

Оксень Ю.И., к.т.н., доцент, Гук А.А., аспирант

(Государственный ВУЗ «Национальный горный университет, г. Днепропетровск, Украина)

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ИСПАРИТЕЛЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСА НА ЕГО ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В условиях экономии энергетических ресурсов и обострения экологических проблем, все большее распространение получают теплонасосные технологии повышения температурного потенциала сбросного тепла или тепла природных источников с целью его использования в системах отопления и горячего водоснабжения.

Теплонасосные технологии являются дорогостоящими, поэтому определение оптимальных параметров работы установки, которые обеспечивают высокую эффективность работы при минимальной стоимости оборудования, является актуальной задачей. Оптимальное решение по теплонасосной установке зависит от параметров всех основных элементов.

Целью данной работы является установление влияния основных конструктивных параметров испарителя теплового насоса на его термодинамические характеристики и массо-габаритные показатели.

Рассматривается горизонтальный кожухотрубный испаритель затопленного типа, в межтрубном пространстве которого кипит фреон. Трубки выполнены с наружным накатным оребрением трапециевидного профиля. Схема расположения трубок в пучке – гексагональная. В трубках движется низкопотенциальный источник тепла – шахтная вода.

Исследование выполнено при следующих условиях: тепловая мощность испарителя 109,4 кВт, начальная температура шахтной воды +16°C, ее расход 100 м³/ч, хладагент – фреон R22.

В качестве исследуемых конструктивных параметров испарителя рассматривается: число трубок в пучке $n_{тр}$, их диаметр d_n и число ходов шахтной воды в аппарате $n_{хх}$.

В гексагональной решетке общее число трубок и внутренний диаметр кожуха $D_{вн}$ определяется числом трубок на диаметре решетки и расстоянием между осями трубок S . Принимаем $S = 1,25d_n$. При полном заполнении межтрубного пространства число труб в пучке определяется в соответствии с [1].

Конструктивные параметры варьировались в следующих пределах: число трубок в пучке от 258 до 546 шт., диаметр трубок от 0,010 до 0,020 м, число ходов шахтной воды от 1 до 5.

При исследовании влияния числа трубок в пучке принималось: наружный диаметр трубок $d_n = 0,012$ м, число ходов шахтной воды $n_{хх} = 3$. Скорость шахтной воды ограничивалась $w_{хх} < 3$ м/с. Результаты моделирования приведены в табл. 1.

Исследование влияния наружного диаметра трубок выполнено при количестве трубок $n_{тр} = 386$ шт. и числе ходов шахтной воды по испарителю $n_{хх} = 3$. Результаты моделирования приведены в табл. 2

Исследование влияния числа ходов шахтной воды выполнено при количестве трубок в аппарате $n_{тр} = 386$ шт. и диаметре трубок $d_n = 0,012$ м. Результаты исследования приведены в табл. 3.

Таблица 1

Результаты моделирования влияния числа трубок

$n_{\text{тр}},$ шт.	$D_{\text{вн}},$ м	$w_x,$ м/с	$q,$ Вт/м ²	$k,$ Вт/(м ² ·°С)	$L,$ м	$F,$ м ²	$m_{\text{пучка}},$ кг	$k_{\text{ээ}}$
546	0,405	1,93	1621	154,0	1,09	67,51	184,4	232,3
459	0,375	2,31	1635	155,4	1,29	66,92	182,8	145,6
386	0,345	2,75	1648	156,6	1,52	66,42	181,4	91,9
319	0,315	3,33	1659	157,7	1,83	65,95	180,2	54,3
258	0,285	4,11	1670	158,7	2,25	65,53	179,0	30,4

Таблица 2

Результаты моделирования влияния диаметра трубок

$d_{\text{н}},$ м	$w_x,$ м/с	$\alpha_x,$ Вт/(м ² ·°С)	$\alpha_a,$ Вт/(м ² ·°С)	$L,$ м	$F,$ м ²	$m_{\text{пучка}},$ кг	$k_{\text{ээ}}$
0,010	4,3	14540	2479	1,83	66,1	178,1	26,3
0,011	3,4	11760	2460	1,66	66,3	179,7	50,7
0,012	2,8	9732	2459	1,52	66,4	181,4	91,9
0,015	1,6	6069	2449	1,24	67,4	187,5	389,9
0,020	0,8	3378	2416	0,97	70,8	200,3	2313,3

Таблица 3

Результаты моделирования влияния числа ходов шахтной воды

$n_{\text{хх}},$ шт.	$w_x,$ м/с	$q,$ Вт/м ²	$k,$ Вт/(м ² ·°С)	$L,$ м	$F,$ м ²	$m_{\text{пучка}},$ кг	$k_{\text{ээ}}$
1	0,92	1521	144,6	1,65	71,93	196,5	1692
2	1,83	1611	153,1	1,56	67,92	185,5	271
3	2,75	1648	156,6	1,52	66,42	181,4	92
4	3,67	1668	158,5	1,50	65,61	179,2	42
5	4,58	1681	159,7	1,49	65,10	177,8	23

Из таблиц видно, что с уменьшением числа трубок величины плотности теплового потока q и коэффициента теплопередачи аппарата k возрастают, а коэффициент энергетической эффективности $k_{\text{ээ}}$ (отношение тепловой мощности к мощности, затраченной на преодоление гидравлического сопротивления аппарата) уменьшается. Изменение количества ходов шахтной воды по испарителю сопровождается увеличением длины трубок L и, соответственно, площади теплообмена F и массы трубного пучка $m_{\text{пучка}}$. При этом увеличивается коэффициент энергетической эффективности. С увеличением диаметра трубок коэффициент теплоотдачи с внутренней поверхности трубок α_x уменьшается, а с наружной α_a увеличивается.

Полученные результаты будут использованы при разработке методики оптимизации параметров теплонасосных установок, утилизирующих геотермальное тепло.

Список литературы

Данилова, Г.Н. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов и др.; Под общ. ред. Г.Н.Даниловой. – 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.