

FRI-9.2-1-THPE-10

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE HEAT CONSUMER OF A LABORATORY SOLAR THERMAL INSTALLATION²³

Assoc. Prof. Plamen Mushakov, PhD

Department of Heat, Hydraulics and Environmental Engineering,

“Angel Kanchev” University of Ruse, Bulgaria

Tel.: +359 82 888 304

E-mail: pgm@uni-ruse.bg

Principal Assist. Pencho Zlatev, PhD

Department of Heat, Hydraulics and Environmental Engineering,

“Angel Kanchev” University of Ruse, Bulgaria

Tel.: +359 82 888 303

E-mail: pzlatev@uni-ruse.bg

Assoc. Prof. Zhivko Kolev, PhD

Department of Heat, Hydraulics and Environmental Engineering,

“Angel Kanchev” University of Ruse, Bulgaria

Tel.: +359 82 888 304

E-mail: zkolev@uni-ruse.bg

Abstract: *In this paper, the main heat exchange parameters of the heat consumer of a laboratory solar thermal installation are investigated. The heat consumer is a water-air convector, composed of a total of six two-rows staggered finned tube bundles. The research is carried out under certain operating parameters of the solar installation. The internal heat convection coefficient is calculated according to a criterion equation. The external heat convection coefficient is calculated according to a certain formula, depending on the velocity of the air flowing the heat exchange surface. The overall heat transfer coefficient is calculated by neglecting the thermal resistance of the walls of the tubes and the fins.*

Keywords: *Solar Thermal Installation, Heat Consumer, Heat Exchange Parameters.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Слънчевите термични инсталации преобразуват слънчевата енергия в топлинна енергия. Тези инсталации са едни от икономически най-ефективните системи за оползотворяване на възобновена енергия, които могат да бъдат инсталирани в жилищни сгради. Повишаването на ефективността на слънчевите термични инсталации изисква съобразяване с конкретните условия и задълбочено изследване на влиянието на експлоатационните режими върху основните работни параметри (Al-Manea, A. et al, 2022; Calise, F. et al, 2022; Datong Gao et al, 2022; Dobriyal, R. et al, 2019; Kizildag, D. et al, 2022; Selikhov, Y. et al, 2022).

ИЗЛОЖЕНИЕ

Описание на лабораторната инсталация

Слънчевата термична инсталация се състои от три броя плоски селективни слънчеви колектора. Те са монтирани на стоманен носеща конструкция извън сградата и са ориентирани в посока югозапад. Конструкцията позволява да се променя ориентацията на колекторите. Изследванията са проведени при ъгъл на наклона на колекторите 45°. Схемата, по която са свързани отделните слънчеви термични колектори в инсталацията е „Тихелман“. На изхода от колекторната група е монтиран соларен автоматичен обезвъздушител и сензор за температура.

²³ Докладът е представен на Научната сесия на Секция „Топлотехника, хидравлика и пневматика“ на 25 Октомври 2024 г. с оригинално заглавие на български език: ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ТОПЛИННИЯ КОНСУМАТОР НА ЛАБОРАТОРНА СЛЪНЧЕВА ТЕРМИЧНА ИНСТАЛАЦИЯ.

Циркулацията на топлоносителя в инсталацията се осигурява от двущрангов соларен помпен възел. Към помпения възел на слънчевата термична инсталация е свързан мембранен разширителен съд за соларни инсталации с работен обем 18 l. Измерването на получената топлинна енергия от слънчевата термична инсталация, както и топлинната енергия, отдавана на консуматора, се осъществява чрез топломери. Съхранението на получената топлинна енергия от слънчевата термична инсталация се извършва в соларен буфер с работен обем 150 l (фиг.1).



Слънчеви термични колектори



Соларен помпен възел



Соларен буферен съд



Топломер на консуматора



Топлинен консуматор

Фиг. 1. Основни възли и елементи на лабораторната инсталация

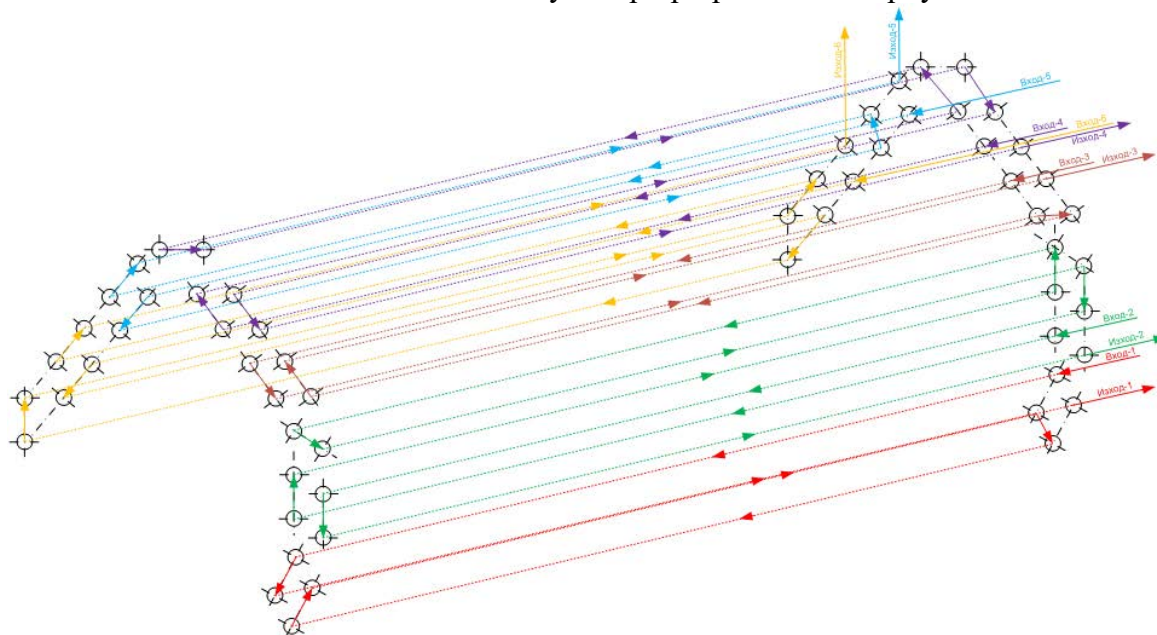
Описание на топлинния консуматор

Топлинният консуматор в лабораторната слънчева термична инсталация представлява водо-въздушен конвектор с 6 двуредови шахматно разположени оребрени тръбни снопове. Реализирани са общо шест вътрешни кръга (фиг. 2).

На фиг. 3 е представена посоката на движение на течността в тръбичките на конвектора. Обръщането на посоката на движение в колената, входовете към и изходите от колекторните тръби са условно показани.

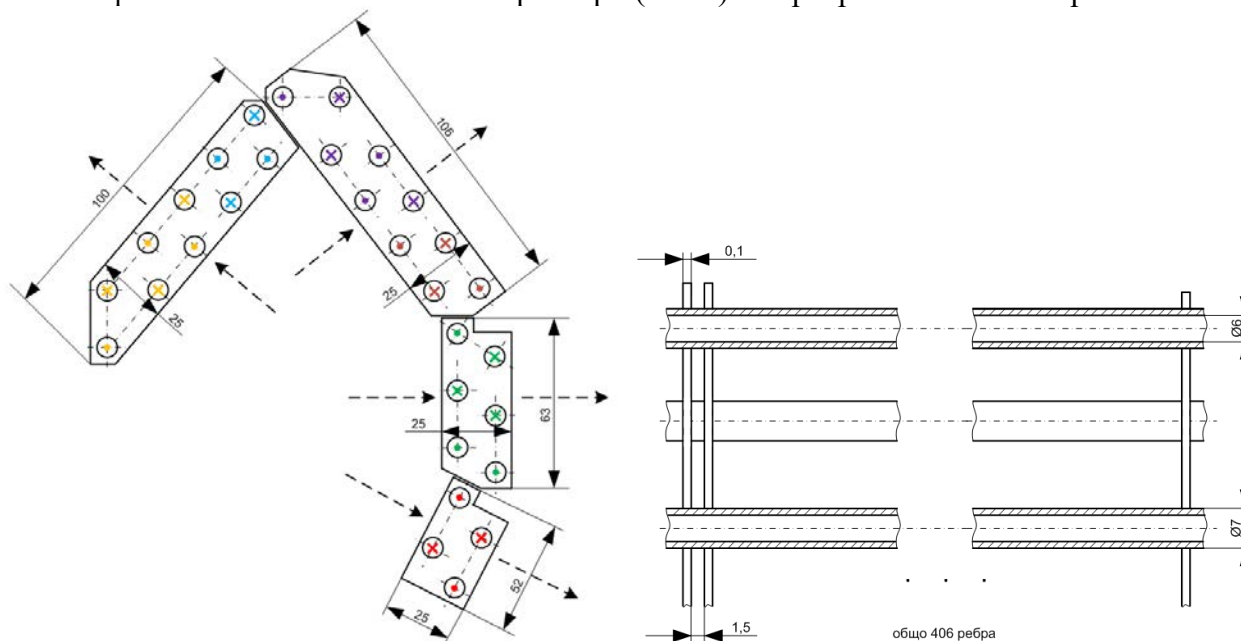


Фиг. 2. Топлинен консуматор при разглобен корпус



Фиг. 3. Посока на движение на течността в тръбичките на конвектора

На фиг. 4 са показани основните размери (в mm) на оребрените снопове тръбички.



Фиг. 4. Основни размери на оребрените снопове тръбички

Определяне на средните коефициенти на топлопредаване и топлопреминаване на топлообменния апарат на конвектора

Входни експериментални данни

Коефициентите на топлопредаване и коефициента на топлопреминаване са определени при конкретен работен режим на инсталацията. Експериментите са осъществени на 03.11.2023 г. при неразглобен корпус на конвектора. В таблица 1 са представени експерименталните данни, на база на които са изчислени коефициентите на топлопредаване и коефициента на топлопреминаване. Температурата на околната среда по време на експериментите е $t_{ок.ср.} = 19^{\circ}C$.

Таблица 1. Експериментални данни

Час	Температура на водата на изхода на колекторите, $^{\circ}C$	Температура на водата на входа на колекторите, $^{\circ}C$	Топлинен поток от колекторите към буфера, kW	Температура на водата на входа на конвектора, $^{\circ}C$	Температура на водата на изхода на конвектора, $^{\circ}C$	Температурна разлика в конвектора, $^{\circ}C$	Средна температура на водата в конвектора, $^{\circ}C$	Топлинен поток от буфера към конвектора, kW
13:00	28	26	0.523	26	25	1	25.5	0.395
13:05	29	26	0.766	26	25	1	25.5	0.348
13:10	29	26	0.75	26	25	1	25.5	0.376
13:15	28	26	0.688	26	25	1	25.5	0.383
13:20	29	26	0.968	26	25	1	25.5	0.351
13:25	30	27	1.148	26	25	1	25.5	0.336
13:30	31	28	1.148	26	25	1	25.5	0.413
13:35	32	28	1.209	26	25	1	25.5	0.393
13:40	29	28	0.645	26	25	1	25.5	0.398
13:45	32	28	1.345	26	25	1	25.5	0.429
13:50	33	29	1.693	27	26	1	26.5	0.439
13:55	32	29	1.256	27	26	1	26.5	0.432
14:00	30	28	0.645	27	26	1	26.5	0.441
14:05	33	29	1.347	27	26	1	26.5	0.451
14:10	34	29	1.729	27	26	1	26.5	0.452
14:15	36	30	2.157	28	27	1	27.5	0.449
14:20	35	30	1.677	28	27	1	27.5	0.516
14:25	35	30	1.678	28	27	1	27.5	0.512
14:30	35	30	1.691	28	27	1	27.5	0.485
14:35	35	30	1.491	29	27	2	28	0.569
14:40	36	31	1.707	29	28	1	28.5	0.568
14:45	32	30	0.715	29	28	1	28.5	0.556
14:50	32	30	0.704	29	28	1	28.5	0.55
14:55	35	30	1.648	29	28	1	28.5	0.572
15:00	33	31	0.897	29	28	1	28.5	0.566
15:05	33	30	0.714	29	28	1	28.5	0.559
15:10	31	30	0.446	29	28	1	28.5	0.513
15:15	31	30	0.654	29	28	1	28.5	0.552
15:20	31	30	0.423	29	28	1	28.5	0.577
15:25	31	29	0.385	29	28	1	28.5	0.604
15:30	30	29	0.286	29	28	1	28.5	0.6
15:35	30	29	0.234	29	28	1	28.5	0.575
						средно: 1.03125	средно: 27.1	средно: 0.48

Изчисляване на вътрешния коефициент на топлопредаване

Вътрешният коефициент на топлопредаване (между водата и вътрешната повърхност на тръбичките) се определя по формулата:

$$\alpha_{\text{вътр.}} = \frac{Nu_{\text{вътр.}} \cdot \lambda_{\text{вода}}}{d_{\text{вътр.}}} \quad (1)$$

За да се избере критериално уравнение за изчисляване на критерия на Нуселт се изчислява критерия на Рейнолдс:

$$Re_{\text{вътр.}} = \frac{w_{\text{вода}} \cdot d_{\text{вътр.}}}{\nu_{\text{вода}}} \quad (2)$$

Средната скорост на водата, течаща в тръбичките се определя по формулата:

$$w_{\text{вода}} = \frac{\dot{V}_{\text{вода}-1 \text{ кръг}}}{S_{\text{вътр.}}} \quad (3)$$

Обемният дебит на водата, течаща в тръбичките на един вътрешен кръг се изчислява по уравнението:

$$\dot{V}_{\text{вода}-1 \text{ кръг}} = \frac{\dot{m}_{\text{вода}}}{6 \cdot \rho_{\text{вода}}} \quad (4)$$

Общия масов дебит на водата се изчислява по основното калориметрично уравнение:

$$\dot{m}_{\text{вода}} = \frac{\dot{Q}_{\text{конв.}}}{c_{p\text{т-вода}} \cdot F_{\text{вътр.}} \cdot \Delta T_{\text{вътр.}}} \quad (5)$$

Физичните параметри се определят таблично според средната температура на водата, течаща в тръбичките $\bar{t}_{\text{вода}} = 27,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

За изчисление на критерия на Нуселт се прилага следното критериално уравнение:

$$Nu_{\text{вътр.}} = 0,021 \cdot Re_{\text{вътр.}}^{0,8} \cdot Pr_{f-\text{вода}}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{f-\text{вода}}}{Pr_{w-\text{вода}}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \quad (6)$$

Тъй, като средната температура на вътрешната топлообменна повърхност на тръбичките е неизвестна, се приема, че $Pr_{w-\text{вода}} = Pr_{f-\text{вода}}$.

За определяне на коефициента ε_l се изчислява отношението на дължината на тръбичките от дадения вътрешен кръг към вътрешния диаметър на тръбичките $\left(\frac{l_{\text{тръб.}}}{d_{\text{вътр.}}} \right)$. Тъй, като това отношение за всички кръгове е по-голямо от 50, следва, че $\varepsilon_l = 1$.

Получава се следната стойност на вътрешния коефициент на топлопредаване:

$$\alpha_{\text{вътр.}} = 8189,889 \text{ W/(m}^2\text{.K)}.$$

Изчисляване на външния коефициент на топлопредаване

Тъй, като средната температура на външната топлообменна повърхност на апарата (на ребрата и на външната топлообменна повърхност на тръбичките между ребрата) е неизвестна, за изчисляване на приблизителна стойност на средния външен коефициент на топлопредаване (между външната топлообменна повърхност на апарата и обтичащият я въздух) се използва следната формула, която се прилага при подобни топлообменни апарати, експлоатирани при близки до конкретния случай работни параметри:

$$\alpha_{\text{външен}} = 18 \cdot \bar{w}_{\text{въздуха}}^{0,578} \quad (7)$$

Средната скорост на въздушния поток, преминаващ през тясното сечение между ребрата, и външната повърхност на тръбичките между ребрата, се определя по следната формула:

$$\bar{w}_{\text{въздуха}} = \bar{w}_{\text{въздуха-измерена}} \cdot \frac{S_{\text{външна-оребрана зона}}}{S_{\text{външна-тясно сечение}}} \quad (8)$$

Средната измерена с турбинков анемометър скорост на въздушния поток на изхода на конвектора е: $\bar{w}_{\text{въздуха-измерена}} = 0,81 \text{ m/s}$.

Получава се следната стойност на външния коефициент на топлопредаване:

$$\alpha_{\text{външен}} = 32,974 \text{ W/(m}^2\text{.K)}.$$

Изчисляване на коефициента на топлопреминаване

За изчисляване на приблизителната стойност на средния коефициент на топлопреминаване на топлообменния апарат се пренебрегва термичното съпротивление на ребрата и на стените на тръбичките между ребрата:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вътр.}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{външен}}}} \quad (9)$$

Получава се следната стойност на коефициента на топлопреминаване:

$$U = 32,842 \text{ W/(m}^2\text{.K)}.$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Тъй, като при изчисляването на вътрешния коефициент на топлопредаване на топлинния консуматор по приложения метод се получава грешка поради неизвестната температура на вътрешната топлообменна повърхност на тръбата, а за по-точно определяне на външния коефициент на топлопредаване е необходима средната температура на външната топлообменна повърхност, коефициентите на топлопредаване могат да бъдат изчислени по закона на Нютон-Рихман чрез последователно числено симулиране на процесите на топлопредаване в тръбичките и на топлопроводност в ребрата.

Тъй, като значително по-голямо влияние върху стойността на коефициента на топлопреминаване на топлинния консуматор оказва стойността на външния коефициент на топлопредаване, за интензифициране на процеса на топлообмен между водата, течаща в тръбичките и въздушния поток, обтичащ външната топлообменна повърхност, е необходимо да се интензифицира външният процес на топлопредаване, като например се увеличи скоростта на въздушния поток.

REFERENCES

Al-Manea, A., Al-Rbaihat R., Kadhim H. T., Alahmer A., Yusaf T., & Egab K. (2022). *Experimental and numerical study to develop TRANSYS model for an active flat plate solar collector with an internally serpentine tube receiver*. International Journal of Thermofluids, 15, 100189.

Calise, F., Cappiello F. L., Dentice d'Accadia M., Petrakopoulou F., & Vicidomini M (2022). *A solar-driven 5th generation district heating and cooling network with ground-source heat pumps: a thermo-economic analysis*. Sustainable Cities and Society, 76, 103438, pp. 1 - 20.

Datong Gao, Lijun Wu, Yong Hao, & Gang Pe (2022). *Ultrahigh-efficiency solar energy harvesting via a non-concentrating evacuated aerogel flat-plate solar collector*. Renewable Energy, 196, pp. 1455 – 1468.

Dobriyal, R., Negi P., Sengar N., & Singh D. B. (2019). *A brief review on solar flat plate collector by incorporating the effect of nanofluid*. Materials today.

Kizildag, D., Castro J., Kessentini H., Schillaci E., & Rigola J. (2022). *First test field performance of highly efficient flat plate solar collectors with transparent insulation and low-cost overheating protection*. Solar Energy, 236, pp. 239 – 248.

Selikhov, Y., Jaromír Klemes J., Kapustenko P., & Arsenyeva O. (2022). *The study of flat plate solar collector with absorbing elements from a polymer material*. Energy, 256, 124677.

БЛАГОДАРНОСТИ

Докладът отразява резултати от работата по проект № 2024-АИФ-03, финансиран от фонд „Научни изследвания“ на Русенския университет.