СПРЕГА ПРИЈЕМНИКА СУНЧЕВЕ ЕНЕРГИЈЕ И ТОПЛОТНЕ ПУМПЕ У СИСТЕМУ ЗА СУШЕЊЕ. МОДЕЛИРАЊЕ И АНАЛИЗА ПРОЦЕСА

COUPLING THE SOLAR ENERGY RECEIVER AND HEAT PUMP IN A DRYING SYSTEM. MODELLING AND PROCESS ANALYSIS

Г. Колцић, Д. Вороњец и М. Гојак, Машински факултет, Београд, и Ф. Коси, Пољопривредни факултет, Београд

У раду је приказан математички модел и анализирани су ефекти коришћења сунчеве енергије у сврези са топлотном пумпом за сушење влажних материјала. Узимајући у обзир дневну временску променљивост утицајних величина, формиран је математички модел динамичког понашања влажног материјала и пријемника сунчеве енергије (ПСЕ). Остале компоненте система за сушење, топлотна пумпа и комора за сушење, посматрани су у квазистационарним условима рада. Резултати добијени нумеричком анализом приказаног модела показују смањење утрошка енергије и скраћење трајања процеса сушења у односу на класичне поступке и системе.

The article deals with the mathematical model and analysis of use effects of solar energy coupled with a heat pump for drying the moist materials. Taking into consideration daily time variability of values, a mathematical model of the moist material dynamic behaviour and the solar energy receiver is formed. The rest of drying system components, heat pump and drying chamber are observed in quasisteady state of operation. The results obtained by numerical analysis of the presented model show a reduction of energy consumption and shortening of drying process time in comparison with classic procedures and systems.

Кључне речи: *пријемник сучеве енергије; топлотна пумпа; систем за сушење; математички модел*
Key words: *solar energy receiver; heat pump; drying system; mathematical model*

Увод

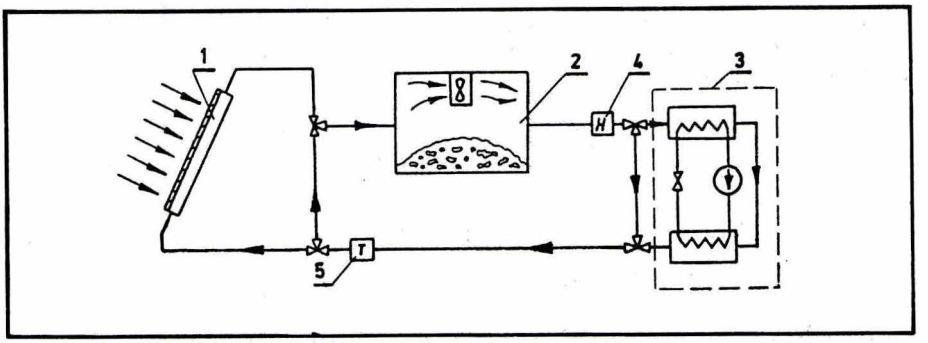
Значајно повећање потрошње енергије, осетно смањује залиха необновљивих енергетских извора као и потреба заштите човекове околине, неизбежно усмеравају истраживања на коришћење нових извора енергије (сунчевог зрачења, ветра, геотермалне воде, и биомасе), који су "чисти" и имају несагледиву границу исцрпљења.

Сушење је процес са великом специфичном потрошњом енергије, због високе вредности топлоте испаравања влаге која се издваја из влажног материјала. Такође, често се јавља и неоправдано дуго трајање процеса. За разлику од конвенционалног процеса. примена топлотне пумпе у процесу сушења елиминише губитке енергије ваздуха (агенса сушења) на излазу

из постројења, услед потпуне рециркулације ваздуха. Исто тако, коришћење сунчеве енергије при сушењу снижава потрошњу енергије из класичних извора. Комбинацијом ових погодности, тј. спрегом ПСЕ-а и топлотне пумпе за припрему ваздуха, постигнута је могућност знатно флексибилнијег и економичнијег рада система, који сада у мањој мери зависи од спољашњих услова.

Математички модел

На слици 1 је шематски приказ компонената постројења за сушење. Математички модел процеса сушења развијен је анализом њиховог рада. За поједине компоненте формиран је материјални и топлотни биланс процеса који се одвија у њима.



Слика 1. Шематски приказ компонената постројења; 1 – пријемник сунчеве енергије; 2 – комора за сушење; 3 – топлотна пумпа; 4 – регулатор влажности ваздуха (хигростат); 5 – регулатор температуре (термостат)

Комора за сушење

Материјални биланс влаге може се представити једначином:

$$\dot{m}_w = m_{SV} \cdot (x_i - x_u), \tag{1}$$

при чему масени проток влаге, која се размењује на граници фаза, може бити написан као:

$$\dot{m}_w = N \cdot A_s \tag{2}$$

Ако се једначина (2) употпуни изразом за брзину сушења:

$$N = \sigma\left(x_s^* - \frac{x_i + x_u}{2}\right), \tag{3}$$

може се добити израз за апсолутну влажност ваздуха на излазу из коморе за сушење:

$$x_i = \frac{x_u \cdot (M-1) + 2x_s^*}{1+M},$$

где је M бездимензионална величина.

За квазистационарни процес размене топлоте, топлотни биланс ваздуха за сушење могуће је написати у облику:

$$\dot{m}_{sv} \cdot h_u + A_s \cdot N \cdot h_p = \dot{m}_{sv} \cdot h_i + A_s \cdot \dot{q}_s + \dot{Q}_L. \tag{5}$$

Заменом израза за густину топлотног протока конвекцијом на граници фаза (чврста-гасовита):

$$\dot{q}_s = \alpha_s \cdot \left(\frac{t_u + t_i}{2} - t_s \right), \tag{6}$$

и израза за специфичну енталпију влажног ваздуха и специфичну енталпију влаге у парном стању (водене паре) [3, 7] у једначину (5), добија се израз за температуру ваздуха на излазу из сушаре:

$$t_i = \frac{M - Le}{M + Le} \cdot t_u + \frac{\left(r_0 + c_{pp} \cdot t_s\right) \cdot \left(2 \cdot x_s^* - x_u - x_i\right) + 2 \cdot Le \cdot t_s \cdot c_{vv}}{c_{vv} \cdot (M + Le)} +$$

$$+ \frac{M \cdot \left[r_0 \cdot (x_u - x_i) - \dot{Q}_L / \dot{m}_{sv}\right]}{c_{vv} \cdot (M + Le)}. \tag{7}$$

Понашање влажног материјала описано је динамичким моделом. Материјални биланс влаге у влажном материјалу и топлотни биланс влажног материјала имају облик:

$$m_s \cdot \frac{dy}{d\tau} = -A_s \cdot N, \tag{8}$$

$$m_s \cdot \frac{dh_s}{d\tau} = A_s \cdot \left(\dot{q}_s - N \cdot h_\rho\right). \tag{9}$$

С обзиром да се специфична енталпија влажног материјала може изразити као:

$$h_s = (c_s + c_w \cdot y) \cdot t_s, \tag{10}$$

једначину (9) могуће је написати у облику:

$$\frac{m_s}{A_s} \cdot \left(c_s + c_w \cdot y\right) \cdot \frac{dt_s}{d\tau} = \dot{q}_s - N \cdot \left[r_0 + \left(c_{pp} - c_w\right) \cdot t_s\right]. \tag{11}$$

Равнотежна влажност ваздуха x_c^* који долази у контакт са површи влажног материјала, је функција температуре и апслоутне влажности влажног материјала, тј.:

$$x_s^* = 0{,}622 \cdot \frac{p_\rho^*}{p - p_\rho^*} \cdot \psi(y), \tag{12}$$

где је са $\psi(y)$ означена сорпциона карактеристика влажног материјал [3]. Парцијални притисак засићења водене паре у ваздуху могуће је одредити из следеће зависности [8]:

$$\log\frac{p_p^*}{p_0} = b(t) = \frac{t}{31.664 + 0{,}1313 \cdot t + 2{,}6325 \cdot 10^5 \cdot t^2} \tag{13}$$

где је p_0 – притисак засићења водене паре на 0^oC.

Топлотна пумпа

Материјални биланс влаге и топлотни биланс ваздуха у првом делу испаривача (влажан ваздух се хлади до температуре рошења), могуће је описати једначинама:

$$\frac{dx}{d\beta} = 0 \text{ за вредности } x < x^*(t)\,, \tag{14}$$

$$\dot{m}_{sv} \cdot c_{vv} \cdot \frac{dt}{d\beta} = k_{01} \cdot (t_0 - t) \cdot A_0\,, \tag{15}$$

где је $\beta = A/A_0$ однос ваздухом преструјане и укупне површине испаривача ($0 \le \beta \le 1$). Материјални и топлотни биланс за други део испаривача (влажан ваздух се хлади по линији засићења уз издвајање влаге на површи испаривача) имају облик:

$$x \equiv x^*(t)\,, \tag{16}$$

$$c_{vv} \cdot \frac{dt}{d\beta} + r_0 \cdot \frac{dx}{d\beta} = \frac{k_{02}}{\dot{m}_{sv}} \cdot (t_0 - t) \cdot A_0\,. \tag{17}$$

Диференцирањем једначине (16) и користећи изразе за апсолутну влажност и притисак засићења водене паре у влажном ваздуху добија се:

$$\frac{dx}{d\beta} = f^*(t) \cdot \frac{dt}{d\beta}\,, \tag{18}$$

где је:

$$f^* = 0{,}622 \cdot p_0 \cdot \frac{p_p^* \cdot \left(0{,}1313 + 5265 \cdot 10^{-5} \cdot t\right) \cdot 10^{b(t)}}{\left(p_p^* - p_0 \cdot 10^{b(t)}\right)^2} \tag{19}$$

Сада једначина топлотног биланса за други део испаривача добија облик:

$$\left(c_{vv} + p_o f^*(t)\right) \cdot \frac{dt}{d\beta} = \frac{k_{02}}{\dot{m}_{sv}} \cdot (t_0 - t) \cdot A_0\,. \tag{20}$$

У кондензатору се врши загревање влажног ваздуха, при чему се апсолутна влажност ваздуха не мења, једначина топлотног биланса гласи:

$$\dot{m}_{sv} \cdot c_{vv} \cdot (t_i - t_u) = k_{kd} \cdot \left(t_{kd} - \frac{t_i + t_u}{2}\right) \cdot A_{kd}\,. \tag{21}$$

Температура влажног ваздуха на излазу из кондензатора одређује се из (21):

$$t_i = \frac{2 \cdot t_{kd} + (P-1) \cdot t_u}{1+P}, \tag{22}$$

где је P бездимензионална величина.

Пријемник сунчеве енергије

Материјални биланс влаге и топлотни биланс влажног ваздуха у ПСЕ-у гласе:

$$x_u = x_i = \text{const.}, \tag{23}$$

$$GZ \cdot \eta \cdot A_z = (m \cdot c)_{PSE} \cdot \frac{dt_z}{d\tau} + \dot{m}_{sv} \cdot (h_i - h_u). \tag{24}$$

Термичка ефикасност и губци топлоте услед конвекције одређени су коришћењем дијаграма добијених при испитивању конкретног ваздушног ПСЕ-а [5]. Линеаризована зависност термичке ефикасности η може бити приказана у функцији $(t_u - t_i)/GZ$ у облику [1, 6]:

$$\eta = -7 \cdot \frac{t_u - t_v}{GZ} + 0{,}78. \tag{25}$$

Симулација процеса сушења

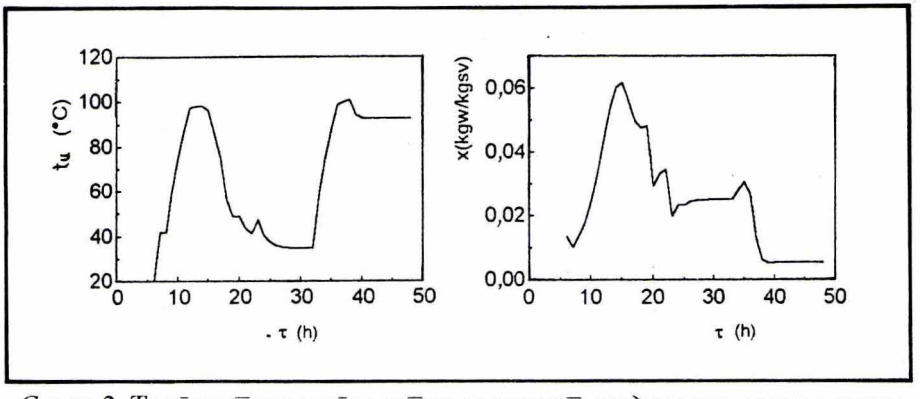
На основу приказаног математичког модела, формиран је рачунарски програм. Потребни подаци о климатским условима (средња просечна спољна температура и средњи интензитет глобалног сунчевог зрачења) узети су за подручје града Београда [4] за месец јул. Решавање диференцијалних једначина спроведено је нумеричким интеграљењем (применом методе Runge-Kutta) за дате спољашње услове и познат влажан материјал. Применом рачунарског програма вршена је симулација различитих режима рада постројења.

Ако је релативна влажност ваздуха на излазу из коморе за сушење виша од задате вредности у хигростату (φ_H), ваздух струји преко испаривача и кондензатора топлотне пумпе. При томе се ваздух прво хлади уз издвајање влаге (сушење ваздуха), а потом загрева. При осталим вредностима релативне влажности, ваздух заобилази топлотну пумпу. За ваздух који долази из топлотне пумпе или директно из коморе за сушење постоје два начина за повратак у комору за сушење. Ако је температура ваздуха нижа од температуре површине ПСЕ-а (за неку задату вредност), онда ваздух струји кроз ПСЕ где се загрева. У супротном влажан ваздух заобилази ПСЕ.

Анализа добијених резултата

На слици 2 приказана је промена температуре и апсолутне влажности ваздуха на улазу у комору за сушење. У почетном периоду рада инсталације

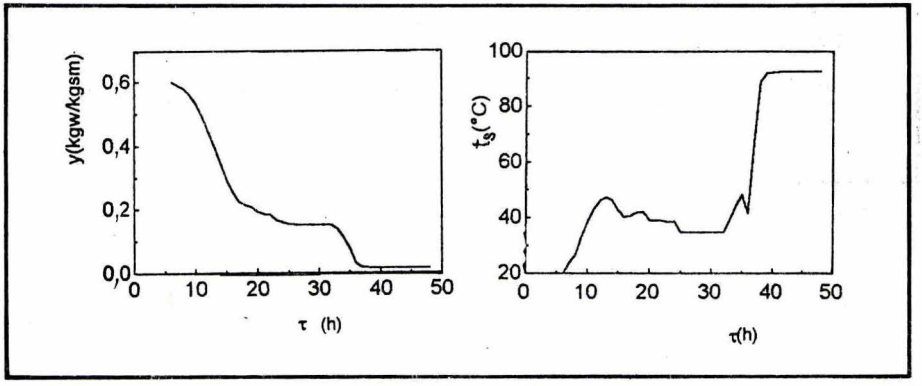
температура ваздуха брзо расте до максималне вредности која одговара максимуму интензитета зрачења. Осцилаторни карактер кривих, који је посебно изражен у ноћном периоду рада, условљен је високим вредностима задате релативне влажности у хигростату, због чега ваздух струји кроз топлотну пумпу у кратким временским интервалима. На крају процеса сушења, термодинамички параметри ваздуха се устаљују на одређеним вредностима.



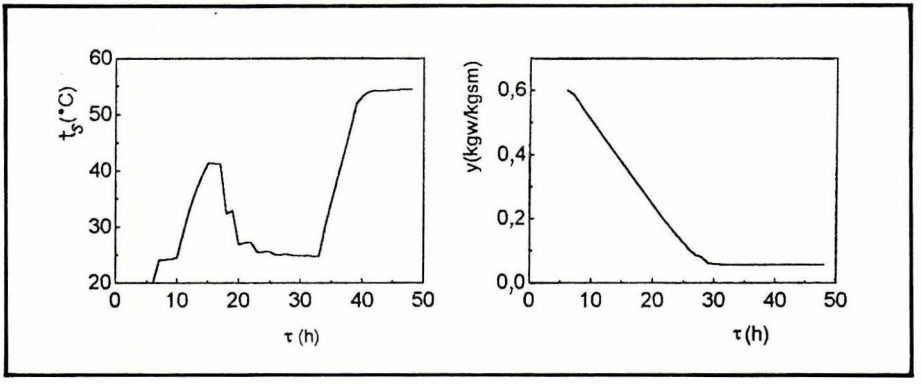
Слика 2. Температура и апсолутна влажност ваздуха на улазу у комору за сушење: ПСЕ укључен, $\varphi_H = 0{,}8$

Меродавни показатељи за оцену ефикасности и квалитета процеса сушења су промене температуре и апсолутне влажности сушеног материјала. На сликама 3 до 6 дате су промене температуре и апсолутне влажности влажног материјала у функцији времена.

На слици 3 се види да је карактер промене температуре материјала сличан промени температуре ваздуха (осцилације вредности су овде знатно

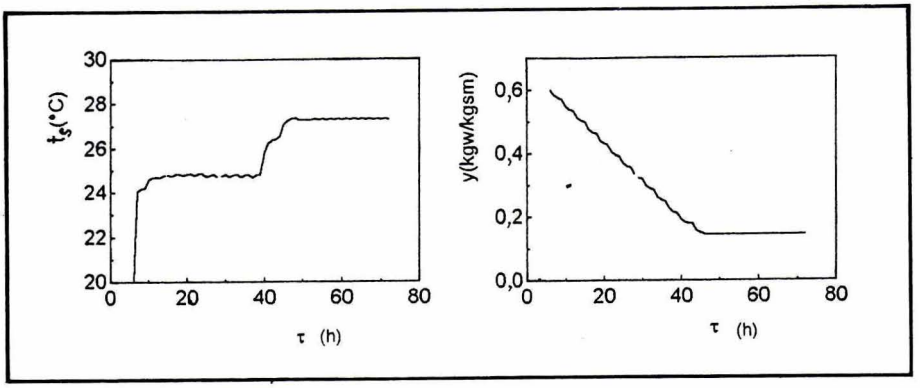


Слика 3. Промена температуре и апсолутне влажности материјала; ПСЕ је укључен $\varphi_H = 0{,}8$



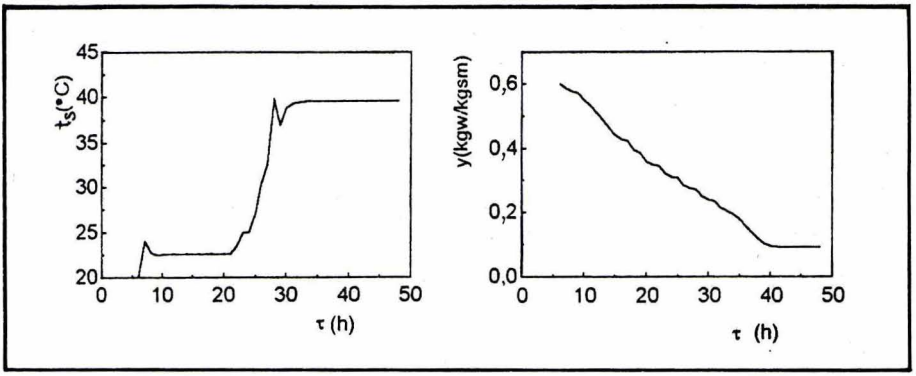
Слика 4. Промена температуре и апсолутне влажности материјала; ПСЕ је укључен, φ_H = 0,2

мање изражене). Влажност материјала опада током времена, у зависности од величина стања ваздуха којим се суши. Када инсталација ради са нижом вредношћу φ_H (слика 4), време сушења је, због ниже релативне влажности ваздуха којим се материјал суши, краће. У том случају, време рада топлотне пумпе је дуже, што је са енергетског аспекта неповољно. Због бржег завршетка процеса сушења ваздух је ниске релативне влажности, тако да заобилази топлотну пумпу, па је пораст температуре материјала при крају процеса мањи.

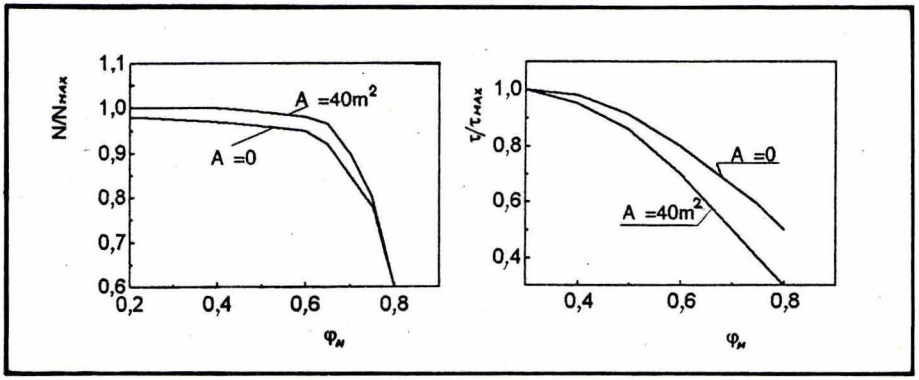


Слика 5. Промена температуре и апсолутне влажности материјала; ПСЕ је искључен, φ_H = 0,8

Када је ПСЕ искључен (слика 5 и 6), температура материјала се мења у области нижих вредности, због чега су равнотежне влажности сушеног материјала на крају процеса више. При крају процеса сушења, при вишој вредности φ_H, температура материјала је нижа него при нижој вредности. То је зато што ваздух не може да премаши задату вредност релативне влажности у хигростату, па заобилази топлотну пумпу.



Слика 6. Промена температуре и апсолутне влажности материјала; ПСЕ је искључен, φ_H = 0,2



Слика 7. а – промена релативне брзине сушења у функцији φ_H ; б – релативно време рада топлотне пумпе у функцији φ_H

На слици 7 је приказана промена релативне брзине сушења и релативног времена рада топлотне пумпе у зависности од задате вредности релативне влажности у хигростату, за случај рада постројења са ПСЕ и без њега. На слици се види да употреба ПСЕ-а при повишеним вредностима φ_H не доводи до повећања брзине сушења, али значајније скраћује време рада топлотне пумпе, а тиме и потрошњу енергије за њен погон. Употреба ПСЕ-а при нижим вредностима φ_H доводи до повећања брзине сушења, али и до мањег скраћења времена рада топлотне пумпе.

Закључак

На основу детаљних разматрања резултата, добијених коришћењем приказаног модела, могуће је извршити правилан избор оптималних вредности меродавних величина процеса с обзиром на време трајања процеса и потрошњу енергије за погон топлотне пумпе. Тиме је могуће скратити

време сушења (постиже се већа искоришћеност инсталације у периодима када су изражени захтеви за већим капацитетима) и остварити економичније услове рада инсталације.

Ознаке

$A\ (m^2)$	– површина
$GZ\ (W/m^2)$	– интензитет глобалног сунчевог зрачења
$k\ (W/m^2K)$	– коефицијент пролажења топлоте
$Le\ (-)$	– Луисов број ($L = \alpha/C_w\sigma$)
$m\ (kg)$	– маса
$\dot{m}\ (kg/s)$	– масени проток
$M = \frac{2 \cdot \dot{m}_{sv}}{A_s \cdot \sigma}$	– бездимензионална величина (једн. 4 и 7)
$N\ (kg_w/m^2S)$	– брзина сушења
$\rho\ (N/m^2)$	– притисак
$P = \frac{2 \cdot \dot{m}_{sv} \cdot c_{vv}}{k_{kd} \cdot A_{kd}}$	– бездимензионална величина (једн. 22)
$r_0\ (J/kg)$	– топлота промене фазе (топлота испаравања) на 0^oC
$\dot{q}\ (W/m^2)$	– густина топлотног протока
$\dot{Q}_L\ (W)$	– топлотни губици у јединици времена у комори за сушење
$t\ (^oC)$	– температура
$h\ (J/kg)$	– специфична енталпија
$c, c_p\ (J/kg^oC)$	– специфични топлотни капацитет, тј. специфични топлотни капацитет при $p = idem$
$x\ (kg_w/kg_{sv})$	– апсолутна влажност ваздуха
$y\ (kg_w/kg_{sm})$	– апсолутна влажност материјала
$\alpha\ (W/m^2K)$	– коефицијент прелажења топлоте
η	– термичка ефикасност ПСЕ-а
$\varphi\ (-)$	– релативна влажност ваздуха
$\sigma\ (kg_{sv}/m^2s)$	– коефицијент испаравања по Луису
$\psi\ (-)$	– сорпциона карактеристика материјала
$\tau\ (s)$	– време

Индекси

v	– спољашњи ваздух
vv	– влажан ваздух
z	– површина ПСЕ-а
i	– излаз из посматране компоненте постројења
kd	– кондензатор

0, 01, 02 – испаривач, први и други део испаривача
p – водена пара
s – материјал који се суши и ваздух у непосредном контакту са њим
sm – сува материја
sv – сув ваздух
u – улаз у посматрану компоненту постројења
H – односи се на хигростат
W – влага
* – стање засићења

Литература

[1] * * *: Лабораторија за термодинамику и термотехнику Пољопривредног факултета у Београду, извештај прве године рада на пројекту "Истраживање и развој коришћења сунчеве енергије у пољопривреди и прехрамбеној индустрији на подручју Београда", 1983.

[2] **Luikov, A. V.:** *Teorija suški,* "Energija", Moskva, 1968.

[3] **Palancz, B.:** *Analysis of Solar-Dehumidification Drying,* "Int. J. Heat Mass Transfer", Vol. 27, No. 5, 1984, pp. 647–655.

[4] * * *: *Резултати специјалних мерења у Југославији*, Савезни хидрометеоролошки завод, Београд.

[5] **Тодоровић, Марија**: *Experimenting and Mathematical Modelling of Solar Thermal Systems*, Internacionalni simpozijum Solar 83, Palma de Mallorca, 1983.

[6] **Цоцо, М., Коси, Ф., Тодоровић Марија**: Испит ивање ваздушних пријемника сунчеве енергије од пласт ичних фолија, "Климатизација грејање и хлађење", број 3, 1980, стр. 25–34.

[7] **Вороњец, Д., Козић, Ђ.**: *Влажан ваздух,* Машински факултет, Београд, 1990.

[8] **Szczechowiak, E.:** *Analityczne obliczanie paramatrow powietrza wiegotnego*, "Chlodnictwo" 8, Warszawa, 1985.