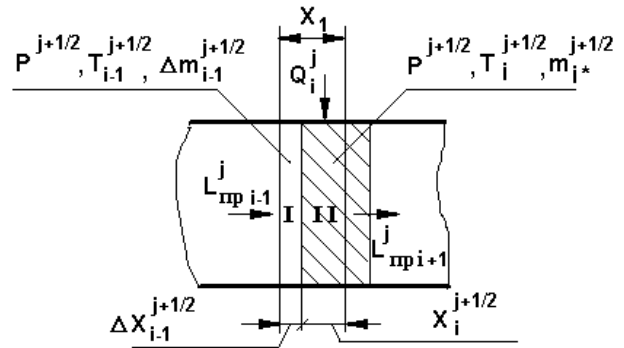


Рис. 2. Расчетная схема слоя в конце первого этапа расчетного шага

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

$$m_N^{j+1} = \Delta m_{N-1}^{j+1/2} + m_{N*}^{j+1/2} \quad (12)$$

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

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:

$$G_{\text{ПВД}} = 6n \int_0^{\varphi_{\text{ПВД}}} \sum_{i=1}^{Z_{\theta}} \frac{dm_{\text{inti}}}{d\varphi} \quad (13)$$

$$G_{\text{ОВД}} = 6n \int_0^{\varphi_{\text{ОВД}}} \sum_{i=1}^{Z_{\theta}} \frac{dm_{\text{outi}}}{d\varphi}$$

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

На последнем шаге приближения условия (1) определяются хладопроизводительность ВХМ

$$Q_x = G_3 \cdot Cp \cdot (T_{\text{x.k.}} - T_3) \quad (14)$$

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

$$Q_{\text{НВ}} = G_5 \cdot Cp \cdot (T_5 - T'_5) \quad (15)$$

Результаты моделирования различных режимов работы ВХМ КОД с фиксированными параметрами показаны на рис. 3.

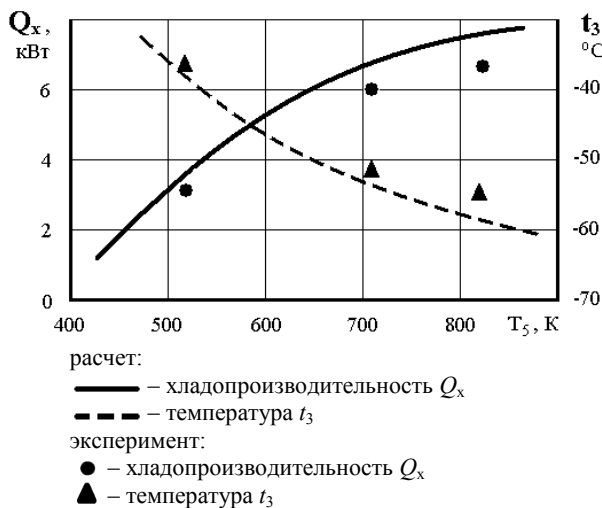


Рис. 3. Зависимость хладопроизводительности ВХМ КОД модели ХК2х15-3 и температуры подаваемого в холодильную камеру воздуха от температуры нагрева воздуха источником теплоты при постоянной тепловой нагрузке ХК.

Выводы

1. Приведенный алгоритм расчета позволяет с достаточной для практических целей точностью определить режимы совместной работы составных агрегатов ВХМ КОД, а также определить хладопроизводительность и затраты энергии на осуществление холодильного цикла для различных условий эксплуатации. Погрешность расчетных значений хладопроизводительности ВХМ и температуры подаваемого в холодильную камеру воздуха относительно экспериментальных данных в диапазоне максимальных температур цикла ВХМ $T_5 = 500\text{--}800\text{ K}$ не превышает соответственно 10–12% и 3–7%.
2. Предложенная имитационная модель может быть использована в качестве инструмента анализа многофакторного влияния конструктивных и режимных параметров на хладопроизводительность и затраты тепловой и механической энергии на осуществление цикла воздушной холодильной машины.

Литература

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), 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), 176–179.
3. Крайнюк А.И., Крайнюк А.А., Брянцев М.А., Алексеев С.В.: Использование агрегатов каскадного обмена давлением в газовых холодильных установках железнодорожного транспорта. Вісник Східноукраїнського Національного Університету ім. В. Даля, Луганськ 2008.
4. А.И. Крайнюк, Ю.В. Сторчеус, А.М. Гоголя и др.: Расчет процессов тепломассообмена в продувочных объемах теплосиловых установок. Eksploatacja silników spalinowych, Wydawnictwo Katedry Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Politechniki Szczecińskiej, Szczecin 2001, 3, 35–40.