

УДК 621.43

А.И. ЯКУБОВИЧ, д-р техн. наук, В.Е. ТАРАСЕНКО, канд. техн. наук
Белорусский государственный аграрный технический университет, Минск

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В КАНАЛАХ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Представлены результаты теоретического исследования движения жидкости в каналах системы охлаждения двигателя. Получены уравнения движения жидкости в каналах с различным расположением. Рассмотрены вопросы, касающиеся изменения энергии потока жидкости в жидкостном контуре системы охлаждения

Ключевые слова: контур, жидкость, температура, теплота, энергия, канал

Совокупность устройств и элементов, обеспечивающих перенос теплоты без преобразования в другой вид энергии и не совершающих работы, называется тепловой системой. Тепловые системы предназначены для нагрева или охлаждения материальных тел, жидкостей и газов. По исполнению тепловые системы могут быть одноконтурные или многоконтурные. Примером одноконтурной системы является система воздушного охлаждения двигателя, у которой теплота от цилиндров отнимается потоком воздуха и рассеивается в окружающей среде. Система жидкостного охлаждения двигателя состоит из двух контуров — жидкостного и воздушного. В жидкостном контуре цилиндры двигателя являются источником теплоты, радиатор — охладителем, охлаждающая жидкость — теплоносителем. В воздушном контуре системы радиатор является источником теплоты, окружающая среда — охладителем, поток воздуха — теплоносителем.

В более сложных системах охлаждения жидкостный теплоноситель принимает теплоту и от других источников, например, от смазочного масла или наддувочного воздуха с помощью встроенного в рубашку охлаждения жидкостно-масляного теплообменника или воздушно-жидкостного радиатора.

Взаимодействие между источником теплоты и холодильником в тепловой системе осуществляется только за счет обмена теплотой. В состоянии теплового равновесия при постоянной температуре источника теплоты и холодильника тепловая система характеризуется термодинамическими параметрами — давлением, объемом и температурой теплоносителя. Перенос теплоты от источника к холодильнику в жидкостном контуре осуществляется движением частиц жидкости под действием внешних сил.

Рабочее тело системы охлаждения — охлаждающая жидкость — заключена в герметичный контур с жестки-

ми хорошо проводящими теплоту стенками. Омывая цилиндры двигателя, она нагревается, температура ее увеличивается. Под действием внешних сил, которые создает жидкостный насос, нагретая жидкость осуществляет вынужденное движение, перенося теплоту к радиатору. Процессы, происходящие в жидкостном контуре системы, являются необратимыми вследствие того, что теплота, переносимая жидкостью, отнимается и рассеивается в окружающей среде вторым тепловым контуром этой системы — воздушным.

Контур — жидкостный и воздушный — образуют систему жидкостного охлаждения, схема которой представлена на рисунке 1.

Начальными параметрами системы принимаем значения параметров охлаждающей жидкости на выходе из рубашки охлаждения, конечными — потока жидкости на выходе из радиатора.

Процессы в системе охлаждения определяются уравнениями состояния системы. Данная система является простой, уравнение состояния при установившемся тепловом режиме имеет вид:

$$Q = f(p, v, T); \frac{dT}{d\tau} = 0.$$

При установившемся тепловом режиме в закрытой системе охлаждения давление и объем неизменны ($p = const$, $v = const$). Температура является переменной только при воздействии внешних факторов. Внешними факторами, воздействующими на протекание процессов в системе, являются тепловой поток от цилиндров и условия окружающей среды. При увеличении нагрузки на двигатель, в данном случае дизельный, автоматически увеличивается расход топлива и соответственно увеличивается тепловой поток в охлаждающую жидкость системы. При повышении темпе-

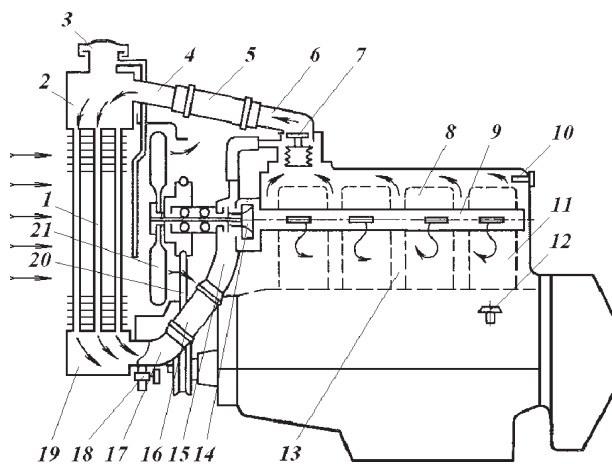


Рисунок 1 — Схема жидкостной системы охлаждения двигателя:

~> поток жидкости; > поток воздуха;

- 1 — радиатор; 2 — верхний бачок; 3 — пробка радиатора;
 4 — верхний патрубок радиатора; 5 и 16 — резиновые шланги;
 6 и 15 — соответственно отводящий и подводящий патрубки;
 7 — термостат; 8 — головка блока; 9 — водораспределительная трубка; 10 — датчик указателя температуры жидкости; 11 — блок цилиндров; 12 и 18 — сливные краны; 13 — жидкостная рубашка;
 14 — крыльчатка жидкостного центробежного насоса; 17 — нижний патрубок радиатора; 19 — нижний бачок радиатора; 20 — ремень привода вентилятора; 21 — вентилятор

ратуры окружающей среды увеличивается внутренняя энергия массы двигателя, что оказывает влияние на начальные параметры жидкостного контура [3, 4].

Жидкостный контур (см. рисунок 1) заполнен охлаждающей жидкостью. Жидкость при работе двигателя непрерывно циркулирует внутри замкнутого контура. Если выделить некоторый объем жидкости и проследить его перемещение в контуре, можно отметить периодичность поступления выделенного объема жидкости к источнику теплоты. Проходя по контуру со строгой периодичностью, жидкость уносит некоторое количество теплоты от цилиндров. Условно можно утверждать, что жидкостный контур системы охлаждения является циклической тепловой установкой.

Принцип работы установки заключается в следующем. Вначале после запуска двигателя термостат закрыт и жидкость циркулирует по малому кругу, минуя радиатор. После запуска двигателя жидкость нагревается от температуры окружающей среды до температуры открытия клапана термостата. Внутренняя энергия жидкости увеличивается, повышается энергия и всей массы двигателя.

При достижении температуры открытия клапана термостата жидкость поступает к радиатору, в котором некоторое количество теплоты передается через поверхности радиатора потоку охлаждающего воздуха. Создается перепад между температурой жидкости на выходе из двигателя и входе в него после прохождения радиатора. Количество теплоты, отнятое от охлаждающей жидкости и рассеянное в окружающей среде, пропорционально этому перепаду температуры. При установившемся тепловом режиме системы охлаждения перепад температуры жидкости остается постоянным и количество отводимой теплоты неизменным.

По мере изменения нагрузки, например, при увеличении, количество теплоты, поступающей в жидкость, увеличивается, соответственно повышается ее внутренняя энергия. Однако перепад температуры жидкости и отводимое количество теплоты от радиатора остаются неизменными, вследствие чего происходит повышение температурного режима, как системы охлаждения, так и двигателя.

Поток воздуха, отводящий теплоту от радиатора, постоянный, если не применяются технические средства его увеличения. При увеличении внутренней энергии массы радиатора за счет увеличения количества теплоты, поступающей от охлаждающей жидкости, температура поверхности охлаждения его увеличивается. Количество теплоты, отводимое потоком воздуха, несколько увеличивается вследствие увеличения его теплоемкости при постоянном перепаде температуры воздуха на входе в радиатор и выходе из него.

В случае если количество теплоты, поступающей в жидкость, превышает количество теплоты, отводимое потоком воздуха, наступает неустановившийся тепловой режим, приводящий к увеличению температуры охлаждающей жидкости и перегреву двигателя. Уравнение в общем виде состояния системы охлаждения при неустановившемся тепловом режиме — перегреве — имеет вид:

$$Q = f(p, v, T, \tau), \frac{dT}{d\tau} \neq const.$$

Рассмотрим характер движения охлаждающей жидкости в каналах жидкостного контура. Жидкостный контур представляет совокупность каналов, по которым циркулирует охлаждающая жидкость. Каналы в поперечном сечении могут быть круглыми, эллипсными или в виде прямоугольных плоских щелей. Для эффективности охлаждения наиболее нагреваемых деталей вокруг них образуют расширенные полости, которые заполняются жидкостью. Каналы и полости соединены между собой перепускными соединительными каналами, создавая замкнутый контур.

В головке блока также выполняются расширенные полости вокруг наиболее нагреваемых деталей клапанного механизма и системы впрыска топлива. Вокруг цилиндров в блоке расширенные полости позволяют жидкости циркулировать, омывая наружные поверхности цилиндров по спирали или по кругу при одновременном перемещении сверху вниз или снизу вверх в зависимости от компоновки насоса.

Рубашка охлаждения с радиатором соединена соединительными патрубками, как правило, круглого сечения. Жидкость в соединительный патрубок радиатора поступает непосредственно из головки или из сборного коллектора. Сборные распределительные коллекторы могут выполняться и при подаче жидкости к цилиндрам многоцилиндрового двигателя.

В радиаторе имеются сборные емкости с расширенными полостями в верхнем и нижнем бачках. Каналы между верхним и нижним бачками образуют множество плоскоовальных трубок. Внутреннее поперечное сечение каналов в трубках можно представить плоской узкой щелью овальной формы. Таким образом, жидкостный контур состоит из полостей, щелей и множества каналов различного поперечного сечения.

Каналы циркуляции жидкости могут располагаться горизонтально, наклонно (под углом к горизонтальной плоскости) и вертикально. Расположение каналов в блоке определяется компоновкой жидкостного насоса, наиболее нагреваемых деталей, числом цилиндров, конструкцией блока. Насос может иметь верхнее, среднее или нижнее компоновочное расположение относительно цилиндров в блоке. Поперечное сечение каналов, их компоновочное расположение и протяженность определяют характер движения жидкости, энергозатраты на проталкивание ее в каналах жидкостного контура.

Жидкость в контуре имеет направленную циркуляцию. Направление циркуляции обеспечивает поступление охлажденной в радиаторе жидкости от жид-

костного насоса в головку и к гильзам цилиндров, как наиболее нагретым деталям двигателя. Нагретая в рубашке охлаждения жидкость поступает в верхнюю полость радиатора.

Характер движения охлаждающей жидкости в контуре в значимой степени определяется поперечным сечением каналов. К этому каналы имеют ограниченное поперечное сечение, внутренние поверхности каналов в рубашке охлаждения имеют значительную шероховатость вследствие получения их методом литья. Наличие в конструкции блока бобышек, перегородок, ребер жесткости влияет на характер циркуляции жидкости в рубашке охлаждения.

Используя общие положения механики жидкостей и газов теории теплопередачи [1, 2, 6], составим уравнения движения жидкости в каналах, положение которых характерно применяемым в системах охлаждения.

Составим уравнение движения жидкости в ограниченном по поперечному сечению горизонтальном канале. Схема к выводу уравнения движения жидкости в рассматриваемом канале приведена на рисунке 2.

Выделим в потоке жидкости элементарный объем: $dv = dx \cdot dy \cdot dz$.

Примем положение выделенного объема dv , смещенным относительно оси симметрии канала OX вдоль оси OY , и характер движения жидкости ламинарным.

На элемент dv действуют силы, которые согласно второму закону Ньютона уравновешиваются движущей силой, т.е. движущая сила равна алгебраической сумме действующих на выделенный элемент сил:

$$F = \sum F_i.$$

Поток жидкости перемещается вдоль оси OX , на выделенный объем действуют следующие силы.

Сила тяжести F_g , равная произведению массы m на ускорение свободного падения g :

$$F_g = mg,$$

в данном случае $m = \rho \cdot dv$ и:

$$F_g = \rho \cdot dv \cdot g, \quad (1)$$

где ρ — плотность жидкости.

Сила F_p в горизонтальном канале направлена нормально к направлению движения потока жидкости.

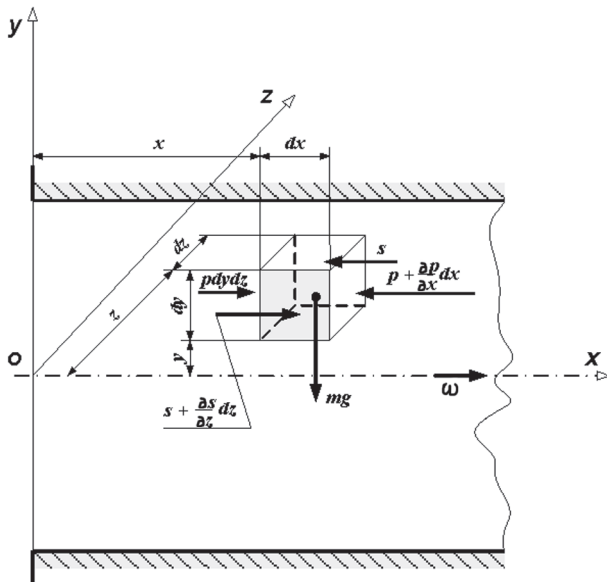


Рисунок 2 — Схема к выводу уравнения движения жидкости в горизонтальном канале

Сила давления равнодействующая F_p определяется разностью давления текущей жидкости на переднюю и заднюю грани выделенного объема в плоскости YOZ . Примем, что на заднюю грань действует давление p , тогда на переднюю будет действовать избыточное давление равное $\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right)$ и противоположно направлению оси X .

В этом случае равнодействующая силы давления будет равна:

$$\begin{aligned} F_p &= p \cdot dx \cdot dy \cdot dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dy dz = \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz = -\frac{\partial p}{\partial x} dv \end{aligned} \quad (2)$$

и направлена в сторону, противоположную движению жидкости.

Сила трения F_m возникает на левой и правой боковых гранях выделенного элемента объема в плоскости XOZ , скорости течения жидкости на которых не одинаковы. По закону Ньютона между слоями жидкости в любой точке потока, движущимися с различными скоростями, возникает сила внутреннего трения, равная:

$$s = \mu \frac{d\omega}{dn}$$

и противодействующая движению. Эта сила пропорциональна скорости ω , действует в плоскости, ориентированной по направлению движения жидкости. При $d\omega/dn = 1$ сила трения равна коэффициенту вязкости μ .

Со стороны грани, скорость движения жидкости у которой больше, действует избыточная сила трения. Равнодействующая этой силы трения выделенного объема будет определяться по формуле:

$$\begin{aligned} \left(s + \frac{\partial s}{\partial z} dz\right) dx dy - s \cdot dx \cdot dy = \\ = \frac{\partial s}{\partial z} dx dy dz = \frac{\partial s}{\partial z} dv. \end{aligned} \quad (3)$$

Приняв $s = \mu \frac{d\omega_x}{dn}$ по формуле (3), получим:

$$\frac{\partial s}{\partial z} dv = \mu \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial z^2} dv.$$

Сила направлена в сторону движения жидкости.

В данном случае на характер движения потока жидкости действуют силы F_p и F_s , определим равнодействующую всех сил относительно направления движения жидкости вдоль оси X :

$$F = -\frac{\partial p}{\partial x} dv + \mu \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial z^2} dv. \quad (4)$$

По закону Ньютона $F = \rho dv \frac{d\omega_x}{d\tau}$, уравнение (4) запишем в виде:

$$\rho \frac{d\omega_x}{d\tau} dv = -\frac{\partial p}{\partial x} dv + \mu \frac{d^2 \omega_x}{dz^2} dv.$$

Сократив dv , получим уравнение движения жидкости в горизонтальном канале:

$$\rho \frac{d\omega_x}{d\tau} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{d^2 \omega_x}{dz^2}. \quad (5)$$

Составляющая левой части уравнения $\frac{d\omega_x}{d\tau}$ является полной производной от скорости по времени, которую можно записать в виде:

$$\frac{d\omega_x}{d\tau} = \frac{\partial\omega_x}{\partial\tau} + \omega_x \frac{\partial\omega_x}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial\omega_x}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial\omega_x}{\partial z}.$$

Тогда уравнение движения жидкости в развернутом виде можно записать:

$$\begin{aligned} \frac{\partial\omega_x}{\partial\tau} + \omega_x \frac{\partial\omega_x}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial\omega_x}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial\omega_x}{\partial z} = \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2\omega_x}{\partial z^2}. \end{aligned} \quad (6)$$

Поскольку при ламинарном характере движения жидкости в канале ограниченного сечения составляющие:

$$\omega_y \frac{\partial\omega_x}{\partial y} = 0 \text{ и } \omega_z \frac{\partial\omega_x}{\partial z} = 0$$

уравнение (6) движения жидкости в горизонтальном канале запишем в виде:

$$\frac{\partial\omega_x}{\partial\tau} + \omega_x \frac{\partial\omega_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2\omega_x}{\partial z^2}. \quad (7)$$

В наклонном канале (рисунок 3) в уравнении (4) появляется составляющая силы тяжести $F_g \sin\alpha$, направленная против движения жидкости. Уравнение (4) запишем в развернутом виде:

$$F = -\rho g \sin\alpha dv - \frac{\partial p}{\partial x} dv + \mu \frac{\partial^2\omega_x}{\partial z^2} dv.$$

После преобразования уравнение движения жидкости в наклонном канале будет иметь следующий вид:

$$\frac{\partial\omega_x}{\partial\tau} + \omega_x \frac{\partial\omega_x}{\partial x} = -g \sin\alpha - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2\omega_x}{\partial z^2}. \quad (8)$$

При наклоне канала вверх ($\pi > \alpha > 2\pi$) составляющая силы тяжести будет иметь знак минус (-), при наклоне канала вниз ($\pi < \alpha < 2\pi$) составляющая силы тяжести будет иметь знак плюс (+), а при $\alpha=0$ или $\alpha=2\pi$ эта составляющая равна нулю. В рубашке охлаждения двигателя каналы могут располагаться

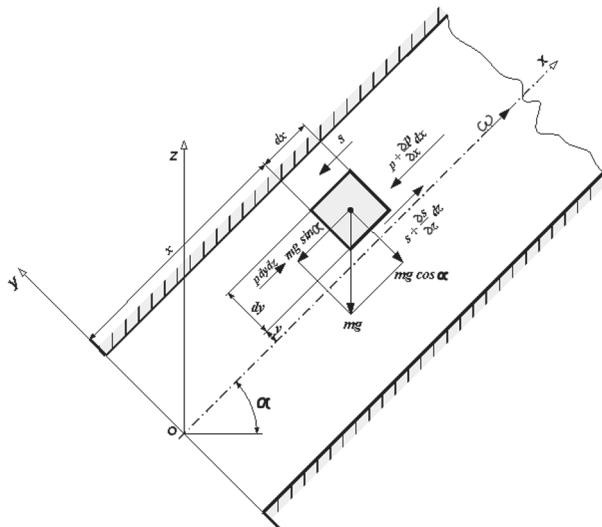


Рисунок 3 — Схема к выводу уравнения движения жидкости в наклонном канале

горизонтально или наклонно и даже вертикально, поэтому каждому участку движения жидкости соответствует математическое описание ее уравнения движения.

При вертикальном расположении канала, например радиатора (рисунок 4), в уравнении (4) появляется составляющая $F_g = \rho g dv$ со знаком плюс (+) при движении жидкости вниз по каналу и знаком минус (-) при движении вверх по каналу. Уравнение движения жидкости в вертикальном канале относительно оси OY будет иметь вид:

$$\frac{\partial\omega_y}{\partial\tau} + \omega_y \frac{\partial\omega_y}{\partial y} = \pm g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2\omega_y}{\partial z^2}. \quad (9)$$

Энергия потока в канале зависит от внутренней энергии жидкости, скорости ее движения и потенциальной энергии при наклоне канала или вертикальном его положении.

В жидкостном контуре системы охлаждения, состоящем из рубашки охлаждения, радиатора и соединительных патрубков, каналы могут иметь самое различное положение относительно координатных осей.

Внутренняя тепловая энергия потока определяется количеством подводимой к жидкости теплоты от нагретых цилиндров, объемом циркулирующей жидкости и давлением в контуре.

Кинетическая энергия определяется скоростью потока жидкости в каналах контура, при наклоне канала возникает потенциальная энергия. Кинетическая энергия в совокупности с потенциальной определяют затраты мощности на привод насоса системы охлаждения.

Уравнение энергии потока жидкости в контуре можно составить на основании первого закона термодинамики. В условиях передачи теплоты для единицы объема жидкости это уравнение записывается в виде [1, 2]:

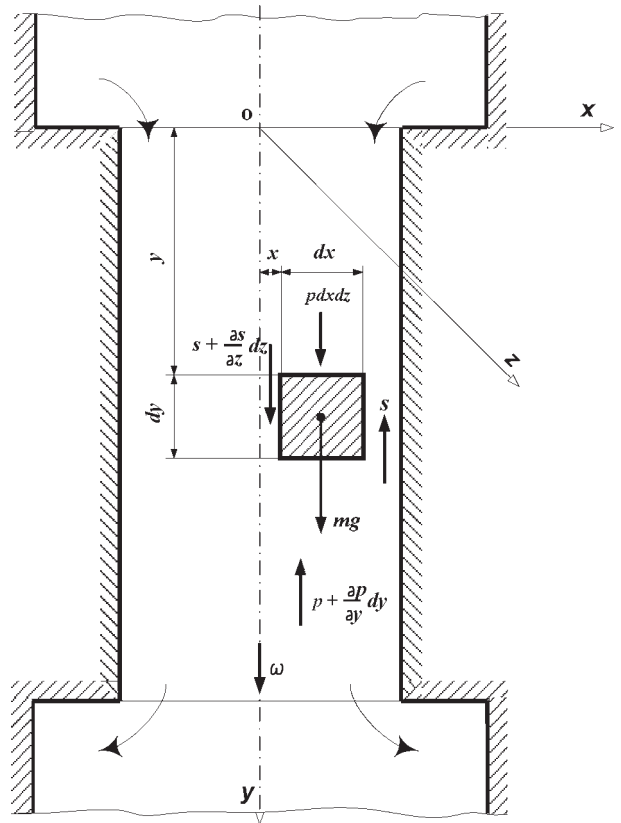


Рисунок 4 — Схема к выводу уравнения движения жидкости в вертикальном канале

$$q_v d\tau + L d\tau = \rho du + \rho d\left(\frac{\omega^2}{2}\right) \pm \rho g dH, \quad (10)$$

где q_v — количество теплоты, подведенное к единице объема жидкости в единицу времени; L — работа внешних сил над единицей объема в единицу времени; u — внутренняя энергия жидкости; H — высота подъема или опускания единицы жидкости в наклонном или вертикальном каналах.

Знак (+) будет иметь место для потока с наклоном канала вверх или при движении жидкости вверх при вертикальном расположении канала, знак минус (-) — при движении жидкости в наклонном или вертикальном канале вниз.

Термодинамическое состояние жидкости характеризуется параметром, называемым энтальпией. Энтальпия рабочего тела равна сумме его внутренней энергии и работе «расширения — сжатия». Математическое выражение энтальпии записывается в виде:

$$i = u + pv.$$

Откуда дифференциальное уравнение внутренней энергии:

$$du = di - d(pv).$$

Для единицы объема жидкости внутренняя энергия будет равна:

$$du = di - d\left(\frac{p}{\rho}\right) = di - \frac{dp}{\rho} + \rho^{-2} p d\rho. \quad (11)$$

Пренебрегая работой внешних сил в условиях теплообмена, уравнение (10) запишем в виде:

$$q_v d\tau = \rho du + \rho d\left(\frac{\omega^2}{2}\right) \pm \rho g dH. \quad (12)$$

Для определения количества теплоты q_v выделим в потоке объем V и тепловое воздействие на поверхность объема F заменим вектором q_F . Уравнение теплового баланса выделенного объема имеет вид:

$$\int_V q_v dV + \int_F q_F dF = \int_V q_{BH} dV, \quad (13)$$

где q_{BH} — мощность в выделенном объеме внутренних источников теплоты.

На основании теоремы Гаусса—Остроградского составляющее $q_F dF$ уравнения (13) можно записать:

$$\int_F q_F dF = \int_V \text{div} q_F dV.$$

Подставив это выражение в уравнение (13), получим:

$$\int_V q_v dV + \int_V \text{div} q_F dV = \int_V q_{BH} dV.$$

Откуда количество теплоты в единице объема будет равно:

$$q_v = q_{BH} - \text{div} q_F. \quad (14)$$

Подставим полученное выражение q_v (14) и внутренней энергии du (11) в уравнение (10):

$$q_{BH} - \text{div} q_F = \rho \frac{di}{d\tau} - \frac{dp}{d\tau} + \frac{p}{\rho} \frac{d\rho}{d\tau} + \rho \frac{d\left(\frac{\omega^2}{2}\right)}{d\tau} \pm \rho g \frac{dH}{d\tau}. \quad (15)$$

Запишем $\text{div} q_F$ в виде:

$$\text{div} q_F = \frac{\partial q_{FX}}{\partial x} + \frac{\partial q_{FY}}{\partial y} + \frac{\partial q_{FZ}}{\partial z}. \quad (16)$$

Согласно с законом Фурье составляющие $\text{div} q_F$ равны:

$$q_{FX} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x}; \quad q_{FY} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial y}; \quad q_{FZ} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial z}.$$

Тогда уравнение (16) запишем в виде:

$$\text{div} q_F = -\lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = -\lambda \nabla^2 t,$$

где $\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}$ — оператор Лапласа.

Приняв $\text{div} q_F = -\lambda \nabla^2 t$ и $di = c_p dt$, уравнение (15) запишем в виде:

$$q_{BH} + \lambda \nabla^2 t = \rho c_p \frac{dt}{d\tau} - \frac{dp}{d\tau} + \frac{p}{\rho} \frac{d\rho}{d\tau} + \rho \frac{d\left(\frac{\omega^2}{2}\right)}{d\tau} \pm \rho g \frac{dH}{d\tau}. \quad (17)$$

В охлаждающей жидкости внутренние источники теплоты отсутствуют $q_{BH} = 0$, теплообмен происходит при постоянном давлении $p = \text{const}$, плотность жидкости принимаем постоянной $\rho = \text{const}$, тогда уравнение (17) примет вид:

$$\lambda \nabla^2 t = \rho c_p \frac{dt}{d\tau} + \rho \frac{d\left(\frac{\omega^2}{2}\right)}{d\tau} \pm \rho g \frac{dH}{d\tau}. \quad (18)$$

Уравнение (18) является дифференциальным уравнением энергии потока жидкости системы охлаждения. Из этого уравнения (18) получим математическое выражение скорости изменения температуры охлаждающей жидкости:

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \nabla^2 t - \frac{1}{c_p} \frac{d\left(\frac{\omega^2}{2}\right)}{d\tau} \mp \frac{g}{c_p} \frac{dH}{d\tau}. \quad (19)$$

Таким образом температура охлаждающей жидкости в системе охлаждения зависит от физических свойств жидкости, уменьшается при увеличении ее скорости и движении по наклонным или вертикальным каналам вверх.

Пренебрегая кинетической энергией жидкости при умеренных скоростях и потенциальной энергией при незначительных перепадах по высоте, уравнение (19) превращается в классическое уравнение теплопроводности:

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \nabla^2 t.$$

Полная производная температуры от времени записывается в виде:

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial \tau},$$

где $\frac{\partial x}{\partial \tau} = \omega_x$, $\frac{\partial y}{\partial \tau} = \omega_y$ и $\frac{\partial z}{\partial \tau} = \omega_z$.

Тогда уравнение (19) записывается в виде:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial t}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial t}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial t}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \nabla^2 t - \frac{1}{c_p} \frac{d\left(\frac{\omega^2}{2}\right)}{d\tau} \mp \frac{g}{c_p} \frac{dH}{d\tau}. \quad (20)$$

Для движущейся жидкости в горизонтальном канале принимаем параметры $\omega_y=0$ и $\omega_z=0$, т.е. движение жидкости осуществляется в направлении одной координаты X , тогда уравнение (20) можно записать математическим выражением:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial t}{\partial x} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \nabla^2 t - \frac{1}{c_p} \frac{d\left(\frac{\omega^2}{2}\right)}{d\tau} \mp \frac{g}{c_p} \frac{dH}{d\tau}. \quad (21)$$

В наклонном канале ($\omega_z = 0$, $\omega_y \frac{\partial t}{\partial y} \neq 0$) вверх скорость потока уменьшается и при наклоне вниз — увеличивается. Следовательно, и производная $\frac{\partial t}{\partial \tau}$ зависит от наклона канала.

Количество теплоты, поступающей в единицу времени в единицу объема жидкости, равно:

$$q_v = \rho c_p \frac{dt}{d\tau} + \rho \frac{d\left(\frac{\omega^2}{2}\right)}{d\tau} \pm \rho g \frac{dH}{d\tau}. \quad (22)$$

При умеренной скорости потока жидкости составляющей $\rho \frac{d\left(\frac{\omega^2}{2}\right)}{d\tau}$ пренебрегаем и тогда:

$$q_v = \rho c_p \frac{dt}{d\tau} \pm \rho g \frac{dH}{d\tau}.$$

При циркуляции жидкости в горизонтальном канале:

$$q_v = \rho c_p \frac{dt}{d\tau}.$$

Умножим обе части уравнения (22) на объем жидкости V , циркулирующей в контуре, получим количество теплоты, поступающей в поток охлаждающей жидкости в единицу времени:

$$Q_v = \rho c_p V \frac{dt}{d\tau} + \rho V \frac{d\left(\frac{\omega^2}{2}\right)}{d\tau} \pm \rho g V \frac{dH}{d\tau}. \quad (23)$$

Переменными уравнения (23) являются скорость изменения температуры $\frac{\partial t}{\partial \tau}$, ускорение движения потока жидкости $\frac{d\left(\frac{\omega^2}{2}\right)}{d\tau}$ и изменение высоты подъема или опускания каналов контура относительно горизонтальной плоскости установки жидкостного насоса.

Из приведенного следует:

- энергия в виде теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость системы охлаждения, зависит от времени кон-

такта жидкости с нагретыми поверхностями двигателя, скорости движения потока жидкости в каналах и положении каналов относительно горизонтальной плоскости; - жидкость, проходя через сердцевину радиатора, передает теплоту через поверхности трубок и охлаждающих пластин или лент потоку воздуха, т.е. охлаждается; общие закономерности физических процессов нагревания и охлаждения потоков жидкости и воздуха одинаковы; приняв вертикальную компоновочную установку радиатора, количество теплоты, передаваемой потоком жидкости воздуху будет определяться по уравнению (23), при этом составляющая потенциальной энергии будет со знаком (-); - по физической сущности энергия потока жидкости состоит из параметров, определяющих процессы теплообмена, кинетическую энергию циркулирующего потока жидкости по каналам жидкостного контура, а также параметров, определяющих потенциальную энергию потока жидкости вследствие наклонного или вертикального положения каналов жидкостного контура.

Применив приведенные теоретические положения при рассмотрении движения потока воздуха через сердцевину радиатора, из уравнения (23) следует, что наклонное положение каналов потока воздуха вверх относительно горизонтальной плоскости позволяет увеличить рассеиваемое количество теплоты от радиатора и его тепловую эффективность, что и явилось обоснованием для создания новой конструкции радиатора [8].

Список литературы

1. Четкин, А.В. Теплотехника: учеб. для хим.-технол. спец. вузов / А.В. Четкин, Н.А. Занемонец. — М.: Высш. шк., 1986. — 344 с.
2. Исаченко, В.П. Теплопередача: учеб. для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Энергия, 1975. — 488 с.
3. Тарасенко, В.Е. Обеспечение температурного режима системы охлаждения дизеля сельскохозяйственного трактора совершенствованием жидкостного и воздушного контуров: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / В.Е. Тарасенко. — Минск: 2009. — 179 с.
4. Якубович, А.И. Нестационарный температурный режим дизеля / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2008. — № 3(4). — С. 19—23.
5. Якубович, А.И. Определение поверхности охлаждения радиатора / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко // Вестн. БНТУ. — 2009. — № 1. — С. 54—61.
6. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа: учеб. для вузов / Л.Г. Лойцянский. — 7-е изд., испр. — М: Дрофа, 2003. — 840 с.
7. Якубович, А.И. К вопросу определения количества теплоты, поступающей в систему охлаждения дизеля трактора / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко // Энергетич. вестн.: сб. науч. тр.: материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 100-летию со дня рождения В.Ю. Гессена / Санкт-Петербургский гос. аграрн. ун-т; редкол.: А.Г. Гушинский [и др.]. — СПб.: 2009. — С. 286—293.
8. Радиатор системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания: решение о выдаче патента по заявке на полезную модель от 31.08.2010. / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко; заявитель УО «Белорусский государственный аграрный технический университет». — № 20100221; заявл. 05.03.2010.

Yakubovich A.I., Tarasenko V.E.

The equations of movement and energy stream of a liquid in cooling system of the engine

Results of theoretical research movement of a liquid in channels cooling system of the engine are presented. The equations movement of a liquid in channels with a various arrangement are received. The questions, concerning changes energy of stream of a liquid in a liquid contour cooling system are considered.

Поступила в редакцию 20.09.2010