

УДК 628.336:621.472

Серьогин А.А., д.т.н., проф.,
Осьмак А.А.,
Рябокоть Н.В.,

Национальный университет пищевых технологий

ОХЛАЖДЕНИЕ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ САХАРНОГО ЗАВОДА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГРУНТОВЫХ КОНТУРОВ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Представлена зависимость удельного расхода воды на конденсацию пара от ее начальной температуры. Предложен вариант снижения температуры оборотной воды на входе в конденсаторы сахарного завода. Показан пример повышения эффективности работы грунтового теплового насоса.

Представлена залежність витрат води на конденсацію пари від її вхідної температури. Запропоновано варіант зменшення температури оборотної води на вході в конденсатори цукрового заводу. Наведено приклад підвищення ефективності роботи ґрунтової помпи тепла.

Dependence of water specific expense on steam condensation to its initial temperature is present. The decline temperature variant of circulating water on an entrance to condenser of sugar factory is offered. The example of increase efficiency work of the ground heat pump is revealed.

На сахарных заводах, оборудованных вакуум – конденсационными установками, используется чистая и оборотная вода. Контуры оборотного водоснабжения обеспечивают частичное охлаждение оборотной воды в многосекционных вентиляторных градирнях.

Недостаточное охлаждение оборотной воды приводит к необходимости увеличивать количество циркулирующей воды и производительность перекачивающих насосов [1].

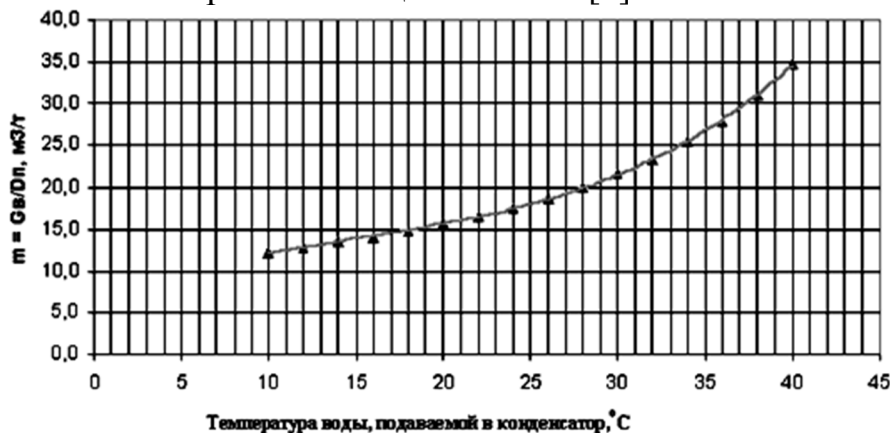


Рис. 1- Зависимость удельного расхода воды на конденсацію пари от ее начальной температуры, где $G_{в}$ - количество воды, $D_{п}$ - количество утфельного пара

На рис. 1 видно, что снижение температуры воды, подаваемой в конденсаторы, только на 5 °С, уменьшает ее расход на 20 % 1.

С другой стороны, при охлаждении поступающей от конденсаторов оборотной воды с температурой 50 °С на, например, 20 °С при расходе 2500 м³/ч выбрасывается 58 МВт тепла.

Использование грунтовых тепловых насосов для отопления и подготовки горячей воды требует создания грунтового контура в виде инсталлированных в грунт вертикальных или горизонтальных теплообменников. Наличие грунтового контура обеспечивает бесплатный источник тепловой энергии, который покрывает около 75 % общей потребности объекта в тепловой энергии. Перенос из грунта низкопотенциального тепла приводит к его охлаждению. Температура теплоносителя в грунтовом теплообменнике уменьшается от 10 °С в начале отопительного сезона до 0 °С и ниже, в его конце. При этом среднегодовой коэффициент эффективности теплового насоса COP составляет 4 [4].

Поднятие температуры грунтового массива, в котором расположен грунтовый теплообменник теплового насоса, до, например, 20 °С может привести к повышению среднегодового коэффициента эффективности теплового насоса до уровня 7 составляет – 2.

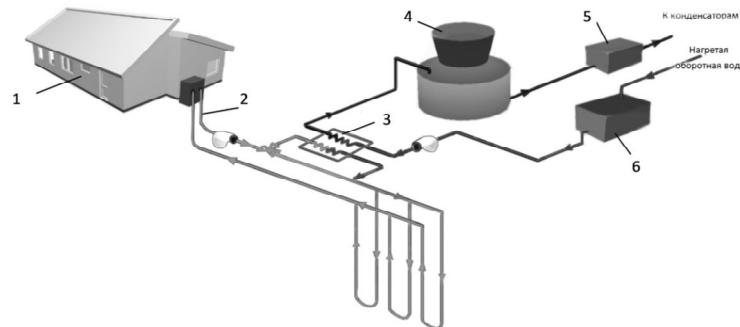


Рис. 2 - Схема охлаждения оборотной воды через грунтовый контур теплового насоса: 1 – отопляемый объект, 2 – грунтовый тепловой насос, 3 – теплообменник, 4 – градирня, 5 – сборник охлажденной воды, 6 – сборник горячей воды.

Для зданий, находящихся на территории сахарного завода и в прилегающих зонах, могут быть проведены расчеты теплонасосных установок с гибридными грунтовыми контурами.

Для объекта расположенного, например, в полтавском регионе с теплотерями 120 кВт величина расчетного годового теплотребления на отопление составит [2]

$$Q_{\text{год}} = 0,086 \cdot Q \cdot S / (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \text{ ГДж},$$

Где Q – теплотери объекта, кВт,

S – расчетное количество градусо/суток отопительного периода, (для полтавского региона 3721)

$t_{\text{в}}$ – расчетная внутренняя температура объекта, С (принимается 20 °С)

t_n – наружная температура воздуха самой холодной пятидневки, С (-23 °С для полтавского региона) 3

$$Q_{\text{год}} = 0,086 \cdot Q \cdot S / (t_b - t_n) = 0,086 \cdot 120 \cdot 3721 / (20 - (-23)) = 897,19 \text{ ГДж или } 249 \ 219 \text{ кВт}\cdot\text{ч.}$$

При инсталляции грунтового теплового насоса в качестве источника тепла такого объекта годовой расход электрической энергии при коэффициенте эффективности теплового насоса COP=4 составит $249219/4=62 \ 305$ кВт·ч.

Критерием эффективности теплового насоса служит COP – коэффициент преобразования η , величина которого определяется отношением его тепловой мощности к мощности электропривода компрессора. Эта величина является функцией температур кипения в испарителе t_u и конденсации t_k , а применительно к тепловым насосам «вода-вода», - речь идет о температурах жидкости на выходе из испарителя $t_{2и}$ и на выходе из конденсатора $t_{2к}$:

$$\eta = f(t_{2и}, t_{2к}) = 0,1729 \cdot (41,5 + t_{2и} - 0,015 t_{2и} \cdot t_{2к} - 0,437 \cdot t_{2к})$$

Предположим, что в результате расчета системы отопления объекта выбрана низкотемпературная система с теплоносителем 50°C. В качестве теплового насоса используем оборудование шведской фирмы NIBE.

Для покрытия тепловой нагрузки в 120 кВт выбираем теплонасосную установку в составе двух грунтовых тепловых насосов F1330-60 [5]. В технических характеристиках теплового насоса указаны, в т.ч. производительность и расход электроэнергии в режиме 0 °С/50 °С (0°C на входе в испаритель и 50 °С на выходе из конденсатора) 54,8/17 кВт, расчетный поток через грунтовый контур теплового насоса 2,78 л/с. Примем, для дальнейших расчетов, COP=3,22. Тогда определим температуру на выходе из испарителя теплового насоса:

$$t_{2и} = (\eta + 0,0755 \cdot t_{2к} - 7,175) / (0,1729 - 0,0026 \cdot t_{2к}) = (3,22 + 0,0755 \cdot 50 - 7,175) / (0,1729 - 0,0026 \cdot 50) = -4,2 \text{ С}$$

Влияние на интенсивность теплообмена в грунте оказывают такие его свойства как температура t_g в естественном состоянии, плотность ρ , теплопроводность λ , температуропроводность α и влажность w [6].

Рассчитаем грунтовый контур теплонасосной установки.

По данным геологических исследований стометровый слой земли состоит из трех слоев различной толщины и теплопроводности. Например, 20 м супески плотностью 1600 кг/м³ 15 % влажности с теплопроводностью 3,12, затем 20 м песку плотностью 1800 кг/м³ влажностью 20 % с теплопроводностью 5,72, под ним 60 м глины плотностью 1800 кг/м³ влажностью 35 % с теплопроводностью 3,38.

Величина теплопроводности грунтового массива составит

$$(3,12 \cdot 20 + 5,72 \cdot 20 + 3,38 \cdot 60) / 100 = 3,796 \text{ Вт/(К}\cdot\text{м)}$$

Удельный тепловой поток, Вт/м, отнесенный к 1 м скважины

$$q = (1,4 \cdot \lambda + 0,5) \cdot (t_g - t_{и})$$

где λ – теплопроводность грунта, Вт/(К·м),

t_g – естественная температура, °С, грунта; примем 9 °С

t_{II} – средняя температура, °С, жидкости на входе в скважину и на выходе из нее, принимаем -0,5 °С;

Тогда, удельный тепловой поток

$$q=(1,4 \cdot 3,796+0,5) \cdot (9-(-0,5))=55,24 \text{ Вт/м}$$

Общая длина вертикальных грунтовых теплообменников определяется по формуле:

$$L_C=(103 Q_{TH}/q) \cdot ((\eta-1)/\eta) = 103 \cdot 120/55,24 \cdot 2,5/3,5=1552 \text{ м}$$

Примем 17 скважин, глубиной 90 м каждая, расположенные с шагом 6 м друг от друга.

Вариант 2. В основу расчета по второму варианту положена формула $q = L_C \cdot (t_g - t_w)/R$, в которую входят: величина теплового потока q , длина скважин L_C , температуры грунта в естественном состоянии t_g и жидкости, циркулирующей в теплообменнике t_w , а также, линейное (отнесенное к одному метру длины скважины) сопротивление теплопередаче R от грунта к жидкости.

Общая длина скважин L_C , м, используемых для теплообмена с грунтом в системах теплоснабжения с тепловыми насосами, определяется по формуле [3],

$$L_C=((q_a \cdot R_{ga}+(q_H-N_{HP}) \cdot (R_b+k_m \cdot R_{mg}+R_{gd} \cdot k_{HL}))/((t_g-0,5 \cdot (t_{II}+t_{2II})-\Delta t))$$

где используются следующие символы:

q_a – усредненная за год величина теплового потока, Вт, из грунта;

R_{ga} – линейное термическое сопротивление грунта, м·К/Вт;

q_H – проектная тепловая мощность, Вт, системы отопления;

N_{HP} – электрическая мощность, Вт, теплового насоса;

R_b , – линейное термическое сопротивление, м·К/Вт, скважины;

k_m – коэффициент, усредняющий пиковую тепловую нагрузку;

R_{gm} – линейное термическое сопротивление, м·К/Вт, грунта в течение расчетного месяца;

R_{gd} – линейное термическое сопротивление, м·К/Вт, грунта в течение расчетного дня;

k_{HL} – коэффициент, учитывающий тепловые потери, который принимают равным 1,04;

t_{2II} , t_{II} – температуры, °С, жидкости на входе в скважину и на выходе из нее;

t_g – естественная температура, °С, грунта;

Δt – поправка, °С, учитывающая влияние на теплообмен соседних скважин, в случае, если расстояние между ними менее 6 метров.

Усредненная за год величина теплового потока q_a , Вт, в грунт определяется по формуле

$$q_a=10^9 \cdot (-Q_C \cdot (\varepsilon+1)/\varepsilon+Q_H \cdot (\eta-1)/\eta)/3156000=31,71 \cdot (-Q_C \cdot (\varepsilon+1)/\varepsilon+Q_H \cdot (\eta-1)/\eta)$$

где Q_C – годовая потребность в холоде, ГДж;

Q_H – годовая потребность в тепле, ГДж;

31536000 – количество секунд в году.

ε и η – холодильный коэффициент и коэффициент преобразования теплового насоса, определяемые по каталогам оборудования при расчетных температурах кипения и конденсации холодильного агента.

Усредненная за год величина теплового потока, Вт, из грунта;

$$q_a = 31,71 \cdot 897,19 \cdot 2,22 / 3,22 = 19614,52$$

Линейное термическое сопротивление грунта R_{ga} , м·К/Вт, определяется по формуле:

$$R_{ga} = G / \lambda,$$

где λ – теплопроводность грунта, Вт/(К·м),

G – фактор, учитывающий не стационарность теплообмена в грунте при сменяющихся циклах направления теплового потока от цилиндрического теплообменника в грунт и от грунта к теплообменнику.

Величина этого фактора связана с критерием Фурье F_o : $G = f(F_o)$ число Фурье – это один из критериев подобия нестационарных тепловых процессов, которым характеризуется соотношение между скоростью изменения тепловых условий в окружающей среде и скоростью перестройки температурного поля внутри рассматриваемой системы. Число Фурье зависит от размеров тела и коэффициента его температуропроводности.

$$F_o = (\alpha \cdot \tau) / d^2,$$

где α – коэффициент температуропроводности грунта, м²/сут;

τ – цикл в сутках, в течение которого происходит изменение направления теплового потока;

d – эквивалентный диаметр, м, одного U – образного трубопровода теплообменника, который для 32 мм диаметра условного прохода составляет 0,066.

Плотность грунта, в котором устанавливаются теплообменник, $\rho = 1318$ кг/м³, влажность 15 %, коэффициенты теплопроводности и температуропроводности составляют, соответственно, 2,076 Вт/(К·м) и 0,087 м²/сут.

Работая с формулой расчета L_c , нужно вычислять число Фурье трижды, поскольку оно влияет на величины R_{ga} , R_{gm} и R_{gd} . Рекомендуется при этом задаваться значениями $\tau = 3650,30$ и 0,25 суток соответственно, что отвечает интервалам времени в десять лет, один месяц и шесть часов.

$$F_{oga} = (0,087 \cdot 3650) / 0,0662 = 72899$$

$$F_{ogm} = (0,087 \cdot 30) / 0,0662 = 599$$

$$F_{ogd} = (0,087 \cdot 0,25) / 0,0662 = 4,99$$

После того, как вычислен критерий F_o , нужно определить вспомогательную величину G :

$$G = 0,0756 \cdot \ln(F_o) + 0,0927$$

$$G_{ga} = 0,0756 \cdot \ln(72899) + 0,0927 = 0,939$$

$$G_{gm} = 0,0756 \cdot \ln(599) + 0,0927 = 0,576$$

$$G_{gd} = 0,0756 \cdot \ln(4,99) + 0,0927 = 0,214$$

Определим линейное термическое сопротивление грунта R_{ga} м·К/Вт

$$R_{ga} = G/\lambda = 0,939/2,076 = 0,452$$

$$R_{gm} = G/\lambda = 0,576/2,076 = 0,277$$

$$R_{gd} = G/\lambda = 0,214/2,076 = 0,103$$

Электрическую мощность двигателя теплового насоса N_{HP} определим, исходя из заданной величины коэффициента преобразования $\eta = 3,22$:

$$N_{HP} = 103 \cdot (q_H/\eta) = 103 \cdot 120/3,22 = 37267 \text{ Вт.}$$

Величина R_b линейного термического сопротивления скважины зависит от скорости движения жидкости по трубопроводу, погруженному в эту скважину. Для того, чтобы предварительно определить эту скорость, нужно задаться количеством параллельно включенных скважин, не вдаваясь пока в тонкости гидравлического расчета.

При тепловой мощности теплового насоса 120 кВт и разности температур воды (свойства этиленгликоля в этом расчете можно не учитывать) на входе в испаритель и на выходе из него 4 °С через скважины должно циркулировать:

$$(120 - 37,267) \cdot 0,86 / 4 = 17,78 \text{ т/ч жидкости.}$$

Если задаться количеством вертикальных теплообменников, например 14, то через каждый из них будет циркулировать $17,78/14 = 1,27$ т/ч.

Внутренний диаметр полиэтиленовой трубы Ду32 равен 35,1 мм. Скорость движения жидкости в ней равна: $(1,27 / 3600) / (\pi \cdot 0,03512 / 4) = 0,365$ м/с.

Линейное термическое сопротивление R_b , м·К/Вт, материала, заполняющего скважину, принимают по табл. 1, если скважина заполнена грунтом, вынутым из скважины при бурении. К величине R_b , определенной по табл. 1, вводят поправку (табл. 2), если скважина заполнена раствором, теплопроводность которого отличается от теплопроводности окружающего скважину грунта.

Таблица 1

Линейное термическое сопротивление

Условный проход, мм, U-образной трубы	Наружный и внутренний диаметры, мм	Линейное термическое сопротивление R_b , м·К/Вт, скважины при расходах, л/с, жидкости по трубе			
		0,126	0,378	0,63	1,26
20	26,7/21,8	0,052	0,069	0,053	0,063
	26,7/20,9	0,058	0,081	0,058	0,056
25	33,4/27,4	0,052	0,081	0,058	0,052
	33,4/26,6	0,058	0,088	0,064	0,052
32	42,2/34,5	0,052	0,088	0,069	0,052
	42,2/35,1	0,052	0,088	0,069	0,052
40	48,3/39,4	0,052	0,092	0,088	0,052
	48,3/40,9	0,046	0,081	0,081	0,046

Таблица 2

Поправка к величине линейного термического сопротивления
скважины

Условный проход, мм		Теплопроводность, Вт/(м·К) окружающего грунта				
		1,55		2,25		
Скважины	Трубы	Поправка к величине линейного термического сопротивления скважины, м·К/Вт, при теплопроводности, Вт/(м·К) заполняющего скважину раствора				
		0,865	3,46	0,5	1,73	3,46
100	20	0,064	- 0,029	0,081	0,017	- 0,012
	25	0,040	- 0,017	0,052	0,012	- 0,012
125	20	0,081	- 0,035	0,104	0,023	- 0,023
	25	0,064	- 0,023	0,081	0,017	- 0,012
	32	0,035	- 0,017	0,052	0,012	- 0,012
150	20	0,104	- 0,040	0,121	0,023	- 0,029
	25	0,081	- 0,035	0,098	0,017	- 0,023
	32	0,052	- 0,023	0,069	0,017	- 0,012
	40	0,040	- 0,017	0,052	0,012	- 0,012

По табл. 1 и 2 определяем линейное термическое сопротивление R_b , скважины с учетом ее заполнения теплопроводным бетонитом:

$$R_b = 0,088 - 0,012 = 0,076 \text{ м·К/Вт.}$$

Величина коэффициента k_m , усредняющего пиковую тепловую нагрузку, определяется по формуле:

$$k_m = 10^9 \cdot Q_H / q_H \cdot z$$

где z – количество секунд отопительного периода для 187 суток = 16156800.
 $109 \cdot 897,19 / (120000 \cdot 16156800) = 0,463$

Температура гликоля на входе в теплообменник определен выше:

$$t_{И2} = -4,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температуру гликоля на выходе из грунтового теплообменника принимаем на 4 °С выше:

$$t_{И1} = -4,2 + 4 = -0,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Определим общую длину скважин:

$$L_C = [19614,52 \cdot 0,452 + (120000 - 37267) \cdot (0,076 + 0,463 \cdot 0,277 + 0,103 \cdot 1,04)] / [10 - 0,5 \cdot (-0,2 - 4,2)] = 2838 \text{ м.}$$

Примем 28 скважин глубиной 100 м каждая.

Тепловой поток из грунта к теплообменнику определяется разностью величин тепловой и электрической мощности теплового насоса, то есть:

$120000 - 37267 = 82733$ Вт, а удельная величина теплового потока, отнесенная к одному метру теплообменника, равна: $82733/2838 = 29,15$ Вт/м.

Удельная тепловая мощность теплового насоса, отнесенная к одному метру теплообменника, составляет: $120000 / 2838 = 42,28$ Вт/м.

Пересчитаем вариант 2 с использованием методики первого варианта:

удельный тепловой поток $q=(1,4 \cdot 2,076 + 0,5) \cdot (9 - (-0,5)) = 32,36$ Вт/м

Общая длина вертикальных грунтовых теплообменников определяется по формуле:

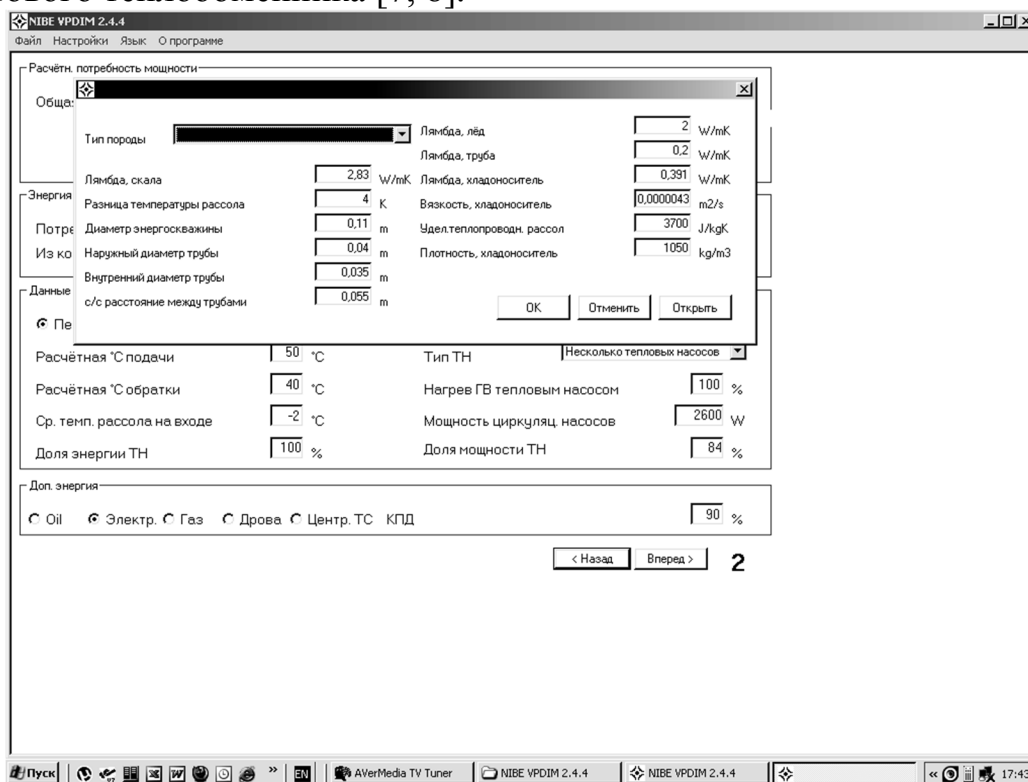
$$L_c = (103 \cdot Q_{\text{ТН}} / q) \cdot ((\eta - 1) / \eta) = 103 \cdot 120 / 32,36 \cdot 2,5 / 3,5 = 2649 \text{ м}$$

Примем 27 скважин, глубиной 100 м каждая, расположенные с шагом 6 м друг от друга.

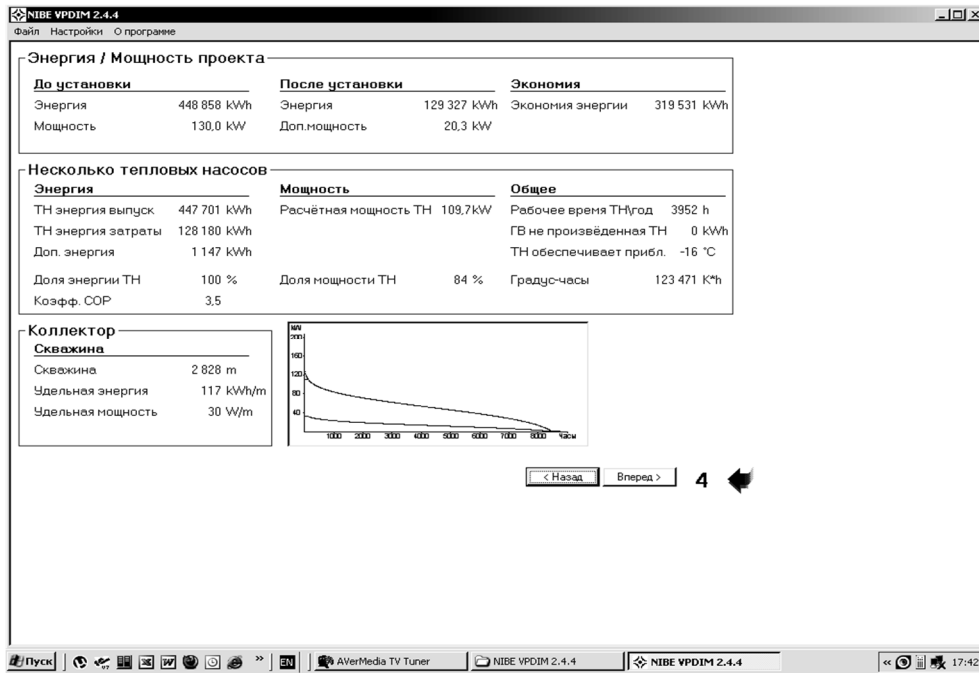
Мы получили близкие результаты с использованием двух методик 2838 и 2649 м.

Расчеты, приведенные в первом варианте, показывают существенную зависимость длины вертикального грунтового теплообменника от теплопроводности грунтов.

Могут также использоваться компьютерные программы. Ниже показаны скриншоты приложения NIBE VPDIM 2.4.4 рис. 3 (а, б), которое в частности при задании параметров грунта может оценить длину грунтового теплообменника [7, 8].



а)



б)

Рис. 3. а, б скриншоты приложения NIBE VPDIM2.4.4

Проведем расчет пластинчатого теплообменника, в котором греющей стороной является контур охлаждения оборотной воды сахарного завода, а нагреваемой стороной гликолевый контур грунтового теплообменника теплового насоса.

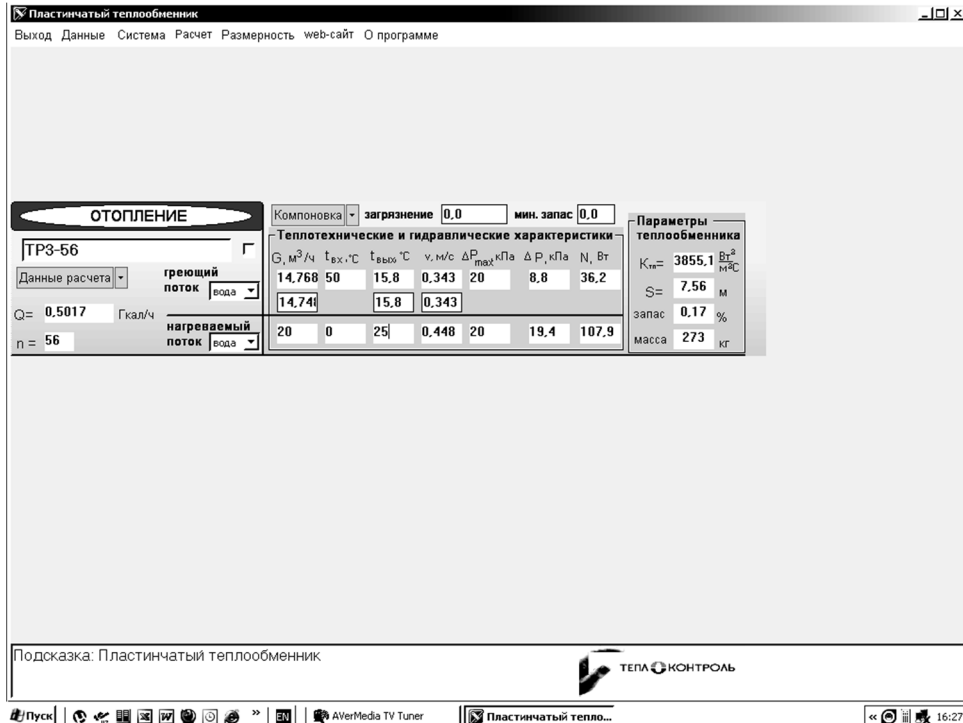


Рис. 4. Скриншоты приложения расчёта пластинчатого теплообменника

Расчет показывает необходимость подачи на теплообменник 15 м³/ч оборотной воды с температурой 50 °C и повышение температуры гликоля

после теплообменника до 25 °С. Охлажденная до 15,8 °С оборотная вода может уже не направляться на градирни завода.

Контур оборотного водоснабжения сахарного завода с расходом 2500 м³/ч позволяет через теплообменники гибридных грунтовых контуров повышать эффективность работы 165 таких теплонасосных установок мощностью 120 кВт каждая.

При этом обеспечивается охлаждение оборотной воды с 50 °С до 15,8 °С без применения градирен и направление в грунтовый массив теплового потока мощностью $14768 \cdot (50 - 15,8) \cdot 0,86 = 587286$ Вт.

Через теплообменник будет передано в грунт $587286 \cdot 31536000 / 1000000000 = 18520,64$ ГДж тепла.

Усредненная за год величина теплового потока q_a , Вт, в грунт составит

$$q_a = 31,71 \cdot (-18520,64 + 897,19 \cdot 2,22 / 3,22) = -567674,91$$

Фактическая величина тепловой энергии передаваемая в грунтовый массив требует пересчета в зависимости от фактического времени работы системы оборотного водоснабжения сахарного завода.

В технической информации NIBE указан предельный по температуре на входе в испаритель режим работы 20 °С / 50 °С (20 °С на входе в испаритель и 50 °С на выходе из конденсатора) с коэффициентом эффективности 4,92.

Определим удельный тепловой поток, Вт/м, отнесенный к 1 м скважины

$$q = (103 Q_{\text{тн}} \cdot ((\eta - 1) / \eta)) / L_c = (103 \cdot 120 \cdot 3,92 / 4,92) / 2649 = 36,09$$

Мощность, передаваемая тепловым насосом с использованием возобновляемой энергии земли, составляет $36,09 \cdot 2649 = 95602,41$ Вт. Электрическая мощность двигателя теплового насоса составляет 24397,59 Вт.

Годовой расход электрической энергии при коэффициенте эффективности теплового насоса COP=3,22 составит $249219 / 3,22 = 77\,397$ кВт·ч.

Годовой расход электрической энергии при коэффициенте эффективности теплового насоса COP=4,92 составит $249219 / 4,92 = 50\,654$ кВт·ч.

Построение системы дополнительного охлаждения оборотной воды сахарного завода с использованием грунтового контура теплового насоса позволит поднять эффективность теплонасосной установки и уменьшить годовой расход электроэнергии для теплового насоса на 35 %.

Одновременно перенос тепловой энергии оборотной воды на пополнение теплового баланса грунтового массива понизит температуру воды до градирни и на входе в конденсаторы сахарного завода.

Источники использованной информации:

1. Реконструкция вакуум конденсационных установок и контуров охлаждения оборотной воды на сахарных заводах. Журнал "Цукор України" №5, 2002
2. Пособие по проектированию систем водяного отопления, КиевЗНИИЭП, Киев 2000
3. Stephen P. Kavanaugh, Kevin Rafferty. Ground Source Heat Pumps. ASHRAE, 1997
4. Гершкович В.Ф. Земля готова віддати своє тепло, але до неї потрібен особливий підхід, ЕКОінформ, 7-9/2011
5. Гершкович В.Ф. Кое-что из американского опыта проектирования тепловых насосов, СОК-онлайн, 9-2008
6. Васильев Г. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низко потенциальной тепловой энергии поверхностных слоев Земли, - М: Граница, 2006
7. www.nibe.eu
8. www.prolin.com.ua