

FRI-9.3-1-THPE-06

ANALITICAL INVESTIGATION ON THE OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF A HEAT EXCHANGER WITH THERMOSYPHONS

Assoc. Prof. Veselka Kamburova, PhD

Department of Food Technologies and Biotechnologies, Razgrad Branch,
“Angel Kanchev” University of Ruse
Phone: 02 988 00 52
E-mail: vkamburova@uni-ruse.bg

Svetla Baeva, PhD student

Department of Heat, Hydraulics and Environmental Engineering, Agrarian and Industrial Faculty
“Angel Kanchev” University of Ruse
Phone:
E-mail: svbaeva@abv.bg

***Abstract:** In the recent years, the interest towards the application of two-phase thermosyphons as an element of heat recovery systems has significantly increased. The application of thermosyphons is steadily gaining popularity in a wide range of industries and energy solutions. In the present study, the construction of a heat exchanger utilizing the heat of the waste gases from a gas boiler is presented. Utilised heat is used to heat water. An analytical model of the thermal and hydrodynamic processes taking place in a thermosyphone is made. The model is multiplied for the represented heat exchanger.*

***Keywords:** Heat exchanger, Thermosyphon, Thermal and hydrodynamic processes, Waste heat.*

ВЪВЕДЕНИЕ

В процеса на изгаряне на течни и газообразни горива се изхвърлят отпадни димни газове, които са носители на топлинна енергия. Тази енергия може да бъде утилизирана с помощта на топлообменен апарат, в който да се подгръва течен или газообразен флуид.

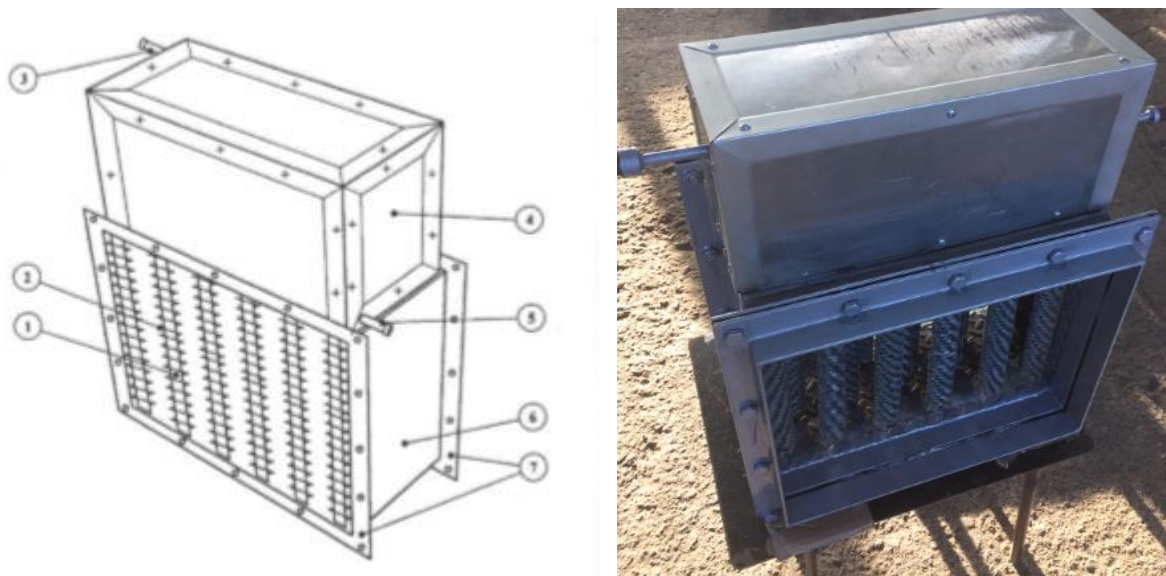
В настоящата разработка е представен експериментален топлообменен апарат с топлинни тръби за утилизация на отпадна топлина при изгаряне на природен газ. Теплообменникът е регистриран като полезен модел

ИЗЛОЖЕНИЕ

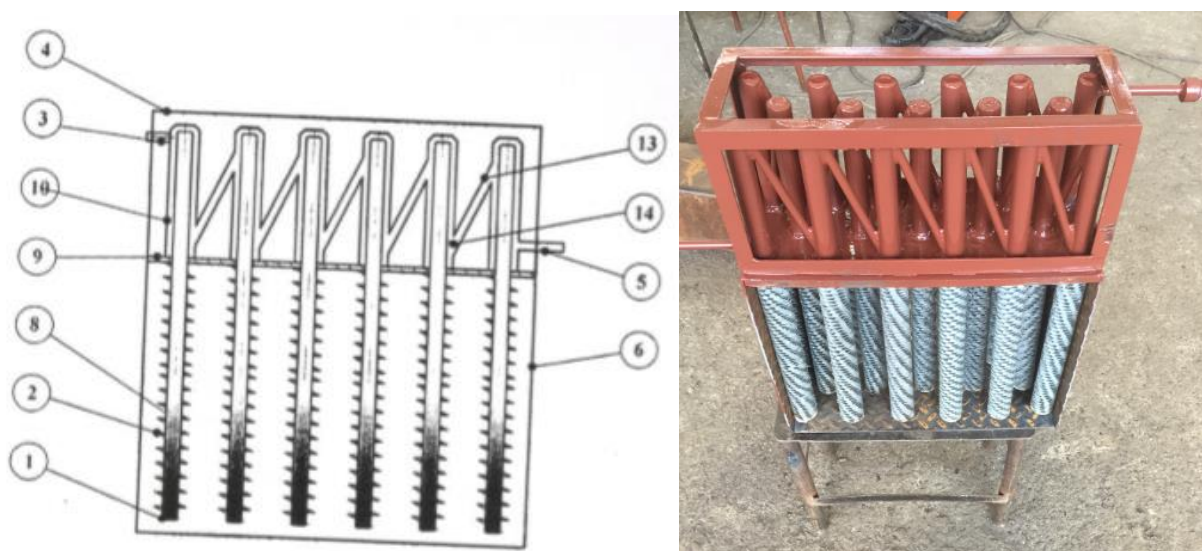
Конструкция на топлообменника

Разработен е проект и е изработен експериментален образец на топлообменник с три реда термосифони. Известни са множество топлообменници с топлинни тръби (Vasiliev, L., 2005; Pioro, I.P., V.A. Antonenko, P.S.Pioro, 1991; Iliev I., Uzunescu K., Kamburova V., Voutev V., 2016; Kamburova V, A. Ahmedov, I. K. Iliev, I. Beloev, M. Laković-Paunović., 2017), при които димните газове протичат в зоната на загряване на термосифоните, а в пространството около термосифоните в зоната на охлаждане се движи загряваната вода. При тази конструкция коефициентът на топлопредаване от термосифона към загряваната вода е нисък и утилизацията на топлинната енергия не е достатъчно ефективна.

За по-ефективно оползотворяване на отпадъчната топлина е предложена конструкция на топлообменник, в който загряваната вода се движи принудително и едностранно около термосифоните в зоната им на загряване. Това води до значително повишаване на топлопредаването от външната повърхност на термосифона към нагръваната вода.



Фиг. 1. Общ вид на топлообменника

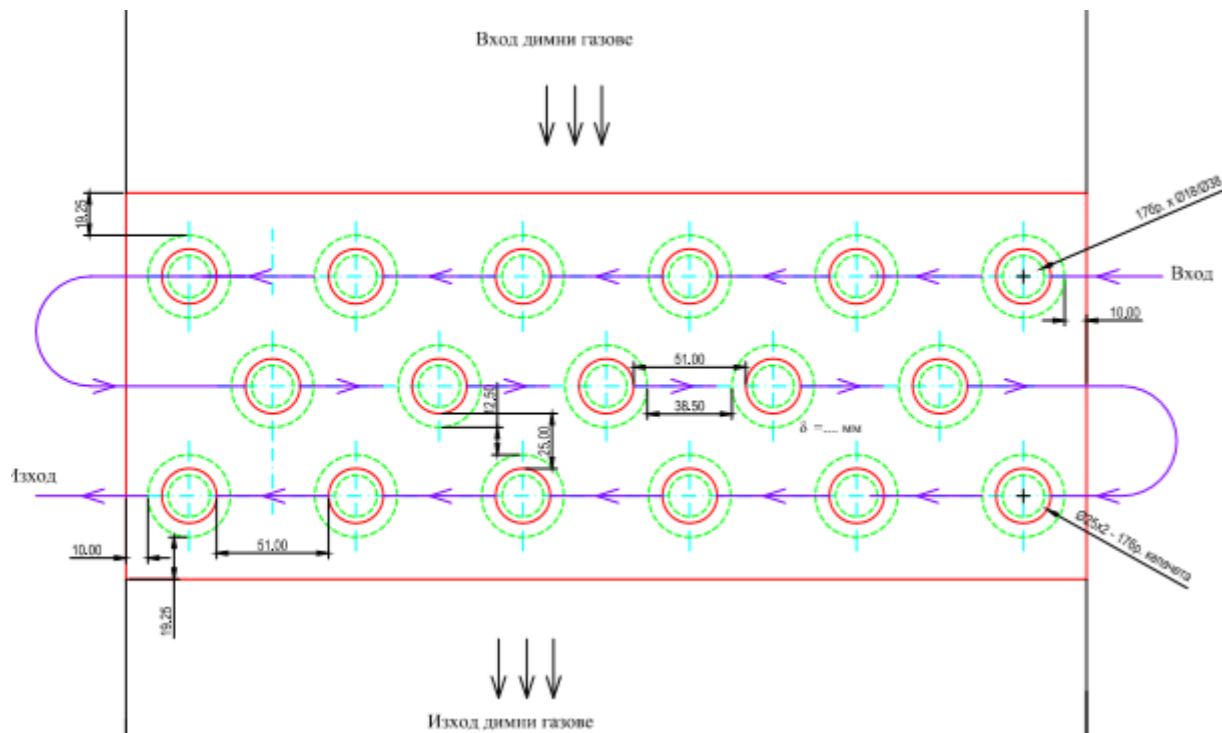


Фиг. 2. Вертикален разрез на топлообменника

На фиг.1 е представен общият вид на топлообменника, а на фиг.2 - вертикалният разрез. Теплообменникът съдържа корпус от листов материал (6) с форма на паралелепипед. Две от противоположните вертикални стени са отворени и са с монтирани към тях фланци (7). Горната страна на корпуса е тръбна решетка (9) с шахматно разположени отвори, в които са монтирани вертикални термосифони (1) с херметично затворен в тях топлоносител. Зоната на охлаждане на термосифоните се намира над корпуса. Върху разположената във вътрешността на корпуса долна част на термосифоните е монтиран спирален радиатор (2). Върху горната част на корпуса е монтирана кутия (4) с правоъгълна форма, като зоната на охлаждане на термосифоните е във вътрешността на кутията. Върху всеки термосифон в зоната на охлаждане е монтирана топлообменна тръба (10), затворена в горния край, а в долния край е уплътнена към тръбната решетка (9). Свързващи тръби (13) съединяват последователно горния край на предходните с долния край на следващите топлообменни тръби. Към топлообменната тръба със свободен долен край е свързана входна тръба (5), а към тази със свободен горен край е свързана изходна тръба (3).

В топлообменника са монтирани шахматно 17 термосифона на 3 реда. Размерите на термосифоните са дадени в таблица 1. В долната си част термосифоните са оребрени, а в горната – гладки. На фиг.3 е показан монтажът на термосифоните и ходът на охлаждащата течност. Течността преминава последователно покрай всички термосифони като димните газове и охлаждащата течност се движат в противоток.

Разработеният топлообменник е регистриран като полезен модел с № 2600 от 05.06.2017год. (Илиев И., С.Лазаров, В.Камбурова, А.Терзиев, 2017).



Фиг. 3. Тръбна решетка

Табл. 1. Основни характеристики на топлообменника

Параметър	Дименсия	Стойност
Външен диаметър на тръбата	mm	25
Външен диаметър на оребрената тръба	mm	37.5
Напречна стъпка	mm	25
Надлъжна стъпка	mm	51
Брой на тръбите в ред	бр.	7/6
Брой на редовете	бр.	3
Дължина на тръбата – зона нагриване	mm	300
Дължина на тръбата – зона охлаждане		150
Вътрешен диаметър външна тръба	mm	50

Термичен модел на термосифон

За описание на хидродинамичните и топлообменните процеси, протичащи в термосифон, са разработени редица математически модели. В литературата са представени редица модели на температурни полета и налягания в термосифони при използване на

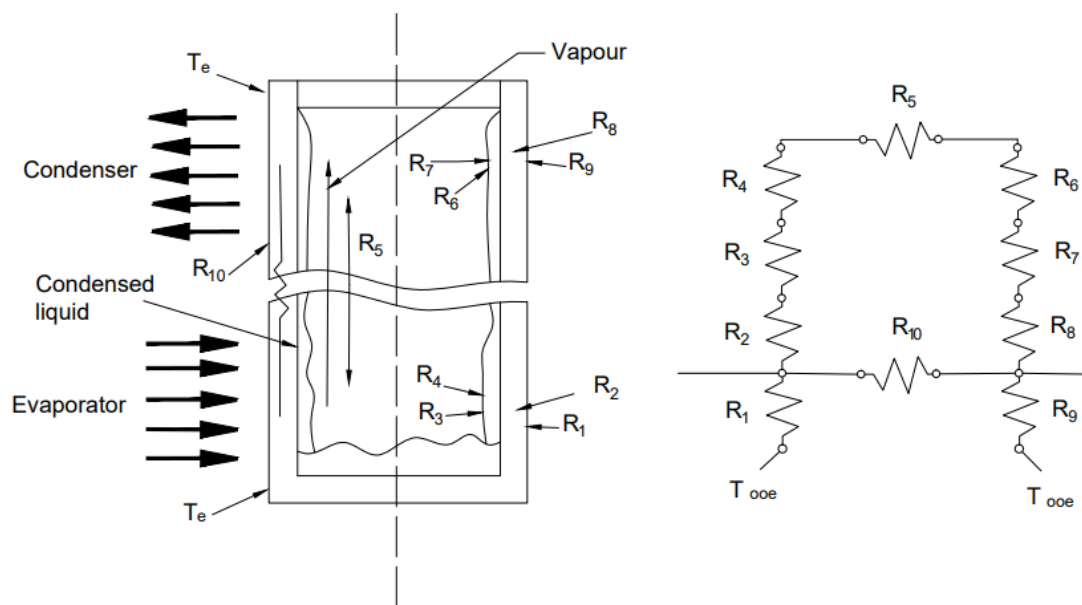
уравненията на непрекъснатостта, количество на движение и енергията за течността и парата (Shah, R.K., and Giovannelli, A.D.,1987), но разходите на време и ресурси, използвани в тази процедура, правят опростените модели най-използваните в инженерството.

Аналогията между електрическите и термичните вериги е мощно средство за проектиране на системи от този вид. Тази техника е лесна и достатъчно точна. Модел от този тип може да бъде използван много успешно за определяне на капацитета на топлопренасяне и температурното разпределение на термосифони.

Ефективното термично съпротивление (R) се дефинира като отношение между ΔT – разлика между средната температура на изпарителя и кондензатора (съответно T_e и T_c) и предаваната мощност:

$$R = \frac{T_e - T_c}{q} = \frac{\Delta T}{q} \quad (1)$$

Термичното съпротивление на термосифон в равновесно състояние може да се представи от 10 съпротивления, както е показано на схемата на Фиг. 4. От тази фигура се вижда, че топлината, идваща от топлинния източник, първо трябва да премине през външното термично съпротивление на изпарителя, което зависи от механизма за топлопредаване между топлинния източник и външната стена на термосифона (т.е. топлопроводност, конвекция или излъчване). Това термично съпротивление е представено в термичната верига от R_1 .



Фиг. 4. Схема на термичните съпротивления в термосифон

След като топлината достигне термосифона, тя преминава през материала на стената в две основни направления: радиална (R_2) и аксиална (R_{10}).

Флуидът в термосифона е в наситено състояние. Когато топлината на течността в изпарителя достигне температурата на насищане, започва генериране на пари. Топлинното съпротивление, свързано с изпаряването, е R_3 . Поради измененията на плътността, причинени от повишаването на температурата, парата се придвижва от по-топлите към по-студените области на термосифона. По-голямата част от топлината се прехвърля от парите, чийто път на топлопреминаване е свързан с топлинното съпротивление R_5 .

В зоната на кондензатора, топлината се отдава от парата и върху вътрешните стени се образува кондензат. Термичното съпротивление, свързано с процеса на кондензация, е R_7 . Генерираните капчици течност се връщат обратно към изпарителя и в зависимост от обема на течността, образувана в кондензатора, могат да се създадат струи или течен филм. Както и в изпарителната секция, топлината, отдадена в кондензатора, преминава през стената на кондензатора със съпротивление R_8 , а след това се предава от стената към нагривания флуид със съпротивление R_9 .

На Фиг. 4 може да се види, че между съпротивлението на изпарение R_3 и съпротивлението на кондензация R_7 и устойчивостта на изпарение R_5 има две съпротивления, свързани последователно: R_4 и R_6 . Тези съпротивления са свързани с падовете на налягането, дължащи се на кривината на разделителната повърхност течност-пара и поради това се намират в участъка между течността и парата в изпарителя и кондензатора. Тези съпротивления обикновено са малки, но могат да бъдат важни за много малки термосифони.

След комбиниране на всички съпротивления на термичната верига се получава следният израз:

$$R = R_1 + [(R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8)^{-1} + R_{10}^{-1}] + R_9 \quad (2)$$

Порядъкът на стойностите на термичните съпротивления е оценен в литературата (Reay D., P. Kew, Heat pipe theory design and applications, Elsevier, 2006). Според източника R_2 и R_8 са от порядък 10^{-1} °C/W; R_4 и R_6 - 10^{-5} °C/W; R_3 и R_7 - 10 °C/W; R_5 - 10^{-8} °C/W и R_{10} - 10^5 °C/W. R_{10} има стойност много по-голяма от останалите. То е свързано паралелно на веригата от R_2 до R_8 и може да се пренебрегне. R_5 е много малко, свързано е последователно с останалите елементи и също може да се пренебрегне. R_1 и R_9 имат най-големи стойности и най-често те определят температурата на нагривания флуид. Така веригата може да бъде редуцирана до следните резистори, свързани последователно:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_7 + R_8 + R_9 \quad (3)$$

В редица случаи могат да се пренебрегнат стойностите на всички съпротивления с изключение на R_1 и R_9 и системата да се редуцира до:

$$R = R_1 + R_9 \quad (4)$$

Стойностите на термичните съпротивления R_1 и R_9 , които характеризират топлопредаването от димните газове към външната страна на стената на оребрения термосифон в зоната на нагриване (R_1) и от външната страна на термосифона към нагриваната течност (R_9) се определят от зависимостите:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_e F_e} \quad (5)$$

$$R_9 = \frac{1}{\alpha_c F_c} \quad (6)$$

където α_e е коефициент на топлопредаване в зоната на нагриване, α_c е коефициент на топлопредаване в зоната на охлаждане, а F_e и F_c са съответно площите в тези зони.

Определяне на коефициента на топлопредаване от димните газове към оребрените тръби

Конвективният топлообмен в турбулентен поток в близост до повърхността на оребрена тръба е сложен процес, неподлежащ на строго теоретично описание. Проблемът

се усложнява още повече при обтичане на оребрена тръбна сноп, тъй като условията на обтичане на тръбите в първите и последващите снопове значително се различават. Първите два реда на снопа се обтичат от равномерен поток с малка турбулентност, а по нататък потокът се турбулизира. В литературата са разгледани редица формули за изчисляване на коефициента на топлопредаване на оребрени тръби. Колективът от Русенския университет, работещ по въпросите на топлообмен между флуид и оребрена стена направи проучване и сравнение на 4 зависимости за изчисляването на коефициента на топлопредаване и установи най-подходящите зависимости (Камбурова В., М.Венев, 2015).

В този случай е използвана зависимост за шахматно разположение на тръбите в снопа, според която критерият на Нуселт се определя по:

$$Nu=0.242.Re^{0.658}.Pr^{0.33}\left(\frac{s}{l}\right)^{0.297}\left(\frac{X_t}{X_l}\right)^{-0.091}F_1F_2 \quad (7)$$

при следните условия $2.10^3 \leq Re \leq 4.10^4$; $0.13 < \frac{s}{l} < 0.57$; $1.15 < \frac{X_t}{X_l} < 1.72$, където F_1 - фактор за промяна на свойствата на флуида (само при високи температури), F_2 - фактор за броя на редовете тръби (за 3 реда $F_2 = 0.92$). Размерите са в m. Определящият размер е D.

Получените резултати за коефициента на топлопредаване α и на термичното съпротивление R_1 за три различни скорости на димните газове са дадени в Таблица 2.

Табл. 2. Стойности на коефициента на топлопредаване α от димните газове към оребрени тръби

Параметър	Дименсия	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Температура на димните газове	$^{\circ}C$	140	140	140
Скорост на димните газове	m/s	5	7	10
Коефициент на топлопредаване	W/m ² K	49,17	61,97	79,14
Термично съпротивление R_1	K/W	0,05	0,04	0,032

Определяне на коефициента на топлопредаване от тръбите в охладителната част към нагрявания флуид

В охладителната част на топлообменника се наблюдава турбулентно течение в ограничено пространство между две тръби. В този случай зависимостите са добре известни (Илиев И., В. Бобилев, В. Камбурова, Ж. Колев, П. Златев, П. Мушаков, 2015) и се използва следната зависимост за турбулентно течение:

$$Nu=0.021.Re^{0.8}.Pr^{0.43}\left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad (8)$$

В таблица 3 са представени получените резултати коефициента на топлопредаване α и на термичното съпротивление R_9 за три различни температури на флуида, тъй като при последователно отичане на термосифоните температурата на нагрявания флуид нараства.

Табл. 3. Стойности на коефициента на топлопредаване α от термосифоните към нагриваната течност

Параметър	Дименсия	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Температура на водата	$^{\circ}\text{C}$	15	20	30
Скорост на водата	m/s	3	3	3
Коефициент на топлопредаване	$\text{W/m}^2\text{K}$	8460	8620	8894
Термично съпротивление R_9	K/W	0,00059	0,00058	0,00056

ИЗВОДИ

1. Разработен е термосифонен топлообменен апарат с три реда термосифони, в който загриваната вода се движи принудително и едностранно около термосифоните в зоната им на загриване.

2. Разгледан е термичен модел на термосифоните.

3. Определени са коефициентите на топлопредаване и термичните съпротивления от димните газове към ребрената част на термосифона и от термосифона към нагривания флуид за различни варианти.

REFERENCES

Vasiliev, L. L. (2005). *Heat Pipes in Modern Heat Exchangers*. Applied Thermal Engineering, 25, p. 1.

Shah, R. K. and Giovannelli, A. D. (1987). *Heat pipe heat exchanger design theory*. Hemisphere, Washington D.C., USA.

Pioro, I. P., V. A. Antonenko, P. S. Piore. (1991). *Effective heat exchangers with two phases thermosiphons (in Russian)*. Kiev, Poligrafkniga, Ukraine.

Iliev, I., Uzunianu, K., Kamburova, V., Voutev, V. (2016). *Study of integral characteristics and efficiency of a heat exchanger of thermosiphon type with finned tubes*. Thermal Science, No 5, vol.20, pp. 1227-1235, ISSN 0354-9836.

Kamburova, V, A. Ahmedov, I. K. Iliev, I. Beloev, M. Laković-Paunović. (2017). *Numerical modeling of the operation of a two-phase thermosiphon with heat carrier desalinated water*. 18th Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia, Sokobanja, Serbia, October 17–20, 2017, University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering in Niš, pp. 609-622, ISBN 978-86-6055-098-1.

Reay, D., P. Kew. (2006). *Heat pipe theory design and applications*. Elsevier.

Камбурова, В., М. Венев. (2015). *Определяне на пределния топлинен поток на топлообменник с термосифони*. Научни трудове на РУ, том 54, серия 1.2, Топлотехника, хидро и пневмотехника. Екология и опазване на околната среда, Русе, стр. 92 - 96, ISBN 1311-3321.

Илиев, И., Ст. Лазаров, В. Камбурова, А. Терзиев. (2017). *Топлообменник, Патент, No 2600*.

Илиев, И., В. Бобилов, В. Камбурова, Ж. Колев, П. Златев, П. Мушаков. (2015). *Сборник задачи по топлообмен и топлообменни апарати*. Русе, Инженеринг и изследвания за земеделието, стр. 200, ISBN 978-619-7135-07-7.