

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ  
В ЖИДКОСТНО-КОЛЬЦЕВОЙ МАШИНЕ****В.Н. Козин,***Сумский государственный университет, г. Сумы*

Одним из основных показателей любой энергопотребляющей машины, в том числе и компрессорной, является потребляемая мощность. Для компрессорных машин чаще применяют показатель удельной мощности, характеризующий потребление электрической или прочего типа энергии, приведенное к единице действительной производительности машины. Поэтому конечным результатом любого расчета компрессорной машины является величина удельной мощности. Не является исключением из этого правила и жидкостнокольцевая машина (ЖКМ). В данной работе рассматривается ЖКМ с односторонним осевым газораспределением и горизонтальной осью вращения рабочего колеса, имеющего цилиндрическую втулку.

На данный момент существует несколько методик определения геометрических и энергетических параметров ЖКМ. Наиболее часто применяется методика МГТУ им. Э.И. Баумана [1], которая позволяет определить величину удельной мощности ЖКМ, работающей в режиме вакуум-насоса. Эта методика достаточно сложна, но не учитывает все тепломассообменные процессы, происходящие при работе ЖКМ. Авторы учли лишь влияние испарения и такие параметры рабочей жидкости ЖКМ, как ее плотность и вязкость. Методика МГТУ хорошо подходит для определения энергетических и геометрических параметров ЖКМ как вакуум-насоса при сочетании рабочих сред “воздух – вода”. ЖКМ, которые работают на сочетании рабочих сред, отличных от вышеназванного, могут быть рассчитаны лишь с некоторым приближением. После проектирования и изготовления опытного образца машины необходима длительная ее доводка. Машины, работающие в компрессорном режиме, вообще не могут быть рассчитаны по этой методике. Более того, другие методики также не позволяют этого сделать.

В настоящее время ЖКМ завоевывают новые актуальные области применения, такие как откачка и компримирование метановоздушных смесей (МВС) из угольных шахт и откачка паровоздушных смесей из конденсаторов паровых систем и прочие. Расчеты, проведенные автором [2], показывают, что при откачивании метановоздушной смеси энергетически целесообразнее применять в качестве рабочей жидкости ЖКМ метиловый спирт, что приводит к снижению затрат по сравнению с применением в качестве рабочей жидкости ЖКМ воды в среднем на 10 %, но возникает при этом возможность образования взрывоопасных концентраций, что требует дополнительных мер безопасности.

В работе [3] на базе эксергетического анализа были подтверждены преимущества, в определенном диапазоне давления всасывания, применения ЖКМ и агрегатов на их базе по сравнению с паровыми эжекторами. Изучению процесса испарения в рабочей полости ЖКМ посвящена работа [4], в которой жидкостнокольцевой вакуум-насос использовался для рекомпрессии водяного пара выпарной установки с теплонасосным режимом работы. Главной особенностью подобного применения ЖКМ является то, что сжимаемая среда и рабочая жидкость представляют собой одно и то же вещество, но в различных агрегатных состояниях. Откачиванию паров криогенных жидкостей при помощи ЖКМ посвящена работа [5], в которой автор приводит полуэмпирические зависимости для определения действительной объемной производительности ЖКМ с учетом тепломассообменных процессов и

“мертвого” объема в области криогенных температур всасываемого пара и давлений, ниже атмосферного. Анализ влияния температуры подаваемой в ЖКМ воды на ее объемную производительность посвящена работа [6], в которой автор, базируясь на результатах зарубежных производителей, а именно фирм “Nash” и “Siemens”, приводит эмпирические зависимости коэффициента подачи от температуры питательной воды для различных давлений всасывания, но только для вакуумного режима работы.

Проведенный анализ привел автора к мысли о необходимости создания универсальной методики расчета, а при необходимости и пересчета режимных и энергетических параметров ЖКМ при ее работе на различных сочетаниях рабочих сред и на различных режимах работы. Автором совместно с научным руководителем профессором кафедры технической теплофизики Сумского государственного университета В.М. Арсеньевым была предложена термодинамическая модель рабочего процесса ЖКМ, основные положения которой изложены в работе [7]. На базе общего энергетического баланса ЖКМ, которая рассматривалась как открытая термомеханическая система, находящаяся в энергетическом взаимодействии с внешней средой, в квазистационарном равновесии, было получено выражение для определения удельной мощности ЖКМ:

$$N_{y\partial} = \frac{N_{nep}}{V_{Y1}} = \frac{P_{Y1}}{R_Y \cdot T_{Y1} \cdot \eta_{mex}} \cdot [(g_{Y2} \cdot i_{Y2} - i_{Y1}) + c_f \cdot (g_{X2} \cdot T_{X2} - g_{X1} \cdot T_{X1}) + \tilde{q}_{o.c.}] =$$

$$= \frac{P_{Y1}}{R_{Y1} \cdot T_{Y1} \cdot \eta_{mex}} \cdot [l_Y + l_X + \tilde{q}_{o.c.}], \quad (1)$$

где  $N_{nep}$  – мощность на валу ЖКМ;  $V_{Y1}$  – объемный расход газовой фазы по условиям всасывания;  $g = \dot{m} / \dot{m}_{Y1}$  – доленое соотношение массовых расходов рабочих сред относительно входной величины для газовой среды  $Y$ ;  $\eta_{mex}$  – механический КПД машины;  $R_Y$  – газовая постоянная по термическим параметрам входа сжимаемой среды;  $c_f$  – удельная массовая теплоемкость рабочей жидкости;  $\tilde{q}_{o.c.} = \dot{Q}_{o.c.} / \dot{m}_{Y1}$  – удельные потери в окружающую среду от корпуса машины;  $l_Y$  и  $l_X$  – удельные работы, затрачиваемые соответственно в газовой и жидкостной средах. Параметры с индексом «X» относятся к жидкой среде. Индекс “1” относится к параметрам на входе ЖКМ, а индекс “2” – на выходе.

Нахождение долей  $g_{X2}$  и  $g_{Y2}$  требует рассмотрения энергетического баланса жидкостной подсистемы  $X$ . Уравнение сохранения энергии для данной подсистемы в удельных величинах относительно  $\dot{m}_{Y1}$  имеет вид

$$c_f \cdot (g_{X2} \cdot T_{X2} - g_{X1} \cdot T_{X1}) = q_{сж} + q_{кд} + q_A - q_u - q_{o.c.} + \tilde{l}_T, \quad (2)$$

где  $q_{сж} = \dot{Q}_{сж} / \dot{m}_{Y1}$  – удельный конвективный тепловой поток, отводимый от сжимаемой газовой среды;  $q_{кд}$ ,  $q_u$  – удельные тепловые потоки, связанные с процессами конденсации и испарения рабочей жидкости;  $q_A$  – удельный тепловой поток, обусловленный процессом абсорбции газа (или отдельного компонента газа) в рабочей жидкости;  $\tilde{l}_T = (N_{oi} - N_i) / \dot{m}_{Y1}$  – удельная работа, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений в ЖКМ (диссипативная составляющая затраты энергии на движение рабочей жидкости в условиях отсутствия

компрессии газовой среды);  $N_i$  – мощность политропного процесса сжатия газа;  $N_{oi}$  – мощность, подводимая к рабочему колесу ЖКМ.

Использование уравнения (1) для расчета удельной мощности требует нахождения функциональных связей для нижеследующих параметров:

$$\tilde{q}_{o.c.} = f\left(\frac{T_X}{T_{o.c.}}\right);$$

$$n = f(\alpha);$$

$$\Delta T_X = f(g_{X1}; n),$$

где  $T_X / T_{o.c.}$  – отношение средней температуры жидкости к температуре окружающей среды;  $n$  – показатель политропы сжатия;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от газа к жидкости.

В предлагаемой модели предполагается, что тепловой поток от газа в ячейке при сжатии направлен не только к поверхности жидкости, но и к металлическим поверхностям торцевых крышек, соседних лопаток и втулки корпуса, ограничивающим ячейку. Допустим, что эти поверхности являются тепловыми мостами только к жидкости, и, таким образом, исключаем тепловой поток от газа в окружающую среду.

При работе ЖКМ в вакуумном считается, что процесс сжатия изотермический, т.к. показатель политропы  $n$  близок к единице, что подтверждается экспериментальными исследованиями, но они же доказывают, что в компрессорном режиме процесс сжатия не является изотермическим ( $n \approx 1,1$ ) при том же расходе рабочей жидкости, что приводит к интенсификации тепломассообменных процессов и необходимости их учета. Рассмотрим подробнее в этой статье методику определения величин, которые учитывают тепломассообменные процессы ( $q_{кд}$ ,  $q_u$ ,  $q_A$ ) и потери в окружающую среду.

Удельный тепловой поток в окружающую среду. Ввиду незначительности разности температур  $T_X - T_{o.c.}$ , удельный тепловой поток  $\tilde{q}_{o.c.}$  может рассматриваться как конвективный, например, в виде

$$\tilde{q}_{o.c.} = \frac{\bar{c} \cdot (T_{cm} - T_{o.c.})^{\bar{n}} \cdot F_{cm}}{\dot{m}_{Y1}}, \quad (3)$$

где  $T_{cm}$  – температура наружной стенки машины;  $F_{cm}$  – расчетная поверхность, в свою очередь, зависящая от производительности ЖКМ;  $\bar{c}$ ,  $\bar{n}$  – опытные коэффициенты, выбираются из таблицы 1 согласно [8].

Таблица 1

Тип поверхности	$\bar{c}$	$\bar{n}$
Вертикальная	1,4	1,33
Горизонтальная верхняя	1,7	1,33
Горизонтальная нижняя	0,64	1,25

Уравнение (3) целесообразно выразить через объемную производительность ЖКМ:

$$\tilde{q}_{o.c.} = A \cdot \frac{F_{cm}}{(p \cdot \dot{V})_{Y1}} = A \cdot \frac{F_{cm}}{p_{Y1} \cdot \dot{V}_h \cdot \lambda}, \quad (4)$$

где  $A = \bar{c} \cdot (T_{cm} - T_{o.c})^{\bar{n}} \cdot R_{Y1} \cdot T_{Y1}$ ,  $\dot{V}_h$  – теоретическая производительность ЖКМ,  $\lambda$  – коэффициент подачи ЖКМ.

Уравнение (4) показывает, что для одной и той же машины  $\tilde{q}_{o.c}$  уменьшается при переходе к компрессорному режиму.

Уровень величины  $\tilde{q}_{o.c}$  по этим подсчетам составляет: для вакуум-насоса ВВН1-3  $\tilde{q}_{o.c} = 2130 \frac{Дж}{кг}$ , для компрессора ВК-3  $\tilde{q}_{o.c} = 425 \frac{Дж}{кг}$ . При этом принималось, что  $T_{cm} - T_{o.c} = 15 K$ , общая поверхность делилась на верхнюю и нижнюю. Температура стенки считалась постоянной по всей длине окружности корпуса, что подтверждается экспериментальными исследованиями автора.

По результатам экспериментальных работ были вычислены компоненты уравнения (1), которые представлены на рисунке 1 в долях, выраженных в процентах.

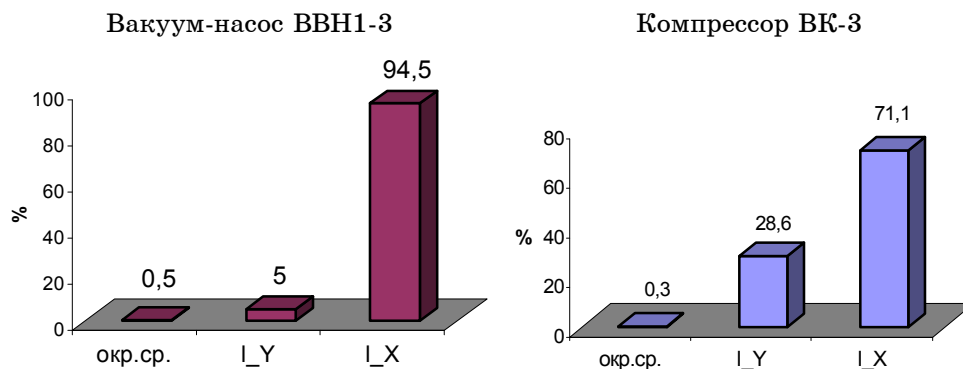


Рисунок 1 – Сравнение компонентов удельной мощности ЖКМ

Из диаграмм, изображенных на рис. 1, можно сделать вывод о незначительности доли потерь в окружающую среду. Ее значение не превышает 0,5 % от общей удельной работы ЖКМ. Поэтому этой величиной в большинстве случаев можно пренебречь.

Определение удельной теплоты абсорбции  $q_A$  базируется на общих закономерностях данного массообменного процесса [9]. Тепловой поток, передаваемый жидкости, рассчитывается по уравнению

$$\dot{Q}_A = \frac{q_D \cdot m_{X1} \cdot (\bar{x}_k - \bar{x}_n)}{\mu_X}, \quad (5)$$

где  $q_D$  – дифференциальная теплота растворения газа (компонента газа);  $\bar{x}_k$ ,  $\bar{x}_n$  – конечная и начальная относительная мольная доля поглощаемого газа в жидкости;  $\mu_X$  – молярная масса жидкости.

Значения величины  $q_D$  берутся из таблиц и графиков, например, [10]. Установление в жидкости равновесной концентрации относительно газовой фазы описывается законом Генри в виде

$$x_i = \frac{1}{E} \cdot p_i, \quad (6)$$

где  $x_i$  – молярная концентрация поглощаемого газа в жидкости, находящейся в термодинамическом равновесии с газовой фазой, в которой парциальное давление поглощаемого компонента равно  $p_i$ ;  $E$  – константа Генри, определяемая по зависимости

$$\ln E = -\frac{q_D}{R \cdot T} + const. \quad (7)$$

Для краевых условий, например, при атмосферном давлении:

$$\ln \left( \frac{E}{E_{атм}} \right) = \frac{q_D}{R} \cdot \left( \frac{1}{T_s} - \frac{1}{T} \right). \quad (8)$$

Конечная концентрация поглощаемого газа в жидкости ( $\bar{x}_k$ ) определяется экспериментально, но при оценочных расчетах может быть принята по условиям равновесия.

Тепловые потоки  $q_{сж}$  и  $q_u$  требуют совместного рассмотрения в силу следующего: при сжатии в условиях контакта газа с жидкостью возникают условия адиабатного испарения жидкости. С учетом того, что поверхность жидкости в ячейке является только частью теплопередающей поверхности, участвующей в отводе теплоты сжатия, можно записать:

$$\dot{Q}_u = \chi \cdot \dot{Q}_{сж}, \quad (9)$$

где  $\chi$  – доля теплового потока, отводимого при сжатии газа, которая идет на испарение жидкости. Она может быть определена с использованием ЭВМ.

Долю  $\chi$  можно рассматривать как эквивалент отношения площади внутренней поверхности жидкостного кольца к общей поверхности, образующей ячейку.

В частном случае конструктивного исполнения рабочего колеса с цилиндрической втулкой можно записать следующее выражение для  $\chi$ :

$$\chi = \frac{\tilde{\rho}_{cp} \cdot \theta_a}{\tilde{\rho}_{cp} \cdot \theta_a + 2 \cdot (\tilde{\rho}_{cp} - r_{эм}) + r_{эм} \cdot \theta_a + 2 \cdot \frac{\tilde{\rho}_{cp}^2 - r_{эм}^2}{b} \cdot \theta_a}, \quad (10)$$

где  $\tilde{\rho}_{cp}$  – радиус-вектор внутренней поверхности жидкостного кольца, осредненный в пределах угла сжатия  $\theta_{сж}$ , эта величина определяется при помощи ЭВМ по методике, изложенной в работе [11];  $\theta_a$  – угловая ширина межлопаточного канала;  $b$  – осевая ширина рабочего колеса.

Угол  $\theta_a$  можно представить следующим выражением:

$$\theta_a = \frac{2\pi}{z_l} - \frac{z_l \cdot \delta_l}{2 \cdot \pi \cdot \tilde{\rho}_{cp} \cdot \sin \beta_l}, \quad (11)$$

где  $z_l$  – число лопастей рабочего колеса;  $\delta_l$  – толщина лопасти;  $\beta_l$  – угол установки лопасти на расчетном радиусе  $\tilde{\rho}_{cp}$ .

Ввиду некоторой произвольности выбора соотношения для оценки доли  $\chi$  величину угла  $\theta_a$  можно рассматривать без учета толщины лопастей, т. е.

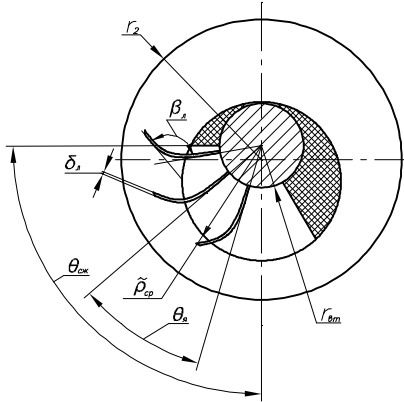


Рисунок 2 – Характерные параметры ЖКМ

$$\theta_a \approx \frac{2\pi}{z_l}. \quad (12)$$

В этом случае уравнение (9) преобразуется к виду

$$\chi = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot (\tilde{\rho}_{cp} - r_{om})}{\tilde{\rho}_{cp} \cdot \theta_a} + \frac{r_{om}}{\tilde{\rho}_{cp}} + \frac{2 \cdot (\tilde{\rho}_{cp}^2 - r_{om}^2)}{b \cdot \tilde{\rho}_{cp}}}. \quad (13)$$

При конструировании ЖКМ обычно принимают:

$$r_{om} / r_2 = 0,5; \\ b = 2 \cdot r_2 = 4 \cdot r_{om}; \quad z_l = (12 - 16); \quad \text{для} \\ \text{вакуум-насосов имеем } r_{om} / \tilde{\rho}_{cp} \approx 0,65$$

по данным, полученным из стробоскопических снимков; для компрессоров эта величина является пока не исследованной, но можно предположить, что она будет близкой к значению для вакуум-насосов и немного меньшей, что объясняется большей величиной давления в ячейке в компрессорном режиме по сравнению с вакуум-насосным, что влияет на форму жидкостного кольца. Поэтому принимаем  $r_{om} / \tilde{\rho}_{cp} \approx 0,6$ . В этом случае получим

$$\frac{\tilde{\rho}_{cp}^2 - r_{om}^2}{\tilde{\rho}_{cp} \cdot b} = \frac{1 - \left(\frac{r_{om}}{\tilde{\rho}_{cp}}\right)^2 \cdot \tilde{\rho}_{cp}^2}{\tilde{\rho}_{cp} \cdot 4 \cdot r_{om}} = \frac{1 - \left(\frac{r_{om}}{\tilde{\rho}_{cp}}\right)^2 \cdot \tilde{\rho}_{cp}^2}{4 \cdot \tilde{\rho}_{cp} \cdot (0,65 \dots 0,6)} = \frac{1 - (0,42 \dots 0,36)}{4 \cdot (0,65 \dots 0,6)} = 0,223 \dots 0,267,$$

где меньшее значение для вакуумного режима, а большее – для компрессорного.

Основное влияние на величину  $\chi$  оказывает число лопастей (таблица 2).

Таблица 2

$z_l$	$\frac{2}{\theta_a}$	$\chi$	
		вакуумный режим	компрессорный режим
12	3,822	0,175	0,176
14	4,458	0,158	0,158
16	5,095	0,1435	0,1436

Из таблицы следует, что величина  $\chi$  практически не зависит от режима работы ЖКМ.

Рассмотрим определение величины  $q_{сж}$ . Для политропного процесса сжимаемой среды в идеально-газовом состоянии имеем

$$\dot{Q}_{сж} = (m_Y^*)_{cp} \cdot c_V \cdot \frac{k-n}{n-1} \cdot T_{Y1} \cdot \left( \pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (14)$$

где  $(\dot{m}_Y^*)_{cp}$  – массовый расход сжимаемой среды, осредненный в пределах угла сжатия ЖКМ.

Переходя к удельной величине, получим

$$q_{сж} = m_Y^* \cdot c_V \cdot \frac{k-n}{n-1} \cdot T_{Y1} \cdot \left( \pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (15)$$

где  $m_Y^* = \frac{(\dot{m}_Y^*)_{cp}}{\dot{m}_{Y1}}$  – относительная величина массового расхода газовой среды в процессе сжатия.

Ввиду того, что для ЖКМ  $n < k$ , уравнение (15) корректирует направление теплового потока от газа к жидкости.

Для случая изотермического сжатия, которое характерно для вакуумного режима работы ЖКМ, тепловой поток от сжатия  $\dot{Q}_{сж}$  может быть найден из выражения для изотермического процесса

$$\dot{Q}_{сж} = (\dot{m}_Y^*)_{cp} \cdot R_Y \cdot T_{Y1} \cdot \ln \pi. \quad (16)$$

В первом приближении при расчете с использованием  $q_{сж}$  принимаем  $(\dot{m}_Y^*)_{cp} = \dot{m}_{Y1}$ , т.е.  $m_Y^* = 1$ . После первой итерации появляется возможность откорректировать значение  $(\dot{m}_Y^*)_{cp}$ .

В свою очередь,  $(\dot{m}_Y^*)_{cp}$  можно преобразовать следующим выражением:

$$(\dot{m}_Y^*)_{cp} = 0,5 \cdot (\dot{m}_{Y1} + \dot{m}_{Y2}). \quad (17)$$

С учетом того, что

$$\dot{m}_{Y2} = \dot{m}_{Y1} + \Delta \dot{m}_Y,$$

$$(\dot{m}_Y^*)_{cp} = 0,5 \cdot (2 \cdot \dot{m}_{Y1} + \Delta \dot{m}_{Y1}),$$

тогда

$$m_Y^* = 1 + 0,5 \cdot \frac{\Delta \dot{m}_Y}{\dot{m}_{Y1}}. \quad (18)$$

Таким образом, для определения  $m_Y^*$  необходимо знать величину  $\Delta \dot{m}_Y$ . Ее можно представить в виде

$$\Delta \dot{m}_Y = \dot{m}_u - \dot{m}_{кд} - \dot{m}_A - \dot{m}_{ym}, \quad (19)$$

где  $\dot{m}_u$  – массовый расход испарившейся жидкости в газовую среду;

$\dot{m}_{кд}$  – массовый расход паров жидкости, который в виде конденсата перешел в жидкость;

$\dot{m}_A$  – массовый расход газа (или компонента газа), перешедшего в жидкость за счет абсорбции;

$\dot{m}_{ym}$  – массовый расход газа, обусловленный утечками или натеканием газа в зависимости от режима работы ЖКМ через сальниковые уплотнения в окружающую среду. Их величина по сравнению с другими составляющими мала и ее можно принимать равной нулю.

В свою очередь,

$$\dot{m}_u = \chi \cdot \frac{\dot{Q}_{сж}}{r_0}; \quad (20)$$

$$\dot{m}_{кд} = \frac{\dot{Q}_{кд}}{r_0} = (\beta F)_{кд} \cdot \ln \left( \frac{p - p_Y''}{p - p_0''} \right); \quad (21)$$

$$\dot{m}_A = \frac{\dot{m}_{X1}}{\mu_X} \cdot (\bar{x}_к - \bar{x}_н). \quad (22)$$

Зная величину  $\Delta \dot{m}_Y$ , можно определить доли  $g_{Y2}$  и  $g_{Y1}$ , предполагая равенство  $\Delta \dot{m}_Y = \Delta \dot{m}_X$ :

$$g_{Y2} = \frac{\dot{m}_{Y1} + \Delta \dot{m}_Y}{\dot{m}_{Y1}} = 1 + \frac{\Delta \dot{m}_Y}{\dot{m}_{Y1}}; \quad (23)$$

$$g_{X2} = \frac{\dot{m}_{X1} - \Delta \dot{m}_Y}{\dot{m}_{Y1}} = g_{X1} - \frac{\Delta \dot{m}_Y}{\dot{m}_{Y1}}. \quad (24)$$

Используя вышеизложенную методику, была определена величина удельной мощности на базе ЖКМ с объемной производительностью 12 м<sup>3</sup>/мин, которая представлена в сравнении с методикой [1], рисунок 3.

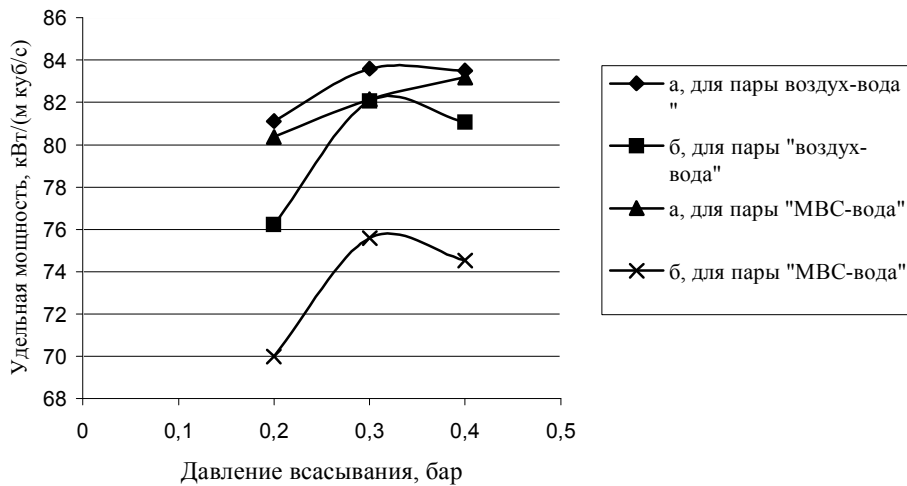


Рисунок 3 – Удельная мощность ЖКМ в вакуумном режиме работы, рассчитанная по разным методикам: а – методика МГТУ им. Н.Э. Баумана; б – предлагаемая методика

Из рис. 3 видно, что значение удельной мощности ЖКМ будет в действительности отличаться от значения, полученного при расчете по



методике МГТУ им. Баумана [1]. В данном случае оно меньше значения примерно на 10 % за счет учета таких тепломассообменных процессов как конденсация, испарение и абсорбция.

Результаты расчета (рис. 3) показывают, что при расчете параметров ЖКМ необходимо учитывать все протекающие процессы, которые влияют на величину удельной мощности ЖКМ, а следовательно, – на потребляемую мощность. Последний момент необходимо учитывать при подборе электродвигателя и расчете работы машины на сеть.

Использование термодинамической модели рабочего процесса ЖКМ упрощает экспериментальное изучение процессов энергообмена, и в ряде случаев не требует нахождения распределения скоростей рабочей жидкости, точность которого ниже, чем при измерении температурных полей. Расчет удельной мощности и коэффициента подачи по предлагаемой модели может применяться при пересчете ЖКМ с вакуумного режима на компрессорный или наоборот, а также для условий сочетания любых рабочих сред в машине.

## SUMMARY

### RESEARCH OF HEAT AND MASS TRANSFER PROCESSES IN THE LIQUID-RING MACHINES

*V.N.Kozin,  
Sumy State University, Sumy*

*This article is devoted to questions of calculation of liquid-ring machines (LRM). Some processes happening in the machine are considered: evaporation, condensation and absorption. Basic formulas by definition of the sizes characterising these processes at calculation of specific power of LRM on the basis of its thermodynamics model are resulted.*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Механические вакуумные насосы / Е.С. Фролов, И.В. Автономова, В.И. Васильев и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 288 с.: ил.
2. Козин В.Н. О применении жидкостнокольцевых компрессорных машин для дегазации и транспортировки шахтной метановоздушной смеси / В.Н. Козин, В.М. Арсеньев // Промышленная теплотехника. – 2007. – № 7. – С.107 – 110.
3. Арсеньев В.М. Сравнительный анализ применимости жидкостнокольцевых вакуум-насосов и паровых эжекторов для откачки паровоздушной смеси / В.М. Арсеньев, Д.О. Смоленников, С.С. Мелейчук // Холодильна техніка і технологія. – 2005. – № 6 (98). – С. 55 – 58.
4. Арсеньев В.М. Исследование процесса всасывания насыщенных паров рабочей жидкости с помощью жидкостно-кольцевого вакуум-насоса / В.М. Арсеньев, В.А. Гречаненко // Вестник НТУУ «Киевский политехнический институт». - 1999. – № 36.
5. Прямыцын Е.И. Повышение эффективности и усовершенствование метода расчета водокольцевых насосов для криогенных систем вакуумного охлаждения: автореферат дис... кандидата технических наук.– М: НПО «Криогенмаш», 1988. – 17 с.
6. Галич В.П. Исследование рабочего процесса жидкостно-кольцевых машин: автореферат дис... кандидата технических наук.– Казань, 1979. – 20 с.
7. Арсеньев В.М. Моделирование рабочего процесса компрессорной машины жидкостно-кольцевого типа / В.М. Арсеньев, В.Н. Козин // Холодильна техніка і технологія. – 2007. – № 5(109).– С. 10 – 13.
8. Энергоэффективность в химической промышленности. Программа Тасис, проект ЕУК 9601//March Consulting Group. – 1999. – 170 с.
9. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1973.
10. Теплофизические основы получения искусственного холода: Справочник / под общ. ред. А.В. Быкова. – М.: Пищевая промышленность, 1980. - 238 с.
11. Арсеньев В.М. Кинематическая модель определения поверхности раздела рабочих сред жидкостно-кольцевой компрессорной машины / В.М. Арсеньев, В.Н. Козин // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2008. – № 1(11). – С. 51 – 54.

*Поступила в редакцию 12 ноября 2008 г.*