

Г.В. Макарова, канд. техн. наук
С.В. Соловьёв

Великолукская государственная сельскохозяйственная академия

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ К ОПРЕДЕЛЕНИЮ УДЕЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО ПОТОКА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПАРАМЕТРОВ СЕРДЕЧНИКА ИНДУКЦИОННОГО НАГРЕВАТЕЛЯ ЖИДКОСТИ

Основной особенностью индукционного нагрева является выделение теплоты в самих нагреваемых телах, что позволяет передать в них больше мощности, получить высокий термический коэффициент полезного действия за счет выделения теплоты только в требуемых частях объемов. В ряде случаев удалось получить температурные распределения, недостижимые при других способах нагрева (например, с обратным теплоперепадом, когда внутренние слои нагреваются до температуры большей, чем максимальная температура поверхности за весь период нагрева) [1].

Задачей данного исследования является определение функциональной зависимости удельного теплового потока с поверхности трубы, являющейся сердечником индукционного нагревателя, от ее размеров при наличии неравномерно распределенных источников тепла в материале трубы [2].

Следует рассмотреть бесконечно длинную цилиндрическую трубу, которая имеет внутренний радиус r_1 , наружный радиус r_2 , постоянный коэффициент теплопроводности λ и неравномерно распределенные источники тепла производительностью q_v . Тепло отдается в окружающую среду как с наружной поверхности, так и с внутренней, при этом должен существовать максимум температуры внутри стенки трубы. Изотермическая поверхность, соответствующая максимальной температуре t_{max} , разделяет цилиндрическую стенку на два слоя: наружный и внутренний, которые передают тепло наружу и внутрь трубы соответственно (рисунок).

Максимальное значение температуры соответствует условию $dt / dr = 0$, и тепловой поток через данную поверхность равен нулю ($q = 0$).

Далее вводят значение радиуса r_0 , который соответствует максимальной температуре t_{max} . По радиусу r_0 проходит изотермический слой, который разделяет тепловые потоки на внутренний и наружный — q_1 и q_2 соответственно.

Производительность источников тепла q_v уменьшается нелинейно от внешней поверхности трубы радиусом r_2 до внутренней радиусом r_1 . Тепловая производительность зависит от тепловой мощности, выделяемой в металлической трубе индукционного нагревателя [3] и от ее объема.

Понятие средней тепловой производительности для внутреннего и наружного слоя, граница разделения которых будет проходить по радиусу r_0 , таково:

для внутреннего слоя

$$q_{v1} = \frac{\int_{r_1}^{r_0} q_v dr}{r_0 - r_1}; \quad (1)$$

для наружного слоя

$$q_{v2} = \frac{\int_{r_0}^{r_2} q_v dr}{r_2 - r_0}. \quad (2)$$

Неизвестной величиной в выражениях (1) и (2) является r_0 . Выражают его через уравнение процесса теплопроводности. В слоях температура будет изменяться только в направлении от радиуса r_0 к поверхности и процесс теплопроводности будет описываться следующим уравнением [2]:

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt}{dr} + \frac{q_v}{\lambda} = 0, \quad (3)$$

где t — температура в теле трубы на радиусе r .

Находят интеграл этого выражения

$$t = -\frac{q_v r^2}{4\lambda} + C_1 \ln r + C_2, \quad (4)$$

где C_1, C_2 — постоянные интегрирования.

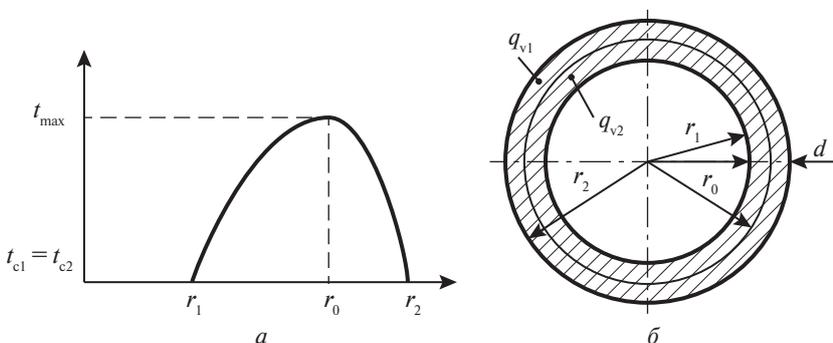


Схема к расчету параметров сердечника индукционного нагревателя:

a — распределение температуры по сечению трубы;
 b — поперечное сечение сердечника

Постоянные интегрирования определяют из граничных условий:

для наружной поверхности трубы при $r = r_0$

$$q = 0; \quad (5)$$

при $r = r_2$

$$\left(\frac{dt}{dr}\right)_{r=r_2} = -\frac{\alpha}{\lambda}(t_{C2} - t_{ж2}); \quad (6)$$

для внутренней поверхности трубы при $r = r_1$

$$\left(\frac{dt}{dr}\right)_{r=r_1} = \frac{\alpha}{\lambda}(t_{C1} - t_{ж1}); \quad (7)$$

при $r = r_0$

$$\left(\frac{dt}{dr}\right)_{r=r_0} = 0. \quad (8)$$

Необходимо рассмотреть случай, когда тепло отводится через наружную поверхность трубы.

Из уравнения (4) получают

$$\frac{dt}{dr} = -\frac{q_v r}{2\lambda} + \frac{C_1}{r}. \quad (9)$$

При $r = r_0$

$$\left(\frac{dt}{dr}\right)_{r=r_0} = -\frac{q_v r_0}{2\lambda} + \frac{C_1}{r_0} = 0, \quad (10)$$

откуда

$$C_1 = \frac{q_v r_0^2}{2\lambda}. \quad (11)$$

При $r = r_2$ из уравнения (4) получают

$$t_{C2} = -\frac{q_{v2} r_2^2}{4\lambda} + \frac{q_{v2} r_1^2}{2\lambda} \ln r_2 + C_2, \quad (12)$$

где t_{C2} — температура наружной стенки трубы, °С.

С учетом граничных условий находят

$$t_{C2} = t_{ж2} + \frac{q_{v2} r_2}{2\alpha} - \frac{q_{v2} r_0^2}{2\alpha r_2}, \quad (13)$$

где $t_{ж2}$ — температура жидкости с внешней поверхности трубы, °С.

Находят C_2 , приравняв (12) и (13):

$$C_2 = t_{ж2} + \frac{q_{v2} r_2}{2\alpha} + \frac{q_{v2} r_2^2}{4\lambda} - \frac{q_{v2} r_0^2}{2\alpha r_2} - \frac{q_{v2} r_1^2}{2\lambda} \ln r_2. \quad (14)$$

Подставляя найденные значения C_1 и C_2 в уравнение (4), получают выражение для температурного поля:

$$t = t_{ж2} + \frac{q_{v2} r_2}{2\alpha} \left[1 - \left(\frac{r_0}{r_2}\right)^2 \right] + \frac{q_{v2} r_2^2}{4\lambda} \left[1 + \left(\frac{r_0}{r_2}\right)^2 \right] 2 \ln \frac{r}{r_2} - \left(\frac{r}{r_2}\right)^2. \quad (15)$$

Температура внешней теплоотдающей поверхности ($r = r_2$) составит

$$t_{C2} = t_{ж2} + \frac{q_{v2} r_2}{2\alpha} \left[1 - \left(\frac{r_0}{r_2}\right)^2 \right]. \quad (16)$$

Удельный тепловой поток с единицы теплоотдающей поверхности определяют по формуле

$$q_1 = \alpha(t_{C2} - t_{ж}) = \frac{q_{v2} r_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{r_0}{r_2}\right)^2 \right]. \quad (17)$$

Нужно рассмотреть случай, когда тепло отводится через внутреннюю поверхность трубы.

Находят постоянные C_1 и C_2 аналогично расчету внешнего слоя в уравнении (4).

Определив постоянные и подставив их в уравнение (4), получают

$$t = t_{ж1} + \frac{q_{v1} r_1}{2\alpha} \left[1 - \left(\frac{r_0}{r_1}\right)^2 \right] + \frac{q_{v1} r_0^2}{4\lambda} \left[2 \ln \frac{r}{r_1} + \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 - \left(\frac{r}{r_0}\right)^2 \right], \quad (18)$$

где $t_{ж1}$ — температура жидкости с внутренней поверхности трубы, °С.

Перепад температур между средой и теплоотдающей поверхностью находят, подставив в выражение (18) значение координаты $r = r_1$. Тогда

$$t_{C1} - t_{ж1} = \frac{q_{v1} r_1}{2\alpha} \left[\left(\frac{r_0}{r_1}\right)^2 - 1 \right], \quad (19)$$

где t_{C1} — температура жидкости у внутренней поверхности трубы, °С;

Температура внутренней теплоотдающей поверхности такова:

$$t_{C1} = t_{ж1} + \frac{q_{v1} r_1}{2\alpha} \left[\left(\frac{r_0}{r_1}\right)^2 - 1 \right]. \quad (20)$$

Удельный тепловой поток с единицы поверхности следующий?

$$q_2 = \alpha(t_{C1} - t_{ж}) = \frac{q_{v1} r_1^2}{2} \left[\left(\frac{r_0}{r_1}\right)^2 - 1 \right]. \quad (21)$$

Чтобы выразить r_0 , необходимо решить совместно систему уравнений (17) и (21), введя коэффициент неравномерности тепловых потоков с внутренней и внешней поверхностей трубы:

$$k = q_2/q_1, \quad (22)$$

при условии

$$t_{C1} = t_{C2}; \quad \alpha_1 = \alpha_2.$$

Используя выражение (22), определяют r_0 :

$$r_0^2 = \frac{kq_{v2}r_2^2 + q_{v1}r_1^2}{q_{v1} + kq_{v2}}. \quad (23)$$

Таким образом, полученное выражение показывает зависимость радиуса изотермической поверхности внутри тонкостенной трубы при ее индукционном нагреве и нелинейном распределении внутренних источников тепла. Для нахождения r_0 необходимо решить систему уравнений (1), (2) и (23); коэффициент неравномерности тепловых потоков k (23) можно определить экспериментально, путем замера величин тепловых потоков с на-

ружной и внутренней поверхностей трубы при ее индукционном нагреве.

Список литературы

1. Немков В.С., Демидович В.Б. Теория и расчет устройств индукционного нагрева. — Л.: Энергоатомиздат, 1988. — 280 с.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. — Изд. 2-е. — М.: Энергия, 1969. — 440 с.
3. Макарова Г.В., Соловьёв С.В. Теоретическое обоснование тепловой мощности в индукционном нагревателе // Научное обеспечение развития АПК в условиях реформирования: материалы Международной научно-практической конференции. — СПб.: СПбГАУ, 2012. — С. 314–317.

УДК 626/628:626.22–628.13

А.В. Кловский

Российский государственный аграрный университет — МСХА имени К.А. Тимирязева

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ КОСОНАПРАВЛЕННЫХ ДОННЫХ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ ПОРОГОВ ПЕРЕМЕННОЙ ВЫСОТЫ

Задачи гарантированного обеспечения водными ресурсами населения и различных отраслей экономики относятся к числу приоритетных направлений Водной стратегии Российской Федерации до 2020 года [1]. В рамках настоящего нормативного документа одним из основных критериев оценки качества подаваемой потребителям воды является минимально возможное содержание в ней различных загрязнителей, в том числе завлеченных в магистральные каналы водохозяйственных систем взвешенных и донных наносов. Обеспечение качественного водозабора и водоподачи может быть достигнуто за счет внедрения в компоновочные схемы водозаборных гидроузлов различных противонаносных устройств и элементов. В этой связи проведение детальных лабораторных исследований гидравлических условий работы таких простых и эффективных противонаносных элементов, как косонаправленные донные циркуляционные пороги с целью выявления фактического характера их взаимодействия с русловым потоком и последующей разработки уточненной методики по их проектированию и эксплуатации является весьма актуальным.

Проведенный автором анализ компоновочных схем бесплотинных водозаборов, зарекомендовавших себя надежной работой в тяжелых наносных и гидрологических условиях, показал, что одним из наиболее эффективных и вместе с тем простых в конструктивном и эксплуатационном отношении противонаносных элементов в их составе является донный циркуляционный порог конструкции

Г.В. Соболина и И.К. Рудакова [2]. Такой порог, расположенный под некоторым углом β к берегу, эффективно перераспределяя удельные расходы по ширине подводящего русла, формирует в потоке искусственную поперечную циркуляцию (ИПЦ), изменяющую характер движения наносов в зоне влияния защищаемого водозаборного сооружения в нужном для практики направлении. За критерий оценки эффективности возбуждения ИПЦ исследователями была принята относительная величина смещения динамической оси потока $\lambda = f/B$, где f — разница в положении центров масс эпюр удельных расходов в створе порога и на участке, находящемся вне зоны влияния порога; B — ширина подводящего русла.

Помимо искусственной поперечной циркуляции активную противонаносную функцию выполняют также защитные винтовые течения вдоль верховой и низовой граней порога, формируемые последним как обтекаемой потоком затопленной преградой [2–4]. Интенсивность всех трех защитных течений зависела в общем случае от угла расположения порога к линии берега β , относительной высоты донного порога $P_{\text{отн}} = P/H_0$ (P — высота донного порога в его средней части, H_0 — глубина воды бытового русла), величины стеснения потока $n = l_{\text{п}} \sin \beta / B$ ($l_{\text{п}}$ — геометрическая длина порога), средней скорости потока v_0 , уклона верхней грани порога $i_{\text{п}}$.

Рекомендации по проектированию донных циркуляционных порогов носят весьма противоре-