

УДК 621.565

UDC 621.565

4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса

4.3.1. Technologies, machinery and equipment for the agro-industrial complex

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА БЕЗНАПОРНОГО, ПРОСТОГО ТРУБОПРОВОДА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ МАСЛЯНОЙ ВАННЫ КОМПРЕССОРА КОНДИЦИОНЕРА

THEORETICAL FOUNDATIONS OF THE CALCULATION OF A PRESSURE-FREE, SIMPLE PIPELINE FOR THE COOLING SYSTEM OF AN OIL BATH OF AN AIR CONDITIONER COMPRESSOR

Романов Виктор Викторович
к.т.н., доцент

Romanov Viktor Viktorovich
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

Алехин Сергей Николаевич
к.т.н., доцент

Alyokhin Sergey Nikolaevich
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

Галка Галина Александровна
старший преподаватель

Galka Galina Alexandrovna
senior lecturer

Галка Андрей Сергеевич
студент
(e-mail: andrew8werner@gmail.com)
Донской Государственный Технический Университет, Ростов-на-Дону, Россия

Galka Andrey Sergeevich
student
(e-mail: andrew8werner@gmail.com)
Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia

В статье рассматривается актуальность использования безнапорного простого трубопровода для осуществления системы охлаждения масляной ванны компрессора кондиционера. Приводятся расчеты, которые подводят к финальной формуле гидродинамического напора в спиральном змеевике маслоохладителя

The article discusses the relevance of using a pressure-free simple pipeline to implement an oil bath cooling system for an air conditioner compressor. Calculations are given that lead to the final formula of the hydrodynamic pressure in the spiral coil of the oil cooler

Ключевые слова: ТРУБОПРОВОД, ОХЛАЖДЕНИЕ, СИСТЕМА, КОМПРЕССОР, КОНДИЦИОНЕР, ДАВЛЕНИЕ, МАСЛО, ТРЕНИЕ, НАПОР

Keywords: PIPELINE, COOLING, SYSTEM, COMPRESSOR, AIR CONDITIONER, PRESSURE, OIL, FRICTION, PRESSURE

<http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-220-004>

В настоящее время, проблемы экологии и энергосбережения является одними из приоритетных государственных задач. [1] Как указывают эксперты в области энергопотребления, одними из наиболее активных потребителей электроэнергии являются системы кондиционирования воздуха. Особое внимание в этом аспекте Международное энергетическое агентство уделяет бытовым кондиционерам. По мнению специалистов МЭА, в ближайшее десятилетие, растущая популярность бытовых кондиционеров приведет к самым значительным и

<http://ej.kubagro.ru/2026/06/pdf/04.pdf>

непредсказуемым последствиям для глобальной энергосистемы. В связи с этим, кроме экономических аспектов, важное значение имеет также экологический вопрос. В работе авторы указывают, что улучшение энергоэффективности кондиционеров оказывает значительное влияние на окружающую среду и экономику. Снижение энергопотребления - ведет к уменьшению выбросов углерода, что положительно сказывается на атмосфере. Таким образом, очевидна проблема, связанная с необходимостью совершенствования конструкций кондиционеров, с целью снижения уровня их энергопотребления и негативного влияния на окружающую среду. Кроме того, в материале авторы приводят значение и способы применения бытовых кондиционеров, после проведенных расчетов, в агропромышленном комплексе.

Применение бытового кондиционера для охлаждения масляной ванны компрессора через безнапорный простой трубопровод хоть и не столь популярно, но вполне реализуемо на промышленных объектах, где не требуется большая мощность. К примеру, они могут использоваться для обеспечения микроклимата теплиц или хранилищ сельхозпродукции, что имеет колоссальное значение для развития как агропромышленного сектора, так и сферы холодильного оборудования, за счет грамотного внедрения одной сферы в другую.

В настоящее время известен ряд технических решений, направленных на снижение температурного уровня компрессора холодильных систем, в том числе кондиционеров, за счет подачи конденсата в змеевик маслоохладителя компрессора, в частности. [2] Но при этом следует отметить, что данные технические решения не нашли широкого применения в кондиционерах, что вызвано, в первую очередь, практически отсутствием результатов научных исследований в данной области.

Таким образом, одной из важных задач является проведение исследований термодинамических и гидродинамических процессов,

протекающих в системе «масляная ванна – змеевик маслоохладителя» холодильного герметичного компрессора, с учетом влияния на его показатели режима движения конденсата через змеевик маслоохладителя и его конструктивных параметров.

Хочется рассмотреть свободное истечение конденсата из лотка для сбора талой воды кондиционера через змеевик маслоохладителя компрессора в атмосферу через патрубок слива. Примем следующие условия:

- кондиционер работает в помещении с установившимися условиями окружающей среды, в частности, с постоянными по величине выделениями тепла и влаги;
- движение жидкости является установившимся (в лоток поступает одинаковое по времени количество конденсата с постоянным расходом по всем участкам системы);
- соответственно, уровень жидкости в лотке (напор истечения) поддерживается постоянным;
- движение конденсата по всем участкам системы происходит при полном заполнении жидкостью трубопровода без пустот;
- змеевик маслоохладителя выполнен спиральным.

Данная система относится к безнапорному, короткому, простому самотечному трубопроводу. Для подтверждения данных принятых определений рассматриваемой системы трубопровода нужно привести следующие определения и их обоснования.

Безнапорный трубопровод - это трубопровод, в котором осуществляется безнапорное движение жидкости, при котором поток ограничен сверху свободной поверхностью, давление на которую одинаково [3].

Короткими трубопроводами называют трубопроводы сравнительно небольшой длины, в которых потери напора на преодоление местных

сопротивлений в общей сумме потерь составляют не менее 10-15%, когда целесообразно учитывать отдельно каждое местное сопротивление в трубопроводе наряду с потерями по длине. Длинными называются трубопроводы большой длины, в которых доля местных потерь напора в общем балансе потерь невелика - менее 5-10%. Гидравлический расчет этих трубопроводов выполняют без детального расчета местных потерь. Ориентировочно считают при длине $l \leq 50$ м трубопровод - коротким, а при $l \geq 100$ м – длинным. [4]

Простым называется трубопровод, который служит для подачи жидкости из одного резервуара - в другой, без ответвлений. Простой трубопровод может иметь по всей длине одинаковое сечение, а может состоять из ряда последовательно соединенных труб различного сечения. Простой самотечный трубопровод – это трубопровод, все элементы которого расположены ниже уровня жидкости в емкости, откуда она вытекает. Расчетная схема системы подачи конденсата в змеевик маслоохладителя компрессора представлена на рисунке 1.

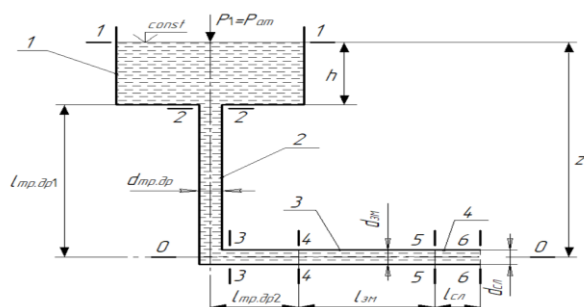


Рисунок 1 - Расчетная схема системы подачи конденсата в змеевик маслоохладителя компрессора.

1 – лоток для сбора талой воды; 2 – трубка дренажная; 3 – змеевик маслоохладителя; 4 – патрубок сливной; l_{dp1} – длина 1-го участка (вертикального) дренажной трубки; l_{dp2} – длина 2-го участка (горизонтального) дренажной трубки; l_{zm} – длина трубки змеевика; l_{sl} – длина патрубка сливного; d_{dp} – диаметр дренажной трубки; d_{zm} – диаметр

змеевика; d_{cl} – диаметр сливного патрубка; h – постоянная высота уровня жидкости в лотке.

В качестве основной зависимости, при гидравлическом расчете коротких трубопроводов, используют уравнение Бернулли. Уравнение Бернулли может быть применено к потоку при выполнении следующих условий:

1. Расход жидкости между двумя сечениями должен быть постоянным ($Q=\text{const}$).
2. Движение жидкости должно быть установившимся.
3. Движение жидкости в сечениях должно быть параллельно-струйным или плавно-изменяющимся.

Для определения напора истечения воды необходимо принять уравнение Бернулли в следующем виде [5]:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2g} = Z_6 + \frac{p_6}{\rho g} + \frac{\alpha_6 \cdot v_6^2}{2g} + \sum_{i=1}^6 h, \quad (1)$$

где $Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha \cdot v^2}{2g} = H$ – напор полный гидродинамический, взятый

из формулы 1;

$Z + \frac{p}{\rho g} = H_{\Pi}$ – полный гидростатический напор;

$\frac{\alpha \cdot v^2}{2g} = H_v$ – напор скоростной, удельная кинетическая энергия;

$\frac{p}{\rho g}$ – напор пьезометрический, удельная потенциальная энергия;

Z – напор геометрический, удельная энергия положения, м;

p_1, p_6 – гидродинамические давления жидкости в сечениях, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

v_1, v_6 – средние скорости в сечениях;

Σh – суммарные потери напора, напор на преодоление путевых сопротивлений, то есть на преодоление сил трения и местных сопротивлений трубопроводов;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

α – поправочный коэффициент, коэффициент кинетической энергии.

Предположим, что площадь S_1 свободной поверхности жидкости в питающем резервуаре соответствует условию $S_1 \gg \frac{\pi d_{op}^2}{4}$, где d_{op} – диаметр дренажной трубки. Тогда будем иметь $v_1 = \frac{Q}{S_1} \approx 0$, [6]. Примем за плоскость сравнения поверхность 0-0, на которой $Z_6=0$, тогда будем иметь уравнение, представленной формулой 2:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + 0 = 0 + \frac{p_6}{\rho g} + \frac{\alpha_6 \cdot v_6^2}{2g} + \Sigma h, (2)$$

Если давление на свободной поверхности питающего резервуара (лотка для талой воды) равно атмосферному и истечение происходит в атмосферу, т.е. $p_1=p_6=p_{ат}$, и напор полный гидродинамический $H=Z_1$, то тогда уравнение Бернулли примет вид, представленный в виде формулы 3:

$$H = \frac{\alpha_6 \cdot v_6^2}{2g} + \Sigma h. (3)$$

Следовательно, напор истечения H затрачивается на создание скоростного напора на выходе $H_v = \frac{\alpha_6 \cdot v_6^2}{2g}$ и на преодоление гидравлических потерь Σh в трубопроводной системе подачи конденсата в змеевик маслоохладителя. Здесь значение v_6 характеризует скорость потока в сечении 6-6 (на выходе из сливного патрубка).

Отметить нужно, что геометрический напор Z_1 ограничен габаритными размерами кондиционера и его конструктивными особенностями, поэтому он может находиться в определенном ограниченном диапазоне значений. Вместе с тем, следует учитывать, что при выборе величины Z_1 , а также

диаметров трубопровода рассматриваемой системы необходимо стремиться к обеспечению турбулентного режима движения жидкости в змеевике маслоохладителя.

Потери гидравлического трения по длине трубопровода определяются формулой 4, Дарси-Вейсбаха [5]:

$$h_{mp.i} = \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{v_i^2}{2g}, \quad (4)$$

где l_i – длина i -го участка трубопровода постоянного сечения диаметром d_i с одинаковыми механическими и геометрическими свойствами;

$\lambda_i \frac{l_i}{d_i} = \xi_i$ – коэффициент потерь на прямом участке длины;

λ_i – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси), зависит от режима течения и состояния поверхности i -го участка трубопровода;

d_i – диаметр i -го участка трубопровода;

v_i – средняя скорость движения воды на i -ом участке трубопровода.

Для рассматриваемой системы трубопроводов прямыми участками являются дренажная трубка и сливной патрубков, а участок трубопровода змеевика маслоохладителя, выполненного в виде спирали, будем считать местным сопротивлением.

Тогда потери на гидравлическое трение $\sum h_{mp}$ по длине на отдельных участках трубопровода можно выразить формулой 5:

$$\sum h_{mp} = h_{dp} + h_{cl}, \quad (5)$$

где $h_{dp} = \lambda_{dp} \frac{l_{dp}}{d_{dp}} \frac{v_{dp}^2}{2g}$ и $h_{cl} = \lambda_{cl} \frac{l_{cl}}{d_{cl}} \frac{v_{cl}^2}{2g}$ – потери на гидравлическое

трение по длине;

$\lambda_{dp}, \lambda_{cl}$ – коэффициент гидравлического трения;

l_{dp} , l_{cl} и d_{dp} , d_{cl} – длина и диаметр, соответственно, дренажной трубки и сливного патрубка;

v_{dp} , v_{cl} – скорость потока, соответственно, в дренажной трубке и сливном патрубке. [6]

Отсюда получим формулу 6:

$$\sum h_{mp} = \lambda_{dp} \frac{l_{dp}}{d_{dp}} \frac{v_{dp}^2}{2g} + \lambda_{cl} \frac{l_{cl}}{d_{cl}} \frac{v_{cl}^2}{2g}, \quad (6)$$

Исходя из конструктивных соображений для рассматриваемой системы при условии, что длина трубопровода между местными гидравлическими сопротивлениями больше, чем длина влияния местного сопротивления l_{el} , потери в местных гидравлических сопротивлениях будут складываться из следующих условий:

- потери напора $h_{вх.dp}$ на входе в дренажную трубку 2 из лотка для сбора конденсата (сечение 2-2 на рисунке 1);
- потери напора в поворотном колене $h_{пов}$ между 1-м и 2-м участками дренажной трубки (сечение 3-3);
- потери напора на входе $h_{вх.зм}$ и выходе $h_{вых.зм}$ из змеевика маслоохладителя (сечения 4-4 и 5-5, соответственно);
- потери напора $h_{зм}$ в спиральном змеевике маслоохладителя компрессора;

Следовательно, получаем формулу 7:

$$\sum h_{мест} = h_{вх.dp} + h_{пов} + h_{вх.зм} + h_{вых.зм} + h_{зм} + h_{cl}, \quad (7)$$

Потери в каждом местном сопротивлении определяются формулой 8, Вейсбаха [7]:

$$h = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (8)$$

Где v – средняя скорость транзитного потока в каждом местном сопротивлении трубопровода рассматриваемой системы;

ξ – коэффициент местного сопротивления, зависящий от его вида и конструктивного выполнения.

Тогда потери в местных гидравлических сопротивлениях равны:

$$\sum h_{\text{мест}} = \xi_{\text{вх.др}} \frac{v_{\text{вх.др}}^2}{2g} + \xi_{\text{пов}} \frac{v_{\text{пов}}^2}{2g} + \xi_{\text{вх.зм}} \frac{v_{\text{вх.зм}}^2}{2g} + \xi_{\text{вых.зм}} \frac{v_{\text{вых.зм}}^2}{2g} + \xi_{\text{зм}} \frac{v_{\text{зм}}^2}{2g} + \xi_{\text{сл}} \frac{v_{\text{сл}}^2}{2g}, \quad (9)$$

где $\xi_{\text{вх.др}}$, $\xi_{\text{пов}}$, $\xi_{\text{вх.зм}}$, $\xi_{\text{вых.зм}}$, $\xi_{\text{зм}}$, $\xi_{\text{сл}}$ – коэффициенты местного сопротивления, соответственно, на входе в дренажную трубку, в поворотном колене, на входе в змеевик маслоохладителя, на выходе из змеевика маслоохладителя, в спиральном змеевике маслоохладителя, на выходе из сливного патрубка;

$v_{\text{вх.др}}$, $v_{\text{пов}}$, $v_{\text{вх.зм}}$, $v_{\text{вых.зм}}$, $v_{\text{зм}}$, $v_{\text{сл}}$ – средняя скорость потока, соответственно, на входе в дренажную трубку.

Таким образом, можно, получить полный гидродинамический напор:

$$H = \frac{\alpha_6 \cdot v_6^2}{2g} + \lambda_{\text{др}} \frac{l_{\text{др}}}{d_{\text{др}}} \frac{v_{\text{др}}^2}{2g} + \lambda_{\text{сл}} \frac{l_{\text{сл}}}{d_{\text{сл}}} \frac{v_{\text{сл}}^2}{2g} + \xi_{\text{вх.др}} \frac{v_{\text{вх.др}}^2}{2g} + \xi_{\text{пов}} \frac{v_{\text{пов}}^2}{2g} + \xi_{\text{вх.зм}} \frac{v_{\text{вх.зм}}^2}{2g} + \xi_{\text{вых.зм}} \frac{v_{\text{вых.зм}}^2}{2g} + \xi_{\text{зм}} \frac{v_{\text{зм}}^2}{2g} + \xi_{\text{сл}} \frac{v_{\text{сл}}^2}{2g}. \quad (10)$$

Полученное уравнение из формулы 10 позволяет определить основные гидродинамические характеристики процесса свободного истечения конденсата в исследуемой трубопроводной системе в зависимости от конструктивных параметров составляющих элементов системы и условий их использования.

Кроме этого, материалы данной работы, в том числе полученные уравнения, могут быть использованы для их доработки при исследовании систем снижения температурного уровня компрессора с более сложными трубопроводными схемами.

Такие кондиционеры, расчеты которых приведены в данном материале, подходят для небольших складских помещений, например, подвалы, овощехранилища или гаражи. Они могут быть полезны для

кратковременного хранения овощей и фруктов как в летний период времени, так и в межсезонье.

Если рассматривать подробно способы его применения, то бытовой кондиционер охлаждает помещения для хранения некоторых сортов яблок, картофеля, лука, грибов и ягод. Иногда применяется в помещениях для хранения свежесрезанных цветов и для временного хранения различных семян.

Также возможно его применение в комплексе с внешним увлажнителем или терморегулятором. Важно отметить то, что с наступлением холодного времени года, бытовой кондиционер может оказаться неработоспособным по причине того, что его конструкция и расчеты предполагают эксплуатацию при наружной температуре не менее 3-5 градусов по Цельсию.

В заключении, отметим, что бытовой кондиционер может служить временным решением для создания определенного микроклимата в небольших хранилищах, но на данный момент не является полноценной заменой специализированным промышленным холодильным установкам. Его применение более целесообразно при условии дополнительного контроля ключевых параметров и в небольших объемах. Но для более профессионального подхода и огромных объемов хранения сельскохозяйственной продукции, лучше всего подходят прецизионные холодильные агрегаты, которые обеспечивают заданные климатические параметры автоматически. В регионах с холодным климатом, наиболее эффективным решением может стать пассивное охлаждение подвальных помещений или других объектов для хранения продукции, требующей определенного диапазона температур.

Библиографический список

1. Прокофьев, П.С. Совершенствование систем кондиционирования воздуха с использованием роторного утилизатора низкопотенциальной теплоты: автореферат/ Прокофьев Павел Сергеевич; Волгогр. гос. архитектурно-строит. ун-т. – Волгоград, 2013. – 19 с.
2. Бытовой автономный кондиционер: пат. 2170886 Рос. Федерация: МПК7 F 24F 1/00 / Левкин В.В.; Южно-Российский государственный университет экономики и сервиса. – № 2000100131/06; заявл. 01.05.2000; опубл. 20.07.2001, Бюл. № 19. – 4 с.
3. ГОСТ 15528-86. Средства измерений расхода, объема или массы протекающих жидкости и газа. Термины и определения: государственный стандарт союза ССР: издание официальное: взамен ГОСТ 18083-72, ГОСТ 15528-70: введен 01.01.88. – Переизд. Август 1988 г. – М: Изд-во стандартов, 1988. – 39 с.
4. Брюханов, О.Н. Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики / О. Н. Брюханов, В. И. Коробко, А. Т. Мелик-Аракелян. – Москва: ИНФРА-М, 2008. – 252 с. – ISBN 978-5-16-001856-0.
5. Вайсман, Н.М. Механика жидкости и газа. Гидравлика: учеб. пособие / Н.М. Вайсман, В.А. Голиков, А.А. Жарковский. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 222 с. – ISBN 978-5-7422-2841-7.
6. Кравцов, А.М. Гидравлика. Практикум: учебное пособие / А.М. Кравцов, Е.В. Плискевич, А.С. Зыкун. – Минск: БГАТУ, 2022. – 284 с. – ISBN 978-985-25-0162-0.
7. Гейер, В.Г. Гидравлика и гидропривод / В.Г. Гейер, В. С. Дулин, А.Н. Заря. – 3-е изд., перераб. и доп. – М: Недра, 1991. – 330 с. – ISBN: 5-247-01007-8.

References

1. Prokof`ev, P.S. Sovershenstvovanie sistem kondicionirovaniya vozduxa s ispol`zovaniem rotornogo utilizatora nizkopotencial`noj teploty`: avtoreferat/ Prokof`ev Pavel Sergeevich; Volgogr. gos. arxitekturno-stroit. un-t. – Volgograd, 2013. – 19 s.
2. By`tovoj avtonomny`j kondicioner: pat. 2170886 Ros. Federaciya: MPK7 F 24F 1/00 / Levkin V.V.; Yuzhno-Rossijskij gosudarstvenny`j universitet e`konomiki i servisa. – № 2000100131/06; zayavl. 01.05.2000; opubl. 20.07.2001, Byul. № 19. – 4 s.
3. GOST 15528-86. Sredstva izmerenij rasxoda, ob`ema ili massy` protekayushhix zhidkosti i gaza. Terminy` i opredeleniya: gosudarstvenny`j standart soyuza SSR: izdanie oficial`noe: vzamen GOST 18083-72, GOST 15528-70: vveden 01.01.88. – Pereizd. Avgust 1988 g. – M: Izd-vo standartov, 1988. – 39 s.
4. Bryuxanov, O.N. Osnovy` gidravliki, teplotexniki i ae`rocinamiki / O. N. Bryuxanov, V. I. Korobko, A. T. Melik-Arakelyan. – Moskva: INFRA-M, 2008. – 252 s. – ISBN 978-5-16-001856-0.
5. Vajsman, N.M. Mexanika zhidkosti i gaza. Gidravlika: ucheb. posobie / N.M. Vajsman, V.A. Golikov, A.A. Zharkovskij. – SPb.: Izd-vo Politexn. un-ta, 2016. – 222 s. – ISBN 978-5-7422-2841-7.
6. Kravczov, A.M. Gidravlika. Praktikum: uchebnoe posobie / A.M. Kravczov, E.V. Pliskevich, A.S. Zy`kun. – Minsk: BGATU, 2022. – 284 s. – ISBN 978-985-25-0162-0.
7. Gejer, V.G. Gidravlika i gidroprivod / V.G. Gejer, V. S. Dulin, A.N. Zarya. – 3-e izd., pererab. i dop. – M: Nedra, 1991. – 330 s. – ISBN: 5-247-01007-8.