

Анализ целесообразности применения рекуперации теплоты в компрессорных установках с маслозаполненными винтовыми компрессорами

© И.В. Автономова, К.В. Авиленко

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Рассмотрен вопрос о целесообразности применения рекуперации теплоты в компрессорных установках с маслозаполненными винтовыми компрессорами. Показано, что применение рекуперации теплоты может вернуть до 66 % мощности компрессорной установки для повторного использования. При этом наиболее целесообразно применять схемы компрессорных установок с параллельным подводом воды в масляный и воздушный охладители. Компрессорные установки рассчитаны для использования в качестве масляных и водяных охладителей теплообменных аппаратов пластинчато-ребристого типа.

Ключевые слова: *маслозаполненный винтовой компрессор, рекуперация теплоты, мощность, теплообменные аппараты пластинчато-ребристого типа, коэффициент теплоотдачи, коэффициент теплопередачи, потеря давления в охладителях.*

В настоящее время подавляющее большинство винтовых компрессоров (ВК) выпускается маслозаполненными. В них, впрыскиваемое масло, используется для отвода теплоты сжатия и теплоты механических потерь, а также для уплотнения зазоров между винтами. Традиционно для охлаждения маслозаполненных компрессорных установок (КУ) применяется воздушное охлаждение. Воздухообмен осуществляется путем сброса горячего воздуха по вентиляционным коробам на улицу или в машинный зал. Для поддержания нормальной температуры в машинном зале предусмотрены заслонки рециркуляции. Чем больше потребляемая мощность компрессорной станции, тем большее количество теплоты выбрасывается в окружающую среду. Это ведет к неэффективному использованию энергетических ресурсов. Рекуперация тепловой энергии предусматривает повторное использование затраченной энергии. Поэтому было предложено жидкостное охлаждение КУ с маслозаполненным ВК (МВК), при котором горячую воду можно использовать для нужд предприятия. Система рекуперации теплоты в настоящий момент широко распространена на компрессорных установках с ВК сухого сжатия [1], а для МВК применение рекуперации теплоты проблематично в связи с тем, что максимальная температура масловоздушной смеси не превышает 90 °С. Существует ряд предприятий, на которых есть потребность

в горячей воде с температурой 60...80 °С, следовательно, рекуперация теплоты в КУ с МВК может применяться для таких предприятий. Цель данного исследования — определить, насколько целесообразно отводить низкоуровневое тепло от МВК.

Описание системы охлаждения компрессорной установки. В установках с МВК (рис. 1) и приводом от электродвигателя (ЭД) через упругую муфту (М) масловоздушная смесь подается по нагнетательному трубопроводу в двухступенчатый маслоотделитель (МО). В нем отделившееся от воздуха масло собирается на дне первой ступени МО, уровень масла контролируется прибором контроля уровня масла (УМ). При замене масла его слив осуществляется из первой ступени МО через дренажный клапан (ВН). Из первой ступени МО под действием силы давления масло подается в охладитель масла ОМ. Температура масла контролируется термостатическим регулятором масла (КТ), который поддерживает температуру масла, подающегося на впрыскивание в полости сжатия ВК и в подшипники, на заданном уровне (45...60 °С). Если температура после смешения потоков масла из линии перепуска и из ОМ выше требуемой, то увеличивается расход масла через охладитель масла ОМ. За охладителем оба потока объединяются. Охлажденное масло через масляный фильтр ФМ, масляный запорный клапан МЗК и регулируемый дроссель (Др₁) с обратным клапаном (ОК₁) подается на впрыскивание в полости сжатия компрессора, в сальники и в подшипники для их смазки и охлаждения. После первой ступени МО воздух с оставшимся маслом входит во вторую ступень МО и после очистки подается в нагнетательный трубопровод. Масло, отделенное во второй ступени МО, подается во всасывающую полость ВК через регулируемый дроссель (Др₂) с обратным клапаном (ОК₂). На крышке МО установлен предохранительный клапан (ПК). Очищенный воздух через клапан минимального давления (КМД) поступает в охладитель воздуха (ОВ).

Масло в ОМ может подаваться при разной температуре. Температура масловоздушной смеси на выходе из МВК равна 90 °С. Температура масла на выходе из ВК должна быть ниже 90 °С, для того чтобы осуществлялся теплообмен между горячим воздухом и маслом. Расход масла, циркулирующего в ВК, определяет температуру масла на выходе из него. Исходя из того, что температура воды, расходуемой на нужды предприятия, должна быть выше 65 °С, а также принимая во внимание падение температуры в теплообменных аппаратах по сравнению с температурой масла на выходе из МВК, температуру масла на выходе из ВК выберем равной 80 °С.

Выбор схемы подачи охлаждающей жидкости. Потребитель подает воду в компрессорный цех при температуре 45 °С, затем происходит

ее нагрев до требуемой потребителю температуры в результате теплообмена с горячими теплоносителями (масло и сжатый воздух). Воду в КУ можно подавать параллельно и последовательно. При последовательной подаче вода может идти сначала в масляный охладитель, затем в воздушный (рис. 1), или наоборот (рис. 2). При параллельной схеме вода разделяется на два потока, начальная температура кото-

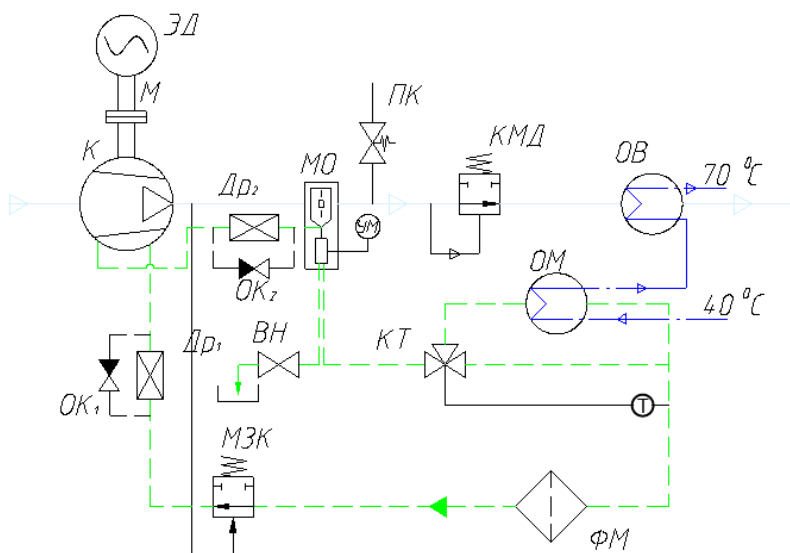


Рис. 1. Схема КУ с МВК и последовательной подачей воды сначала в ОМ, затем в ОВ (ОМ—ОВ)

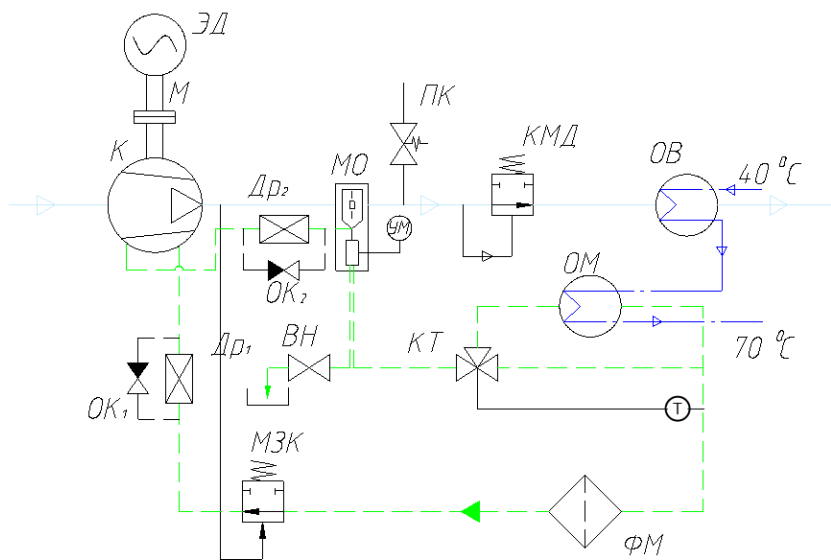


Рис. 2. Схема КУ с МВК и последовательной подачей воды сначала в ОВ, затем в ОМ (ОВ—ОМ)

рых равна температуре на входе в установку, оба потока смешиваются после прохождения ОМ и ОВ (рис. 3). При этом потоки воды следует организовать таким образом, чтобы получить требуемую температуру на выходе.

Основным фактором при выборе схемы является общее количество теплоты, получаемого в охладителях, которое впоследствии используется для промышленных нужд. Для выбора схемы необходимо решить систему уравнений теплового баланса для ОМ и ОВ и смешения потоков.

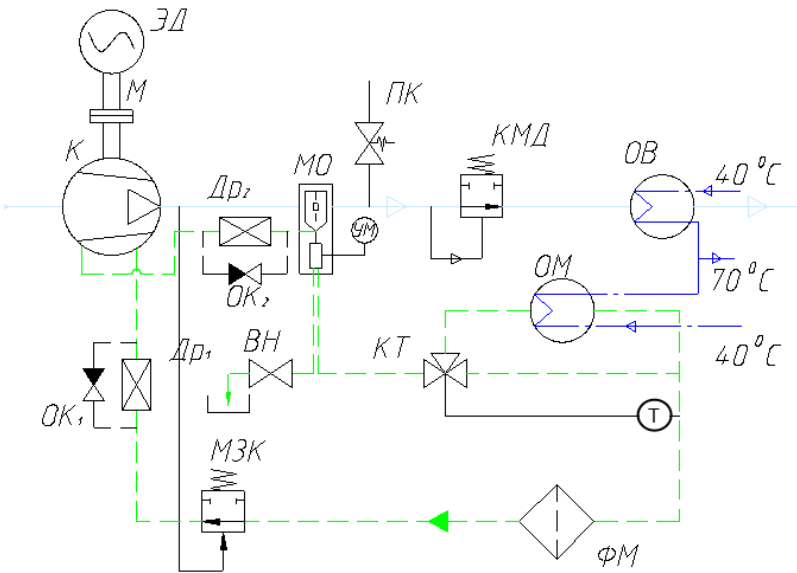


Рис. 3. Схема КУ с МВК и параллельной подачей воды в ОМ и в ОВ (ОМ, ОВ)

Принципиальная схема КУ с МВК и последовательной подачей воды ОВ (ОМ—ОВ) (см. рис. 1).

• Уравнение смешения потоков масла из линии перепуска и из ОМ:

$$\begin{aligned}
 & c_{\text{масло}} (t_{\text{масло выход из МО}}) m_1 t_{\text{масло выход из МО}} + \\
 & + c_{\text{масло}} (t_{\text{масло выход из ОМ}}) m_2 t_{\text{масло выход из ОМ}} = \\
 & = c_{\text{масло}} (t_{\text{смешения}}) G_M t_{\text{смешения}} .
 \end{aligned}$$

• Уравнение теплового баланса для ОМ:

$$\begin{aligned}
 & c_{\text{вода}} (t_{\text{вода среднее}}) W_{\text{вода}} (t_{\text{вода выход из ОМ}} - t_{\text{вода вход в КУ}}) = \\
 & = c_{\text{масло}} (t_{\text{масло среднее}}) m_2 (t_{\text{масло выход из МО}} - t_{\text{масло выход из ОМ}}) .
 \end{aligned}$$

- Уравнение, учитывающее теплоту, отводимую маслом от ВК:

$$c_{\text{масло}} (t_{\text{масло среднее}}) m_2 (t_{\text{масло выход из МО}} - t_{\text{масло выход из ОМ}}) = q' + N_{\text{мех}};$$

- Уравнение теплового баланса для ОВ:

$$m_e c_{\text{воздух}} (t_{\text{воздух среднее}}) \cdot (t_{\text{воздух вход в ОВ}} - t_{\text{воздух выход из ОВ}}) = \\ = W_{\text{вода}} \cdot c_{\text{вода}} (t_{\text{вода среднее}}) \cdot (t_{\text{вода выход из КУ}} - t_{\text{вода вход в ОВ}}).$$

- Общее количество масла, циркулирующего в ВК:

$$m_1 + m_2 = G_M.$$

- Связь между температурами:

$$t_{\text{вода выход из ОМ}} = t_{\text{вода вход в ОВ}};$$

$$t_{\text{воздух выход из ОВ}} = t_{\text{вода выход из ОМ}} + \Delta,$$

где $t_{\text{масло вход в ОМ}}$ — температура масла на входе в ОМ или выходе из КУ, °С; $t_{\text{масло выход из ОМ}}$ — температура масла на выходе из ОМ, °С; $t_{\text{смешения}}$ — температура смешения двух потоков масла, °С; $t_{\text{воздух вход в ОВ}}$ — температура воздуха на входе в ОВ или на выходе из компрессора, °С; $t_{\text{воздух выход из ОВ}}$ — температура воздуха на выходе из ОВ, °С; m_1 — массовый расход масла, идущего в обход охладителя, кг/с; m_2 — массовый расход масла, охлаждающегося в охладителе, кг/с; m_e — массовый расход воздуха, кг/с; $c_{\text{масло}}$ — удельная теплоемкость масла, Дж/кг·°С; $c_{\text{вода}}$ — удельная теплоемкость воды, Дж/кг·°С; $c_{\text{воздух}}$ — удельная теплоемкость воздуха, Дж/кг·°С; G_M — массовый расход масла, циркулирующий в ВК, кг/с; $W_{\text{вода}}$ — массовый расход воды, требующийся на охлаждение последовательно масла затем воздуха, кг/с; Δ — недоохлаждение воздуха в охладителе, °С; $t_{\text{вода выход в ОМ}}$ — температура воды на выходе из ОМ, °С; $t_{\text{вода выход из КУ}}$ — температура воды на выходе из КУ, °С; $t_{\text{вода вход в КУ}}$ — температура воды на входе в КУ, °С; $t_{\text{вода вход в ОВ}}$ — температура воды на входе в ОВ, °С, q' — количество теплоты, отводимое маслом от рабочего тела в полостях сжатия, Вт [2]; $N_{\text{мех}}$ — мощность механических потерь, Вт.

В этой системе уравнений неизвестными являются m_1 , m_2 , $t_{\text{воздух выход из ОВ}}$, $t_{\text{вода вход в ОВ}}$, $t_{\text{вода выход в ОМ}}$, $t_{\text{масло выход из ОМ}}$, $W_{\text{вода}}$, G_M . При этом удельные теплоемкости теплоносителей являются функциями температур. Принятый в тепловом расчете МВК расход масла должен быть равен полученному расходу с погрешностью не более 5%. Горячий теплоноситель в конвективных охладителях можно охладить до температуры холодного теплоносителя на входе в охладитель плюс температура недоохлаждения. Принимаем ее равной $\Delta = 5$ °С.

Результаты расчета приведены ниже.

$T_{\text{масло}}, \text{ }^\circ\text{C}$	80
$\sum G_M, \text{ кг/с}$	1,067
$t_{\text{масло выход из ОМ}}, \text{ }^\circ\text{C}$	60
$W_{\text{вода}}, \text{ кг/с}$	1,053
$t_{\text{вода выход из ОМ}}, \text{ }^\circ\text{C}$	55
$t_{\text{воздух выход из ОВ}}, \text{ }^\circ\text{C}$	60
$Q_{\text{масло}}, \text{ кВт}$	44,032
$Q_{\text{воздух}}, \text{ кВт}$	16,211
$\sum Q, \text{ кВт}$	60,243

Принципиальная схема КУ с МВК и последовательной подачей воды (ОВ — ОМ) (см. рис. 2).

- Уравнение смешения потоков масла из линии перепуска и из ОМ:

$$c_{\text{масло}} (t_{\text{масло вход в ОМ}}) m_1 t_{\text{масло вход в ОМ}} + c_{\text{масло}} (t_{\text{масло выход из ОМ}}) m_2 t_{\text{масло выход из ОМ}} = c_{\text{масло}} (t_{\text{смешения}}) G_M t_{\text{смешения}}$$

- Уравнение теплового баланса для ОМ:

$$c_{\text{вода}} (t_{\text{вода среднее}}) W_{\text{вода}} (t_{\text{вода выход из КУ}} - t_{\text{вода вход в ОМ}}) = c_{\text{масло}} (t_{\text{масло среднее}}) m_2 (t_{\text{масло вход в ОМ}} - t_{\text{масло выход из ОМ}})$$

- Уравнение, учитывающее теплоту, отводимую маслом от ВК:

$$c_{\text{масло}} (t_{\text{масло среднее}}) \cdot m_2 (t_{\text{масло вход в ОМ}} - t_{\text{масло выход из ОМ}}) = q' + N_{\text{мех}}$$

- Уравнение теплового баланса для ОВ:

$$m_e c_{\text{масло}} (t_{\text{воздух среднее}}) \cdot (t_{\text{воздух вход в ОВ}} - t_{\text{воздух выход из ОВ}}) = W_{\text{вода}} \cdot c_{\text{water}} (t_{\text{вода Среднее}}) \cdot (t_{\text{вода выход из ОВ}} - t_{\text{вода вход в КУ}})$$

- Общее количество масла, циркулирующего в ВК:

$$m_1 + m_2 = G_M$$

- Связь между температурами:

$$t_{\text{вода выход из ОВ}} = t_{\text{вода вход в ОМ}};$$

$$t_{\text{вода выход из ОВ}} = t_{\text{масло выход из ОМ}} - \Delta,$$

где $t_{\text{вода вход в ОМ}}$ — температура воды на входе ОМ, °С.

Число неизвестных и метод решения соответствуют предыдущему расчету. Температура масла на выходе из ОВ не может быть равной 70 °С из-за наличия недоохлаждения горячего теплоносителя. Поэтому ОМ рассчитываем при температурах масла на выходе из ВК 75, 80 и 85 °С. В данной схеме подачи воды температуру воды на выходе из ОВ принимаем равной 85 °С с целью уменьшения расхода воды в ОВ, а следовательно, увеличения расхода в ОМ (для улучшения процесса теплопередачи в ОМ). Результаты расчета приведены в ниже.

$T_{\text{масло}}, \text{ }^\circ\text{C}$	80
$\Sigma G_{\text{М}}, \text{ кг/с}$	1,067
$t_{\text{масло выход из ОМ}}, \text{ }^\circ\text{C}$	60
$W_{\text{вода}}, \text{ кг/с}$	1,052
$t_{\text{вода выход из ОВ}}, \text{ }^\circ\text{C}$	55
$t_{\text{воздух выход из ОВ}}, \text{ }^\circ\text{C}$	50
$Q_{\text{масло}}, \text{ кВт}$	44,032
$Q_{\text{воздух}}, \text{ кВт}$	16,211
$\Sigma Q, \text{ кВт}$	60,243

Принципиальная схема КУ с МВК и параллельной подачей воды в ОМ и в ОВ (ОМ, ОВ) (см. рис. 3)

- Уравнение смешения потоков масла из линии перепуска и из ОМ:

$$\begin{aligned} & c_{\text{масло}} (t_{\text{масло вход в ОМ}}) m_1 t_{\text{масло вход в ОМ}} + \\ & + c_{\text{масло}} (t_{\text{масло выход из ОМ}}) m_2 t_{\text{масло выход из ОМ}} = \\ & = c_{\text{масло}} (t_{\text{смешения}}) G_{\text{М}} t_{\text{смешения}}. \end{aligned}$$

- Уравнение, учитывающее теплоту, отводимую маслом от ВК:

$$c_{\text{масло}} (t_{\text{масло среднее}}) m_2 (t_{\text{масло вход в ОМ}} - t_{\text{масло выход из ОМ}}) = q' + N_{\text{мех}};$$

- Уравнение теплового баланса для ОМ:

$$\begin{aligned} & c_{\text{вода}} (t_{\text{вода среднее}}) W_{\text{вода1}} (t_{\text{вода выход из ОМ}} - t_{\text{вода вход в ОМ}}) = \\ & c_{\text{масло}} (t_{\text{масло среднее}}) m_2 (t_{\text{масло вход в ОМ}} - t_{\text{масло выход из ОМ}}). \end{aligned}$$

- Общее количество масла, циркулирующего в ВК:

$$m_1 + m_2 = G_M.$$

- Уравнение теплового баланса для ОВ:

$$m c_{\text{воздух}} (t_{\text{воздух среднее}})(t_{\text{воздух вход в ОВ}} - t_{\text{воздух выход из ОВ}}) = \\ = W_{\text{вода 2}} \cdot c_{\text{вода}} (t_{\text{вода среднее}})(t_{\text{вода выход из ОВ}} - t_{\text{вода вход в КУ}}).$$

- Уравнение смешения потоков воды из ОМ и ОВ:

$$c_{\text{вода}} (t_{\text{вода выход из ОМ}}) W_{\text{вода1}} t_{\text{вода выход из ОМ}} + \\ + c_{\text{вода}} (t_{\text{вода выход из ОВ}}) W_{\text{вода2}} t_{\text{вода выход из ОВ}} = \\ = c_{\text{вода}} (t_{\text{вода выход из КУ}}) W_{\text{вода}} t_{\text{вода выход из КУ}};$$

- Общее количество масла, циркулирующего в ВК:

$$W_{\text{вода1}} + W_{\text{вода2}} = W_{\text{вода}},$$

где $W_{\text{вода1}}$ — расход воды в ОМ, кг/с; $W_{\text{вода2}}$ — расход воды в ОВ, кг/с; $W_{\text{вода}}$ — общий расход воды в обоих охладителях, кг/с.

В этой системе уравнений неизвестными являются m_1 , m_2 , $t_{\text{вода вход в ОВ}}$, $t_{\text{масло выход из ОМ}}$, $W_{\text{вода1}}$, $W_{\text{вода2}}$, $W_{\text{вода}}$, G_M . Метод решения соответствует предыдущим расчетам. Результаты расчета приведены ниже.

$T_{\text{масло}}, \text{ }^\circ\text{C}$	80
$\sum G_M, \text{ кг/с}$	1,067
$t_{\text{масло выход из ОМ}}, \text{ }^\circ\text{C}$	60
$W_{\text{вода1}}, \text{ кг/с}$	0,61
$W_{\text{вода2}}, \text{ кг/с}$	0,111
$W_{\text{вода}}, \text{ кг/с}$	0,721
$t_{\text{вода выход из ОМ}}, \text{ }^\circ\text{C}$	62,268
$t_{\text{вода выход из ОВ}}, \text{ }^\circ\text{C}$	80
$t_{\text{воздух двыход из ОВ}}, \text{ }^\circ\text{C}$	50
$Q_{\text{масло}}, \text{ кВт}$	44,032
$Q_{\text{воздух}}, \text{ кВт}$	16,211
$\sum Q, \text{ кВт}$	60,243

Окончательный выбор схемы. Расчеты трех схем проведены при идентичных условиях работы КУ. Сравнение основных показателей работы приведено в табл. 1.

Из полученных результатов видно, что наиболее эффективной схемой подачи воды в теплообменные аппараты является схема с параллельной подачей воды в ОМ и ОВ. При использовании данной схемы существенно снижается расход охлаждающей воды при условии одного и того же отведенного из теплообменных аппаратов количества теплоты.

Таблица 1

Показатель	Последовательная подача воды ОМ—ОВ	Последовательная подача воды ОВ—ОМ	Параллельная подача воды в ОМ и ОВ
$T_{\text{масло}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	80	80	80
$\sum G_{\text{м}}, \text{ кг/с}$	1,067	1,067	1,067
$t_{\text{масло выход из ОМ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	60	60	60
$W_{\text{вода1}}, \text{ кг/с}$	1,053	1,052	0,61
$W_{\text{вода2}}, \text{ кг/с}$	—	—	0,111
$W_{\text{вода}}, \text{ кг/с}$	1,053	1,052	0,721
$t_{\text{вода выход из ОМ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	55	65	62,268
$t_{\text{вода выход из ОВ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	65	55	80
$t_{\text{воздух выход из ОВ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	60	50	50
$Q_{\text{масло}}, \text{ кВт}$	44,032	44,032	44,032
$Q_{\text{воздух}}, \text{ кВт}$	16,211	16,211	16,211
$\sum Q, \text{ кВт}$	60,243	60,243	60,243

Расчет размеров теплообменных аппаратов. В качестве теплообменных аппаратов проектируемой КУ будут использоваться теплообменники пластинчато-ребристого типа (ПРТ). К преимуществам аппаратов данного типа можно отнести их компактность, простоту конструкции, большой ресурс, отсутствие регулярного обслуживания, малую массу и высокую вибростойкость, что выделяет их на фоне теплообменников других типов.

Расчеты теплообменных аппаратов будут проведены для различных температур масла на входе в ПРТ с целью определения оптимального режима работы КУ. Необходимо подобрать такие температуру и расход масла на выходе из ВК, которые позволят получить конструкцию охладителя с минимальными потерями по маслу и воде, а также минимизировать габариты теплообменного аппарата. Температуры масла на входе в ОМ: 80...85 °С. Температуру воды на входе в КУ принимаем 45 °С, а на выходе — 80 °С.

Алгоритм расчета пластинчато-ребристого охладителя.

Алгоритм расчета пластинчато-ребристого охладителя.

1. Определяем количество теплоты, отдаваемой от горячего теплоносителя:

$$Q = c_{\text{масло}} (t_{\text{масло среднее}}) \cdot m_2 \cdot (t_{\text{масло вход в охл}} - t_{\text{масло выход из охл}}).$$

2. Определяем расходы воды и масла через теплообменный аппарат (см. п. 2.3.3).

3. Рассчитываем средний логарифмический напор.

4. Выбираем геометрические характеристики теплообменника [2].

5. Рассчитываем площади проходных сечений для охлаждаемой и охлаждающей среды.

6. Рассчитываем площади поверхностей теплообмена для охлаждаемой и охлаждающей среды.

7. Рассчитываем скорости потока сред.

8. Определяем критерии подобия для теплового теплоносителя.

9. Определяем действительные коэффициенты теплоотдачи теплоносителей.

10. Находим температуру стенки $t_{\text{стенки}}$.

11. Находим площадь теплопередающей поверхности и сравниваем ее с расчетной, если разница больше 5 %, переходим к пункту 4.

12. Производим расчет гидравлических сопротивлений проектируемого теплообменного аппарата. В результате расчета получаем потери охлаждаемой и охлаждающей сред в аппарате.

Результаты расчета маслоохладителя в табл. 2

Давление впрыска масла в последнюю ячейку должно быть выше давления в этой ячейке. Поэтому на выходе из ОМ мы должны иметь давление 0,4 МПа (давление в последнее ячейке 0,361 МПа). В маслоотделителе масло находится под давлением 0,55 МПа, т. е. в охладителе мы должны иметь потери не более $\Delta p_{\text{масло}} = 1,5$ атм. Все охладители удовлетворяют этому условию.

Потери давления по воде определяют мощность, затрачиваемую на привод водяного насоса. Мощность электродвигателя насоса, перекачивающего воду:

Таблица 2

$T_{\text{масло}}, \text{ }^\circ\text{C}$	80	85
$t_{\text{масло выход из ОМ}}, \text{ }^\circ\text{C}$	60	60
$G_{\text{м}}, \text{ кг/с}$	1,067	0.85
$\Delta T_{\text{лог}}, \text{ }^\circ\text{C}$	3,254	5,006
$F, \text{ м}^2$	28,92	22,246
$W_{\text{вода}}, \text{ м/с}$	0,019	0,024
$W_{\text{вода1}}, \text{ м}^3/\text{с}$	$3,217 \cdot 10^{-4}$	$3,065 \cdot 10^{-4}$
$t_{\text{ст}}, \text{ }^\circ\text{C}$	64,66	65,056
$\alpha_{\text{вода}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	711,084	764,245
$\alpha_{\text{масло дейст}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	287,578	291,042
$k_{\text{дейст}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	204,812	210,8
$\Delta p_{\text{масло}}, \text{ Па}$	17640	12830
$\Delta p_{\text{вода}}, \text{ Па}$	2557	2412

Результаты расчета охладителя воздуха:

$T_{\text{масло}}, \text{ }^\circ\text{C}$	85
$t_{\text{воздух выход из ОВ}}, \text{ }^\circ\text{C}$	60
$m_e, \text{ кг/с}$	0,402
$\Delta T_{\text{лог}}, \text{ }^\circ\text{C}$	1,322
$F, \text{ м}^2$	15,572
$W_{\text{вода}}, \text{ м/с}$	0,006
$W_{\text{вода2}}, \text{ м}^3/\text{с}$	$1,13 \cdot 10^{-4}$
$t_{\text{ст}}, \text{ }^\circ\text{C}$	64,192
$\alpha_{\text{вода}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	617,237
$\alpha_{\text{воздух}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	179,841
$k_{\text{дейст}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	139,264
$\Delta p_{\text{воздух}}, \text{ Па}$	4873
$\Delta p_{\text{вода}}, \text{ Па}$	843,6

- при температуре 85 °С

$$N_{\text{ЭД насос}} = 1,1 \cdot \frac{(\Delta p_{\text{вода}}) \cdot V_{\text{воды}}}{\eta_{\text{мех}}} =$$

$$= 1,1 \cdot \frac{(2412 + 20000 + 843) \cdot 4,196 \cdot 10^{-4}}{0,95} = 11,299 \text{ Вт};$$

- при температуре 80 °С

$$N_{\text{ЭД насос}} = 1,1 \cdot \frac{(\Delta p_{\text{вода}}) \cdot V_{\text{воды}}}{\eta_{\text{мех}}} =$$

$$= 1,1 \cdot \frac{(2557 + 20000 + 843) \cdot 5,041 \cdot 10^{-4}}{0,95} = 13,658 \text{ Вт}.$$

По аналогии с сухими ВК потери давления на преодоление гидравлического сопротивления трубопроводах компрессорной установки принимаем равным 20 000 Па [1].

Мощность, затрачиваемая на перемещение масла:

$$N_{\text{масло}} = G_{\text{М}} \frac{p_{\text{н}} - (\Delta p_{\text{масло}} + 0,02 p_{\text{атм}})}{\rho_{\text{масло}}},$$

где $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление, Па; $\rho_{\text{масло}}$ — плотность масла, кг/м³.

- при температур 85 °С

$$N_{\text{масло}} = 0,85 \cdot \frac{5,5 \cdot 10^5 - (0,1283 + 0,02 \cdot 1) \cdot 10^5}{828,91} \approx 548,7 \text{ Вт};$$

- при температуре 80 °С

$$N_{\text{масло}} = 1,067 \cdot \frac{5,5 \cdot 10^5 - (0,1764 + 0,02 \cdot 1) \cdot 10^5}{828,91} \approx 682,7 \text{ Вт}.$$

Расчет показал, что предпочтительно спроектировать КУ с МВК с температурой масла 85 °С и ПРТ с размерами Длина × Высота × Ширина 250 мм × 95 мм × 400 мм.

Заключение. Проведенная работа показала, что при применении водяного охлаждения в КУ с МВК возможно вернуть до 66 % мощности для повторного использования. Учитывая, что в настоящее время происходит замены парка старых поршневых компрессоров на новые, а большая их часть — винтовые компрессоры, рекуперация низкотемпературного тепла на МВК даст существенный экономический эффект.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Автономова И.В., Мазурин Э.Б., Братусь А.В. Разработка технологической схемы компрессорной установки с рекуперацией теплоты. Анализ и подбор конструкции промежуточного охладителя. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». Спец. выпуск «Вакуумные и компрессорные машины и пневмооборудование», 2011, с. 78–97.
- [2] Чичиндаев А.В. *Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников. В 2 ч. Ч. 1. Теоретические основы.* Новосибирск, Изд-во НГТУ, 2003, 400 с.

Статья поступила в редакцию 31.05.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Автономова И.В., Авиленко К.В. Анализ целесообразности применения рекуперации теплоты в компрессорных установках с маслозаполненными винтовыми компрессорами. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 5. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/vacuum/668.html>

Автономова Инна Владиславовна родилась в 1938 г., окончила МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1961 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 4 книг, 13 авторских свидетельств и изобретений, более 60 научных работ в области вакуумной и компрессорной техники. e-mail: e5-kafedra@yandex.ru

Авиленко Кирилл Владимирович — выпускник кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Работает в области компрессорной техники. e-mail: kirill.avilenko@gmail.com