

# **Modeliranje hladilnih elementov v nakupovalnih središčih za namene optimizacije energijskih stroškov**

**Miha Glavan, Dejan Gradišar, Damir Vrančič**  
**Odsek za sisteme in vodenje, Institut "Jožef Stefan", Jamova 39, Ljubljana**  
**miha.glavan@ijs.si, dejan.gradisar@ijs.si, damir.vrancic@ijs.si**

## *Modeling of refrigeration system in shopping centers to optimize the energy costs*

The development of alternative energy sources and demands to minimize energy costs are opening new optimization opportunities for all society members (industry, services, domestic consumers). The flexible prices of electrical energy are becoming the key drivers for developing new optimization strategies. Such an approach can be potentially applied also in shopping centers, where one of the main consumers is refrigeration system. Such a system is able to store the energy in form of frost and consequently it can provide some freedom to temporarily manipulate current consumption. The use of physical models represents one way to develop and validate new cost optimization strategies in the field of refrigeration. The article introduces the design of physical model which describes the temperature and energy dynamics of the refrigeration cabinets and frozen food. Model parameters are identified on the basis of the data measured in the selected shopping center.

## *Kratek pregled prispevka*

Z razvojem alternativnih virov energije in z zahtevami po zmanjševanju stroškov energije se za vse družbene segmente (industrija, trgovina, domača poraba) odpirajo možnosti optimizacije, ki izkoriščajo dinamično gibanje cen električne energije. Takšen pristop je potencialno zanimiv tudi za nakupovalna središča, kjer enega izmed energijsko bolj potratnih sistemov predstavlja hladilna tehnika, ki zaradi svoje sposobnosti hranjenja energije v obliki hladu omogoča določeno svobodo pri upravljanju s porabo električne energije. Uporaba fizikalnega modela hladilnih elementov predstavlja enega izmed možnih pristopov za iskanje novih pristopov za optimizacijo energijskih stroškov, potrebnih za hlajenje živilskih izdelkov. V okviru prispevka je predstavljena zasnova fizikalnega modela temperaturne in energijske dinamike hladilnih elementov ter hrane. Prosti parametri modela so ocenjeni na podlagi izmerjenih podatkov v izbranem nakupovalnem središču.

## 1 Uvod

Z vključevanjem alternativnih virov električne energije v redna distribucijska omrežja se je močno povečala problematika neuravnovešene proizvodnje in porabe energije. Togost takšnega sistema spodbuja ponudnike električne energije k uvajanju novih poslovnih modelov, ki bi aktivneje spodbudili porabnike k dinamičnemu usklajevanju bremen v skladu s proizvodnimi kapacitetami. Takšen pristop tudi proizvodnim/storitvenim podjetjem odpira nove možnosti za dodatno stroškovno optimizacijo njihovih sistemov oz. procesov, kar lahko znatno izboljša njihovo učinkovitost in konkurenčnost.

Nakupovalna središča so velik porabnik električne energije in po nekaterih podatkih naj bi se v takšnih centrih porabilo celo do 3-4% procentov svetovne električne energije [1]. Energijska potratnost velikokrat izvira iz cenениh in nedodelanih obratovalnih prostorov in sistemov, kar je posledica hitrega širjenja poslovalnic ter osredotočenosti na prodajo. Enega izmed bolj potratnih sistemov v nakupovalnih središčih predstavlja hladilna tehnika, ki porabi nekje od 40-60% procentov celotne električne energije središč [2]. Hladilni sistemi zaradi svoje sposobnosti hranjenja energije v obliki hladu omogočajo določeno svobodo pri upravljanju s porabo električne energije, kar lahko predstavlja zanimiv potencial za zmanjševanje energijskih stroškov.

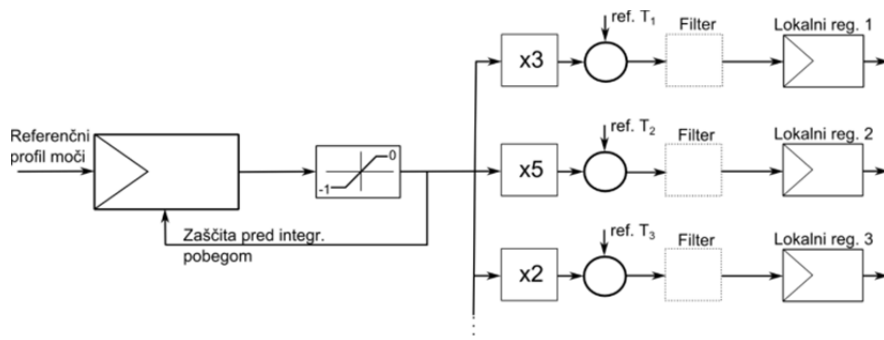
V prispevku bo predstavljena zasnova in identifikacija parametrov modela hladilne tehnike. Razviti model bo omogočal preverjanje smiselnosti nekaterih optimizacijskih strategij in pomagal pri zasnovi optimizacijskega sistema. V naslednjem poglavju so najprej predstavljene osnovne strategije za stroškovno optimizacijo hladilne tehnike v nakupovalnih središčih. V 3. poglavju bo opisana zasnova poenostavljenega fizikalnega modela hrane in hladilnih skrinj, kateri bo v poglavju 4 identificiran in verificiran na podatkih izmerjenih neposredno v zamrzovalnem hladilnem elementu iz enega od slovenskih nakupovalnih središč.

## 2 Pristopi za optimizacijo energijskih stroškov hladilne tehnike v nakupovalnih središčih

Pristope za optimizacijo hladilne tehnike lahko v grobem razdelimo v dva sklopa: (i) neposredna energijska optimizacija in (ii) zmanjševanje energijskih stroškov. Pristopi za zmanjševanje celotne energijske porabe so večinoma dosegljivi preko konkretnih fizičnih izboljšav v hladilnem sistemu (namestitve vrat, izboljšanje zasteklitve, uporaba varčnih svetil itd. [3]). Dinamično gibanje cene električne energije pa omogoča vpeljavo novih metod, kjer lahko zgolj s pametnim upravljanjem hladilnega sistema dosežemo zmanjšanje stroškov porabljene energije. Takšne prihranke omogočajo aktivnosti upravljanja s porabo (ang. *Demand Side Management*) in aktivnosti prilagajanja bremena (ang. *Demand Response*), kjer se teži k zmanjševanju porabe, bolj enakomerni porazdelitvi odjema in večji prožnosti pri porabi električne energije [3]. Za sodelovanje pri takšnih aktivnostih pa so odjemalci neposredno finančno nagrajani.

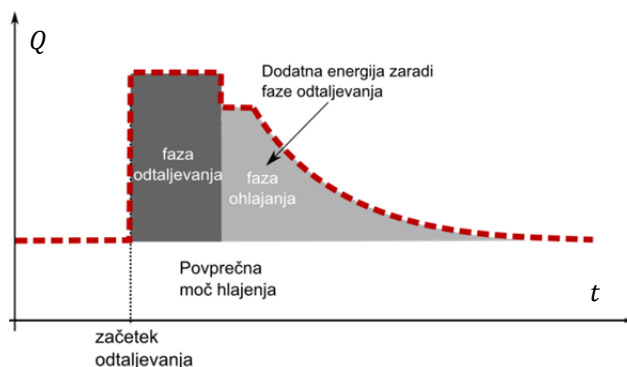
V kontekstu prilagajanja bremena ima hladilna tehnika zanimiv potencial, saj omogoča akumuliranje energije v obliki hladu. Na račun shranjene energije je mogoče s pametnim upravljanjem in upoštevanjem cene električne energije porabo prerazporediti in celostno prispevati k prihrankom. S skupnim upravljanjem razpršenih sistemov (trgovskih centrov) pa postane takšna ideja še toliko bolj zanimiva. Enega izmed takšnih pristopov pametnega upravljanja z električno energijo predstavlja ideja prilagajanja energijskega profila s pomočjo prilagajanja lokalnih temperaturnih referenc posameznih hladilnih elementov (zamrzovalne in hladilne skrinje) [4], kot je to predstavljeno na sliki 1.

Akumuliranje električne energije pa ne predstavlja edini način za doseganje prihrankov. Enega od energijsko bolj potratnih procesov v hladilni tehniki predstavlja odtaljevanje ledu, ki se nabere na rešetu uparjalnika. Za odtaljevanje se tipično uporabljajo električni grelniki, ki po vnaprej določenem urniku nekajkrat dnevno odtalijo led. Po končanem odtaljevanju sledi



Slika 1: Prilagajanje energijskega profila s prilagajanjem temperaturnih referenc posameznih hladilnih elementov.

faza ponovnega ohlajevanja, kjer je potrebno odvesti dovedeno energijo grelnika, kot je to predstavljeno na sliki 2. Glavni izziv pri odtaljevanju ledu je ugotoviti ali je odtaljevanje v določenem trenutku sploh potrebno, za kar so že bili predlagani različni pristopi [5]. S takšnim znanjem bi lahko zmanjšali število potrebnih odtaljevalnih ciklov in nekritična odtaljevanja prestavili v cenovno ugodnejša obdobja električne energije. Prav tako bi lahko z enakomernejšo razporeditvijo odtaljevalnih urnikov zmanjšali tokovne viške.

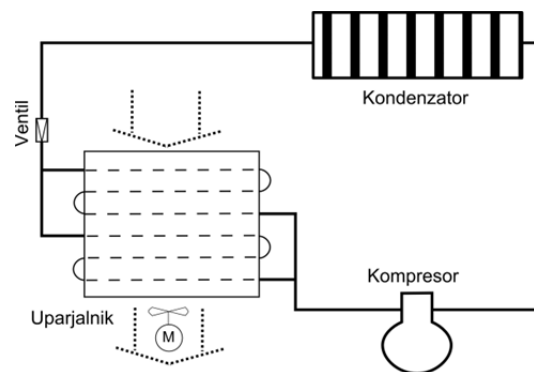


Slika 2: Energjska bilanca odtaljevanja.

Neposredno preizkušanje smiselnosti posameznih optimizacijskih strategij je na dejanskih hladilnih sistemih v nakupovalnih središčih zelo oteženo. Eden izmed načinov za razvoj in vrednotenje novih pristopov za optimizacijo tako predstavlja razvoj poenostavljenega fizikalnega modela, ki bi podal podrobnejše odgovore o energijski dinamiki in razmerjih v dejanskem hladilnem sistemu. Takšen celosten model pa bi bilo mogoče tudi neposredno vključiti v sklop novih optimizacijskih strategij.

### 3 Model hladilnih sistemov v nakupovalnem središču

Osnovo hladilnega sistema predstavlja parno-kompresijski proces, za katerega velja, da hladilno sredstvo kroži znotraj zaključene zanke, sestavljene iz kompresorja, kondenzatorja, ekspanzijskega ventila in uparjalnika (slika 3). Uparjalnik je nameščen v hladilnih elementih in okoliškemu mediju odvzema toploto, kondenzator (nameščen zunaj) pa toploto okoliškemu mediju oddaja. Ekspanzijski ventil in kompresor skrbita za pretok hladilnega sredstva ter za zagotavljanje potrebne tlačne razlike.



Slika 3: Shema obravnavanega hladilnega sistema.

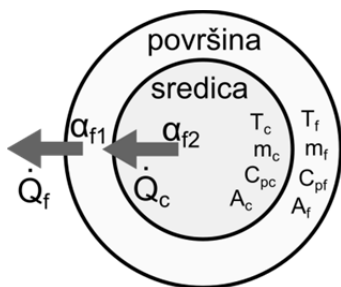
Prispevek je osredotočen na opis energijske dinamike hladilnega elementa, ki poleg hladilne komore vsebuje tudi ekspanzijski ventil in uparjalnik. Strukturo modela povzemamo iz različnih virov v literaturi [1][6][7]. Pri tem pa predpostavljamo, da sta kompresor in kondenzator sposobna konstantno zagotavljati hladilno sredstvo pri zahtevanem tlaku in temperaturi.

Pri vpeljavi modelov je uporabljen naslednji sistem označevanja parametrov in spremenljivk. Oznake  $T$ ,  $m$ ,  $c_p$ ,  $A$ ,  $\alpha$  in  $\dot{Q}$  označujejo temperaturo, maso, specifično toplotno kapaciteto, površino, toplotno prestopnost in toplotni tok. Z indeksi posameznih parametrov in spremenljivk pa je podana navezava na ustrezen gradnik hladilnega sistema na katerega se določen parameter nanaša:  $f$  – hrana (ang. *food*),  $a$  – zrak (ang. *air*),  $w$  – stena (ang. *wall*),  $s$  – trgovina (ang. *store*),  $e$  – uparjalnik (ang. *evaporator*),  $h$  – grelnik (ang. *heater*),  $c$  – sredica (ang. *core*),  $r$  – hladilni medij (ang. *refrigerant*).

### 3.1 Model živilskih izdelkov

Živilski izdelki pomembno vplivajo na dinamiko hladilnih elementov, saj ravno hrana predstavlja enega večjih akumulatorjev energije v obliki hladu. Vidik dinamike hrane je potrebno upoštevati tudi pri manipuliranju temperature hladilnih elementov, kjer je potrebno upoštevati varnostni vidik – upoštevanje HACCP temperaturnih standardov.

Za model živilskih izdelkov predpostavimo dvotočkovni model z dvema temperaturnima stanjema  $T_f$  (temperatura površine) in  $T_c$  (temperatura sredice), kot je to predstavljeno na sliki 4.



Slika 4: Shema modela živilskih izdelkov.

Dinamiko temperature izdelkov opišemo z naslednjima diferencialnima enačbama:

$$\dot{T}_f = \frac{1}{m_f c_{pf}} \cdot (\dot{Q}_c - \dot{Q}_f) \quad (1)$$

$$\dot{T}_c = \frac{1}{m_c c_{pc}} \cdot (-\dot{Q}_c) \quad (2)$$

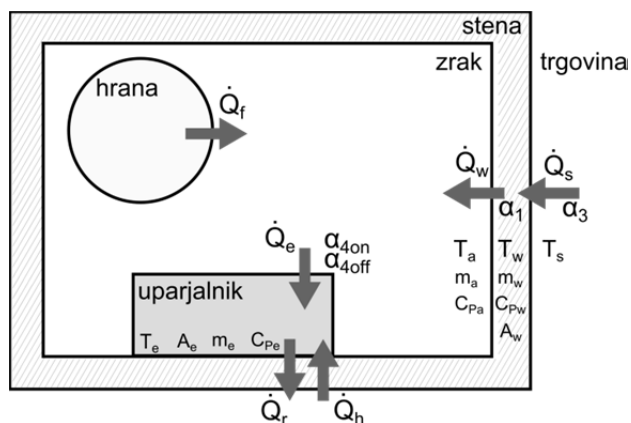
kjer sta toplotna tokova definirana kot:

$$\dot{Q}_f = A_f \cdot \alpha_{f1} \cdot (T_f - T_a) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_c = A_c \cdot T_c \cdot (T_c - T_f) \quad (4)$$

### 3.2 Model hladilnega elementa

Pri poenostavljenemu modelu hladilnega elementa upoštevamo osnovne energijske tokove. Obravnavamo zaprto skrinjo minus nivoja, zato predpostavimo zgolj toplotne izgube preko stene hladilnega elementa in enotno temperaturo zraka znotraj celotnega hladilnega elementa. Shema modela in uporabljene oznake so predstavljene na sliki 5.



Slika 5: Shema modela hladilnega elementa.

Upoštevamo naslednjo dinamiko temperatur hladilnega elementa:

$$\dot{T}_w = \frac{1}{m_w \cdot c_{pw}} \cdot (\dot{Q}_s - \dot{Q}_w) \quad (5)$$

$$\dot{T}_e = \frac{1}{m_e \cdot c_{pe}} \cdot (\dot{Q}_e + \dot{Q}_h - \dot{Q}_r) \quad (6)$$

$$\dot{T}_a = \frac{1}{m_a \cdot c_{pa}} \cdot (\dot{Q}_f + \dot{Q}_w - \dot{Q}_e) \quad (7)$$

ter definicijo toplotnih tokov:

$$\dot{Q}_w = A_w \cdot \alpha_1 \cdot (T_w - T_a) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_s = A_w \cdot \alpha_3 \cdot (T_s - T_w) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_e = A_e \cdot \alpha_4 \cdot (T_a - T_e) \quad (10)$$

### 3.3 Model faze oddaljevanja

Obravnavan hladilni element je voden z Danfoss-ovim regulatorjem iz družine AKC 11x. Glede na možne nastavitve regulatorja [8] predpostavimo naslednji postopek oddaljevanja. V času faze oddaljevanja je ekspanzijski ventil popolnoma zaprt. Ob začetku oddaljevanja se vklopi grelnik, zato je toplotni tok uparjalnika enak dovedenemu toplotnemu toku grelnika

$\dot{Q}_{inH}$ . Ob zaključku faze odtaljevanja sledi še krajša faza, kjer je grelnik izključen, zaprt pa ostaja tudi ekspanzijski ventil. V zadnji fazi odtaljevanja sprostimo ekspanzijski ventil, kar se odraža v začetnem popolnem odprtju ekspanzijskega ventila in nato ustrezni regulaciji odprtosti ventila.

Predpostavimo tudi, da so v fazi odtaljevanja ventilatorji izklopljeni. Vpliv vklopa in izklopa ventilatorjev pa upoštevamo z vpeljavo dveh različnih toplotnih prestopnosti med uparjalnikom in zrakom v hladilnem elementu ( $\alpha_{4on}$  - vklopljen ventilator,  $\alpha_{4off}$  - izklopljen ventilator). Prehod med različnimi vrednostmi toplotnih prestopnosti filtriramo z naslednjo prenosno funkcijo:

$$G(s) = \frac{1}{20s+1} \quad (11)$$

### 3.4 Model uparjalnika

Uparjalno fazo hladilnega sistema izvajata ekspanzijski ventil in uparjalna cev. Dodatni ventilatorji pri tem pospešujejo kroženje zunanjega zraka preko hladilnih cevi in s tem omogočajo boljši prenos energije med hladilno komoro in uparjalnikom. Ekspanzijski ventil zniža pritisk hladilne tekočine, zaradi česar se v uparjalni cevi hladilni medij postopoma uplani. V prvem delu uparjalne cevi je hladilni medij večinoma še v tekočem agregatnem stanju. S postopnim segrevanjem hladilnega medija le-ta na točki nasičenja popolnoma preide v plinasto agregatno stanje. Temperaturna razlika med točko nasičenja in izhodno točko se imenuje temperatura »super-heat« ( $T_{sh}$ ), za katero želimo, da ima čim-manjšo vrednost, saj se s tem izboljša energijski prenos med hladilnim medijem in steno uparjalnika (temperaturna prevodnost je večja pri tekočem plinastem mediju). V praksi pa se zaradi varnostnih zahtev zahteva, da temperatura  $T_{sh}$  dosega določeno minimalno vrednost.

Skupni koeficient toplotne prevodnosti med steno uparjalnika in hladilnim medijem se spreminja glede na vrednost temperature  $T_{sh}$ . Skupno toplotno prevodnost opišemo z odvisnostjo od mase utekočinjenega hladilnega

medija, ki je trenutno prisoten v uparjalniku ( $m_r$ ):

$$UA_r(m_r) = UA_{r,max} \cdot \frac{m_r}{m_{r,max}} \quad (12)$$

Ko je uparjalnik popolnoma napolnjen s tekočim hladilnim medijem ( $T_{sh} = 0$ ), velja  $m_r = m_{r,max}$  in takrat dosegamo največji koeficient toplotne prevodnosti  $UA_{r,max}$ . Akumulacijo tekočega hladilnega medija v uparjalniku opišemo kot:

$$\frac{dm_r}{dt} = \begin{cases} \tau_{fill} & \text{če ventil} = 1, \\ -\frac{\dot{Q}_r}{\Delta h_{lg}} & \text{če ventil} = 0 \text{ in } m_{ref} > 0, \\ 0 & \text{če ventil} = 0 \text{ in } m_{ref} = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Kjer je  $\Delta h_{lg}$  specifična latentna toplota (ang. *specific latent heat*) preostale tekoče hladilne tekočine v uparjalniku, ko je ekspanzijski ventil zaprt. Karakteristika  $\Delta h_{lg}$  pa je nelinearna karakteristika odvisna od izhodnega sesalnega pritiska  $P_{suc}$  in je specifična glede na uporabljen hladilni medij. V obravnavanem sistemu je uporabljena hladilna tekočina R404A [9]. Nelinearno karakteristiko le-te poenostavimo okoli predpostavljenega delovnega območja sesalnega tlaka ( $P_{suc,min} = 1.2bar$  in  $P_{suc,max} = 3.4bar$ ) z naslednjo enačbo:

$$\Delta h_{lg} = (0.0116 \cdot P_{suc}^2 - 0.1348 \cdot P_{suc} + 2.1292) \cdot 10^5 \quad (14)$$

$\dot{Q}_r$  pa predstavlja hladilno kapaciteto posameznega hladilnega elementa, ki jo ovrednotimo kot:

$$\dot{Q}_r = UA_r(m_r) \cdot (T_e - T_r) \quad (15)$$

Temperatura hladilne tekočine  $T_r$  je odvisna od uporabljene hladilne tekočine. Iz njene nelinearne karakteristike ovrednotimo naslednjo poenostavljeno razmerje med temperaturo hladilne tekočine v uparjalniku v odvisnosti od sesalnega tlaka v območju  $P_{suc,min} = 1.2bar$  in  $P_{suc,max} = 3.4bar$ :

$$T_r = -2.0051 \cdot P_{suc}^2 + 20.4962 \cdot P_{suc} - 63.3495 \quad (16)$$

Vodenje hladilnega elementa je izvedeno preko dvonivojske histerezne regulacije ekspanzijskega ventila (zgornja temp. meja  $\bar{T}_a = T_{a0} + dT/2$  in spodnja temp. meja  $\underline{T}_a = T_{a0} - dT/2$ ):

$$ventil(k) = \begin{cases} 1 & \text{če } T_a(k) > \bar{T}_a, \\ 0 & \text{če } T_a(k) > \underline{T}_a, \\ ventil(k-1) & \text{drugače.} \end{cases} \quad (17)$$

#### 4 Identifikacija parametrov modela

Podatke za identifikacijo prostih parametrov smo pridobili iz arhivske podatkovne baze iz enega izmed slovenskih nakupovalnih središč ter iz neposrednega merjenja temperatur v hladilni komori (temperatura vpiha in izpiha, temperatura površine izdelka, temperatura sredice izdelka, temperatura trgovine). Več o uporabljenih podatkih je predstavljeno v [3].

##### 4.1 Ovrednotenje razmer v ustaljenem stanju

Ob poznavanju nominalnih temperatur zraka in trgovine lahko ustaljene temperature stene in uparjalnika ovrednotimo preko naslednjih ravnotežnih enačb:

$$T_{w0} = \frac{A_w \cdot \alpha_1 \cdot T_{a0} + A_w \cdot \alpha_3 \cdot T_s}{A_w \cdot \alpha_1 + A_w \cdot \alpha_3} \quad (18)$$

$$T_{e0} = \frac{A_w \cdot \alpha_1}{A_e \cdot \alpha_4} \cdot (T_{a0} - T_{w0}) + T_{a0} \quad (19)$$

$$T_{f0} = T_{a0} \quad (20)$$

Ovrednotimo lahko tudi relacijo med parametrom  $\alpha_1$  in  $\alpha_3$ . Le-ta je odvisna od dovedene hladilne moči v ustaljenem stanju in temperatur zraka in nakupovalnega središča. Preko relacij, ki veljajo v ustaljenem stanju ( $\dot{Q}_s = \dot{Q}_w$ ,  $\dot{Q}_w = \dot{Q}_e$ ,  $\dot{Q}_e = \dot{Q}_r$ ), jo lahko izrazimo v obliki naslednje enačbe:

$$\alpha_3 = \frac{\alpha_1 \cdot \dot{Q}_r}{A_w \cdot \alpha_1 \cdot (T_s - T_a) - \dot{Q}_r} \quad (21)$$

Ko hladilni element ni v fazi odtaljevanja, lahko rečemo, da se hladilnik nahaja v ustaljenem stanju, kjer pa zaradi dvostopenjskega vodenja ekspanzijskega ventila temperatura še vedno nekoliko niha. Na podlagi povprečja vseh podatkov, izmerjenih izven faze

odtaljevanja, pa lahko pridobimo vpogled v razmere dejanskega ustaljenega stanja.

Preko opazovanja povprečnega časa odprtosti ventila tako predpostavimo, da hladilni element v ustaljenem stanju deluje z 48.28 % deležem svoje nazivne hladilne moči ( $\dot{Q}_{r,nom} = \dot{Q}_{r,max} = 275W$ ):

$$\dot{Q}_{r,0} = \dot{Q}_{r,nom} \cdot 0.48 = 132 W \quad (22)$$

Ker želimo, da ob nominalnih razmerah ( $T_{s0}$ ,  $T_{a0}$ ) hladilnik deluje z ovrednoteno hladilno močjo  $\dot{Q}_{r,0}$ , lahko relacijo med  $\alpha_1$  in  $\alpha_3$  opišemo preko naslednje enačbe:

$$\alpha_3 = \frac{\alpha_1 \cdot \dot{Q}_{r,0}}{A_w \cdot \alpha_1 \cdot (T_{s0} - T_{a0}) - \dot{Q}_{r,0}} \quad (23)$$

Na podlagi nominalne moči ocenimo tudi maksimalni koeficient toplotne prevodnosti uparjalnika. Določimo ga za najbolj neugodne razmere, kjer je za zagotavljanje zelene temperature  $T_{a0}$  potreben maksimalni razpoložljivi toplotni tok hladilne tekočine ( $\dot{Q}_{r,max}$ ). Takšne razmere so prisotne, ko pri nominalni (željeni) temperaturi zraka v hladilniku ( $T_{a0}$ ) temperatura stene uparjalnika doseže minimalno vrednost  $T_{e,min}$ .

$$UA_{r,max} = \frac{\dot{Q}_{r,max}}{T_{e,min} - T_r} \quad (24)$$

kjer velja:

$$T_{e,min} = T_{a0} - \frac{\dot{Q}_{r,max}}{A_e \cdot \alpha_4} \quad (25)$$

##### 4.2 Identifikacija prostih parametrov modela

Na podlagi referenčnega gibanja temperature vpihanega zraka in temperature v izdelku ovrednotimo vrednosti konstrukcijskih parametrov hladilnega elementa. Pri optimizaciji prostih parametrov modela prilagajamo naslednje parametre:  $\alpha_1$ ,  $\alpha_{4on}$ ,  $\alpha_{4off}$ ,  $m_a$ ,  $m_w$ ,  $m_c$ ,  $m_e$ .

Pri optimizaciji parametrov težimo k zmanjševanju razlike med simulirano vrednostjo temperature zraka ( $T_{as}$ ) in temperaturo vpiha ( $T_{am}$ ), ki je bila izmerjena v opazovanem hladilnem elementu. Kot kriterij ujemanja obeh signalov uporabimo kriterij srednje kvadratne napake (MSE):

$$\text{MSE} = \frac{1}{N} \sum_i^N (T_{\text{ami}} - T_{\text{asi}})^2 \quad (26)$$

Pri tem pa predpostavimo še dodatni optimizacijski pogoj:

$$-\alpha_{4on} + \alpha_{4off} < 0 \quad (27)$$

in potreben pogoj, da velja  $\alpha_3 > 0$ :

$$\alpha_1 \cdot A_w \cdot (T_a - T_s) < \dot{Q}_{ino} \quad (28)$$

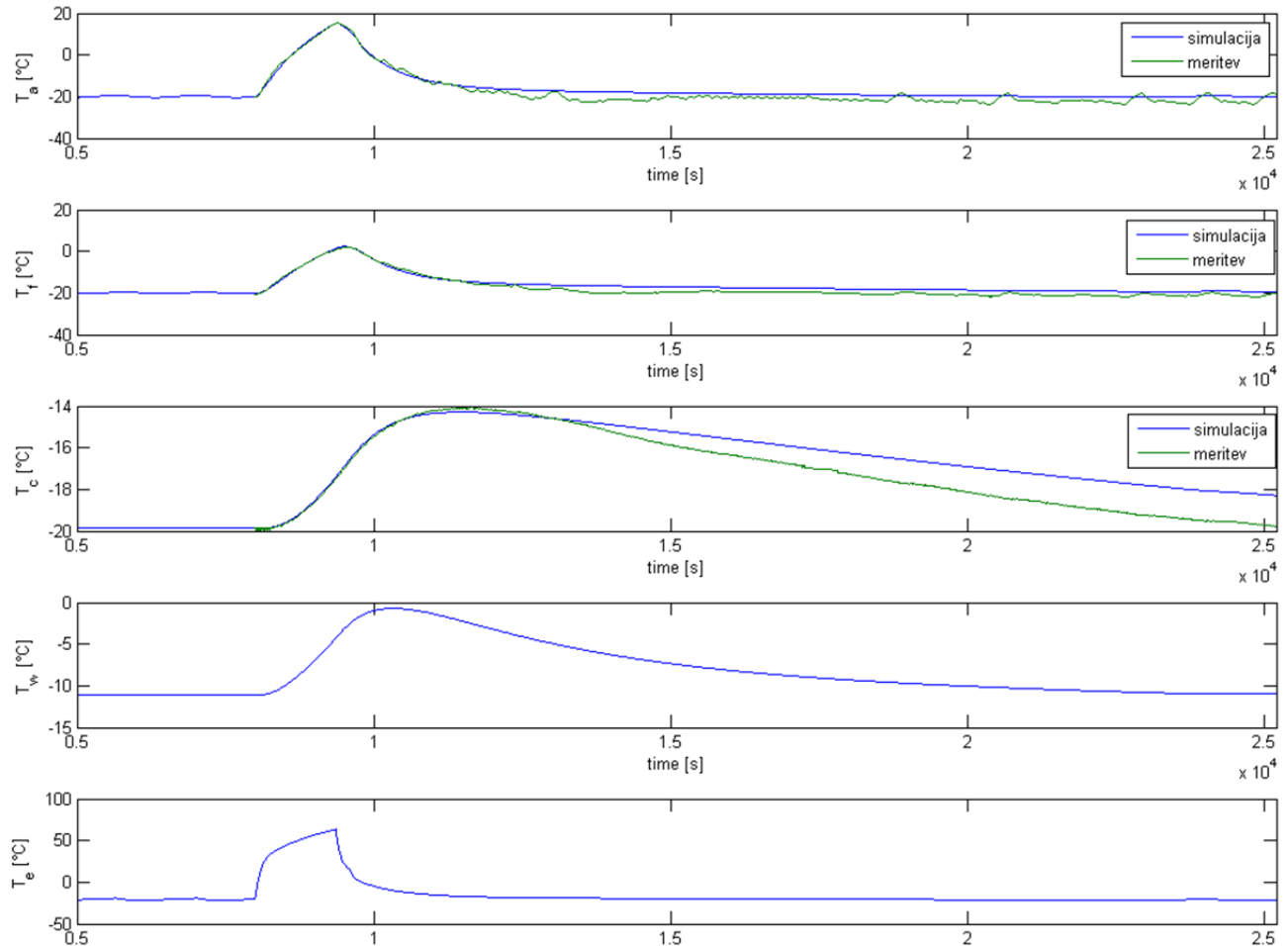
Kot prosti parameter modela prilagajamo tudi maso sredice izdelkov ( $m_c$ ). V vsakem koraku iteracije poiščemo tudi proste parametre modela izdelkov, kjer identificiramo naslednje parametre:  $m_f$ ,  $\alpha_{f1}$  in  $\alpha_{f2}$ . Pri identifikaciji težimo k zmanjševanju razlike obeh izhodov modela ( $T_{fs}$  - simulirana temperatura površine izdelka in  $T_{cs}$  - simulirana temperatura sredice izdelka) glede na meritve izvedene v trgovskem centru ( $T_{fm}$  - izmerjena temperatura površine izdelka in  $T_{cm}$  - izmerjena temperatura sredice izdelka):

$$\text{MSE}_f = \sum_i^N (T_{fmi} - T_{fsi})^2 \quad (29)$$

$$\text{MSE}_c = \sum_i^N (T_{cmi} - T_{csi})^2 \quad (30)$$

Identificirani parametri modela hrane in hladilnega elementa so predstavljeni v tabeli 1, vnaprej določeni fiksni parametri pa v tabeli 2. Nekateri identificirani parametri dosegajo sicer fizikalno nerealne vrednosti, npr. masa zraka. Vendar predpostavljamo, da je to posledica izbire močno poenostavljenega modela, kjer dinamika modeliranega zraka prevzame nalogo opisa dinamike, ki ni bila neposredno vključena v model.

Simulacijski odzivi hladilnega elementa so prikazani na sliki 6. Vidimo lahko, da simulirane vrednosti dobro opisujejo dejansko temperaturne spremembe ob nastopu odtaljevanja. Na sliki 7 pa je prikazan še odziv modela hrane, kjer smo kot vhodno temperaturo zraka ( $T_a$ ) uporabili dejanske izmerjene vrednosti.



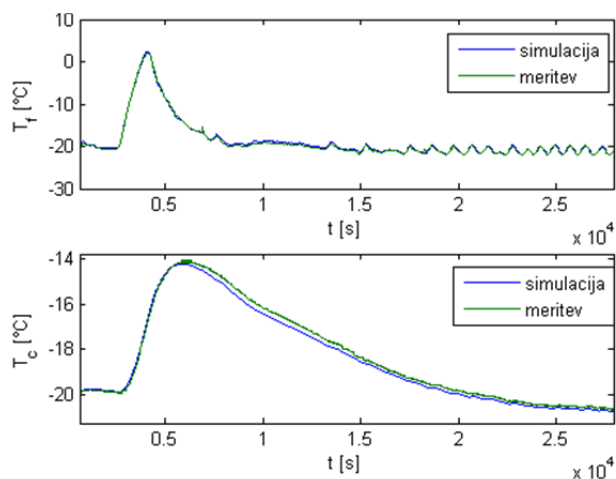
Slika 6: Simulirana in izmerjena temperaturna dinamika hladilnega elementa v fazi odtaljevanja.

Tabela 1: Identificirani parametri modela.

Parameter	Vrednost	Parameter	Vrednost
$\alpha_1$	1.25	$m_a$	48.80
$\alpha_{f1}$	30.18	$m_w$	29.81
$\alpha_{f2}$	70.47	$m_f$	9.43
$\alpha_3$	0.33	$m_c$	120.79
$\alpha_{4on}$	197.86	$m_e$	9.50
$\alpha_{4off}$	56.97	$UA_{r,max}$	34.55

Tabela 2: Izbrani parametri modela.

Parameter	Vrednost	Parameter	Vrednost
$c_{pe}$	450	$T_s$	22
$c_{pa}$	1005	$T_{a0}$	-19.8
$c_{pw}$	1670	$\dot{Q}_h$	2795
$c_{pf}$	3100	$\dot{Q}_{r,max}$	-275
$c_{pr}$	1000	$\dot{Q}_{r,0}$	-132
$A_e$	1	$P_{suc}$	2.1
$A_f$	4	$dT$	0.5
$A_c$	1	$m_{rmax}$	0.6
$A_w$	12	$T_{fill}$	30



Slika 7: Simulirani in izmerjeni temperaturi hrane ob fazi odtaljevanja, kjer smo kot vhod uporabili izmerjeno vrednost temperature zraka.

## 5 Zaključek

Predstavljeni model omogoča podrobnejšo študijo energijske bilance hladilnega elementa in analizo gibanja temperatur hrane. Tekom

nadaljnega dela je predvidena še vključitev modela kompresorjev in kondenzatorjev s čimer bomo pridobili še natančnejšo oceno o potrebnem vložku električne energije ter upoštevali realnejši vpliv zunanje temperature na energijsko učinkovitost hladilnega sistema. Takšno razvito modelno okolje bo predstavljajo osnovo za nadaljnji razvoj in testiranje strategij za optimizacijo energijskih stroškov hladilne tehnike v nakupovalnih središčih.

## 6 Zahvala

Raziskavo je sofinancirala Agencija za raziskovalno dejavnost Republike Slovenije v okviru projekta L2-5476: Optimizacija stroškov porabe energije za hladilno tehniko v nakupovalnih središčih.

## 7 Literatura

- [1] T.G. Hovgaard, L.F.S. Larsen, M.J. Skovrup, J.B. Jorgensen, Analyzing control challenges for thermal energy storage in foodstuffs. IEEE International Conference on Control Applications, Dubrovnik, Croatia, 2012.
- [2] T. Green, M. Kinnaert, R. Razavi-Far, R. Izadi-Zamanabad, H. Niemann, Optimising performance in steady state for a supermarket refrigeration system, 20th Mediterranean Conference on Control & Automation, Barcelona, Spain, 2012
- [3] Š. Vidrih, Strategije za optimizacijo stroškov porabe električne energije hladilne tehnike v nakupovalnih središčih, magistrsko delo, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za elektrotehniko 2014.
- [4] S.E. Shafiei, H. Rasmussen; J. Stoustrup, Modeling Supermarket Refrigeration Systems for Demand-Side Management. *Energies*, 6, 900-920, 2013.
- [5] D. Gradišar, M. Glavan, D. Vrančič, Ocenjevanje debeline ledu na hladilnih rebrih zamrzovalnih skrinj v trgovskih centrih, ERK 2014, Portorož, 2014.
- [6] L.F.S. Larsen, Model Based Control of Refrigeration Systems, doktorska disertacija, Aalborg, Denmark: Department of Control Engineering, Aalborg University, 2006.
- [7] K. Vinther, H. Rasmussen, R. Izadi-Zamanabadi, J. Stoustrup, A.G. Alleyne, A Learning Based Precool Algorithm for Utilization of Foodstuff as Thermal Energy Storage, IEEE International Conference on Control Applications, Hyderabad, India, 2013.
- [8] Danfoss, Controller for controlling evaporators AKC 114A, 115A and 116A, Menu operation via AKM, ADAP-KOOL, 1998.
- [9] ASHRAE Handbook, Chapter 30: Thermophysical Properties of Refrigerants, 2009.