

Latvijas Lauksaimniecības universitāte
Tehniskā fakultāte
Lauksaimniecības Enerģētikas institūts

Raimunds Šeļegovskis

**Individuālo būvju apsildes
risinājumu analīze un modelēšana**

Promocijas darba kopsavilkums
Dr.sc.ing. zinātniskā grāda iegūšanai

Zinātniskais vadītājs
Dr. habil. sc. ing., profesors
Andris Šnīders

Jelgava 2005

**PROMOCIJAS DARBS IZVIRZĪTS
LATVIJAS LAUKSAIMNIECĪBAS UNIVERSITĀTĒ
INŽENIERZINĀTŅU DOKTORA GRĀDA IEGŪŠANAI**

Promocijas darbs inženierzinātņu doktora grāda iegūšanai tiek publiski aizstāvēts Latvijas Lauksaimniecības universitātes Tehniskajā fakultātē 4. novembrī 2005.g., Čakstes bulvārī 5, Jelgavā.

OFICIĀLIE RECENZENTI:

Profesors, Dr. Habil. Sc. Ing. Jānis Greivulis
Rīgas Tehniskā universitāte, Latvija

Profesors, Dr. Habil. Sc. Ing. Egīls Dzelzītis
Rīgas Tehniskā universitāte, Latvija

Profesors, Dr. Sc. Ing. Imants Ziemeļis
Latvijas Lauksaimniecības universitāte, Latvija

Atsauksmes sūtīt: Lauksaimniecības enerģētikas institūts, Tehniskā fakultāte,
LLU, Čakstes bulv.5, Jelgava, LV-3001.

APSTIPRINĀJUMS

Es apstiprinu, ka esmu izstrādājis šo promocijas darbu, kurš iesniegts izskatīšanai Latvijas Lauksaimniecības universitātē inženierzinātņu doktora grāda iegūšanai. Promocijas darbs nav iesniegts nevienā citā universitāte zinātniskā grāda iegūšanai.

Raimunds Šeļegovskis.....

Datums.....

Promocijas darbs ir uzrakstīts latviešu valodā uz 115 lappusēm. Tas, satur anotāciju, 6 nodaļas, secinājumus, literatūras sarakstu, 11 pielikumus, 51 attēlu, 28 tabulas. Literatūras sarakstā ir 80 nosaukumi.

SATURS

Ievads.....	4
1. Autonomo siltumapgādes veidu analītisks apskats	8
2. Autonomo ūdens centrālapsildes sistēmu analīze un darbības modelēšana.....	11
3. Apsildes sistēmu ar grīdā iebūvētiem elektriskajiem sildkabeļiem analīze un darbības modelēšana	28
4. Biomasu kompostēšanas siltuma izmantošana apsildei	34
5. Procesu eksperimentālajos pētījumos izmantotās mērīšanas un datu apstrādes iekārtas	37
6. Būvju apsildes inženiersistēmu izvēles ekonomiskais pamatojums.	38
Secinājumi	41
Izmantotā literatūra.....	84

CONTENT

General description.....	45
1. Analytic review of autonomous heat supply kinds	49
2. Analysis and operation modelling of autonomous heating systems with water as a heat carrier	52
3. Analysis and operation modelling of heating systems with floor mounted heating cables.....	69
4. Utilization of biomass composting heat for heating.....	76
5. Measuring and data acquisition equipment used in the experimental investigations of process.....	75
6. Economic justification of building engineering system choice.....	78
Conclusions	82
References	84

IEVADS

Darba aktualitāte

Latvijā notiek intensīva individuālo būvju celtniecība gan laukos, gan pilsētās. Pamazām sāk atjaunoties daudzdzīvokļu māju celtniecība. Jaunceļamajās būvēs ir nepieciešams izveidot mūsdienīgas apsildes sistēmas. Arī daudzās agrāk celtajās būvēs apsildes sistēmas ir fiziski un morāli novecojušas, tās nepieciešams nomainīt ar jaunām. Modernai apsildes sistēmai jānodrošina nepieciešamais komforts telpās, vienlaicīgi samazinot primāro siltuma avotu patēriņu. To var veikt tikai izmantojot mūsdienīgus sistēmas elementus un izmantojot automātisku sistēmas vadību ar savā starpā salāgotiem apsildes sistēmas un vadības elementiem. Ņemot vērā, ka Latvijā un arī visā pasaulē kurināmais kļūst arvien dārgāks, palielinās izdevumi par telpu apsildi Nodrošinot mazāku kurināmā patēriņu un pilnīgāku tā sadegšanu, samazinās izdevumi un vides piesārņojums. Līdz ar to nepieciešamais komforta līmenis telpās tiek nodrošināts pie mazāka kaitīgo izmešu daudzuma uz kurināmā vienību un tā absolūto patēriņu. Šāds pilnveidošanas virziens atbilst arī Kioto protokola nosacījumiem. Darbā tiek apskatīti autonomas apsildes risinājumi individuālai dzīvojamai būvei gan izmantojot tradicionālās apsildes sistēmas, gan mazāk izplatītās, kā arī alternatīvos primārās enerģijas avotus un kompleksī kombinējot tos. Liela uzmanība pievērsta apsildes sistēmu automātiskai vadībai un modelēšanai.

Darba mērķis, pētījumu virzieni un uzdevumi.

Promocijas darba galvenais mērķis ir izveidot imitāciju modeli, ar kura palīdzību varētu veikt apsildāmā objekta termodinamisko procesu un regulēšanas sistēmas darbības analīzi, lai noteiktu kritērijus izvēlētajās apsildes sistēmas racionālam darbības režīmam, kā arī lai izstrādātu sistēmas vadību, kas nodrošina izvēlēto kritēriju izpildi. Darba uzdevumi ir:

- izpētīt siltuma avotu īpašības, to piemērotību autonomai siltumapgādei individuālajās dzīvojamās būvēs, ņemot vērā inženiertehniskos, enerģētiskos, ekoloģiskos un fizioloģiskos faktorus;
- izmantojot siltumpārvades procesu matemātiskās un imitāciju modelēšanas metodes, izpētīt un pilnveidot individuālās apsildes automātiskās vadības sistēmu darbības stabilitāti un kvalitāti determinētu un stohastisku perturbāciju apstākļos;
- pamatot autonomo individuālas apsildes sistēmu enerģētiski, ekoloģiski un ekonomiski atbilstošus risinājumus mazstāvu individuālajām dzīvojamām būvēm.

Pētījumu metodes un darba zinātniskā novitāte

Pētījumi saskaņā ar izvirzītajiem mērķiem un uzdevumiem tika veikti ar matemātiskām un datora modelēšanas metodēm, kā arī ar fizikāli-eksperimentālām datu iegūšanas metodēm. Pētījumu metožu pamatā ir energoefektīvas elastīgas apsildes sistēmas un tās vadības modeļa izstrāde, ar kura palīdzību, modelējot sistēmas darbību, tiek veikta augstāk minēto uzdevumu izpilde. Darbā izstrādātais sistēmas modelis ļauj optimizēt apsildes sistēmu darbību pamatojoties uz objekta termodinamiskās analīzes rezultātiem. Darbā izmantota LLU Lauksaimniecības enerģētikas institūtā pieejamā mērīšanas un datortehnika, pētījumu veikšanai izgatavotās iekārtas un apsildes sistēmas individuālā dzīvojamā mājā. Izmantotas datorprogrammu paketes MS Excel, Matlab 5.2 Simulink, AMR Data Control 4.1, ierīce ALMEMO 8990-8.

Promocijas darba zinātniskā novitāte ir:

- izstrādāts ūdens apsildes sistēmas vadības un apsildāmā objekta siltumpārejas procesu imitāciju modelis, izmantojot datorprogrammas Matlab apakšprogrammu Simulink, kas ļauj izpētīt un pilnveidot individuālās apsildes automatiskās vadības sistēmu darbības stabilitāti un kvalitāti kā arī modelēt būvju siltumpārejas procesu norisi determinētu un stohastisku perturbāciju apstākļos;
- izstrādāts ar sildkabeli apsildāmas grīdas vadības procesu imitāciju modelis, izmantojot datorprogrammas Matlab apakšprogrammu Simulink, kas ļauj izpētīt un pilnveidot sistēmas darbības stabilitāti un kvalitāti determinētu un stohastisku perturbāciju apstākļos
- izpētīta un pamatota iespēja izmantot būvju apsildei siltumu, ko iegūst kompostējot augu valsts produktus, kas rodas piemājas saimniecības uzturēšanas procesā;
- izmantojot izstrādātos imitāciju modeļus, veikta regulēšanas sistēmas ietekmes uz apsildes izmaksām analīze.

Darba aprobācija

Promocijas darba pētījumu rezultātu aprobācija tika izpildīta autoram uzstājoties zinātniskajās konferencēs:

1. R. Šeļegovskis, E. Visockis. Zemgrīdas apkures pētījumi kā siltumnesēju izmantojot dūmgāzes./ Inženierproblēmas lauksaimniecībā. Jelgava, 2005.
2. R. Šeļegovskis. Apsildāmo grīdu temperatūras automatiskās regulēšanas sistēmas modelēšana./ Modernas tehnoloģijas enerģijas ieguvei un izmantošanai. Jelgava 2004.

3. I. Plūme, R. Šeļegovskis, A. Spīdāns. Siltumpārvade sistēmā konteiners – grīdas apsildes panelis. Modernas tehnoloģijas enerģijas ieguvei un izmantošanai. Jelgava 2004.
4. I. Plume, R. Selegovskis, A. Spidans. Heat transfer in system container – floor heating panel. Technical progress in agriculture. Kaunas, 2004.
5. I. Plume, R. Selegovskis. Heat and mass transfer within composting container./ International conference. Kiev, 2001.
6. I. Plume, R. Selegovskis. Heat balance for composting container. // Technical progress in agriculture. Kaunas, 2000.
7. R. Šeļegovskis. Apsildāmo grīdu izvēles analīze./ Inženierproblēmas lauksaimniecībā. Jelgava, 2000.
8. R. Šeļegovskis. Privātmājas apsildes siltumģenerators izvēles analīze. Inženierproblēmas lauksaimniecībā. Jelgava, 2000.
9. R. Šeļegovskis. Apkures sistēmu ar plastmasas cauruļvadiem ekspluatācijas problēmas./ Inženierproblēmas lauksaimniecībā. Jelgava, 1999.

Aprobācija veikta arī sekojošās publikācijās:

1. R. Šeļegovskis, E. Visockis. Zemgrīdas apkures pētījumi kā siltumnesēju izmantojot dūmgāzes./ Inženierproblēmas lauksaimniecībā. Jelgava, 2005.
2. R. Šeļegovskis. Apsildāmo grīdu temperatūras automātiskās regulēšanas sistēmas modelēšana./ Modernas tehnoloģijas enerģijas ieguvei un izmantošanai. Jelgava 2004.
3. I. Plume, R. Selegovskis. Heat and mass transfer within composting container.// Industrial Heat Engineering. No. 4-5. - Kiev. – 2001, p. 33-38.
4. I. Plume, R. Selegovskis. Heat balance for composting container. // - LZUA Research Papers, Kaunas, vol. 5(1), 2000, pages 240...245.
5. R. Šeļegovskis. Asinhrono elektrodzinēju kombinētās aizsardzības ierīces EKA-2 fāžu režīma kontroles ķēdes pētījumi.//Elektrodzinēju kombinētā aizsardzība. LLU raksti, 1993., Nr.247, - 60...74.lpp.
6. R. Šeļegovskis. Nullsecības sprieguma izmantošana elektroiekārtu fāžu režīma kontrolei.//Tehnoloģijas un tehnikas pilnveidošana lauksaimniecībā. LLU raksti, 1991.,Nr.266, - 55...61 lpp.

Iegūtie rezultāti un darba praktiskā nozīme

Izmantojot izstrādātos imitāciju modeļus, ir iespējams pētīt apsildāmā objekta siltumpārejas procesus un veikt apsildes sistēmu vadības darbības analīzi un racionālu parametru izvēli. Tā rezultātā ir iespējams uzlabot apsildes sistēmu darbības kvalitāti, palielināt komfortu būvēs, samazināt apsildes izmaksas un vides piesārņojumu ar kaitīgajiem izmešiem.

Darba struktūra

Pirmajā nodaļā veikta apsildei izmantojamo siltuma avotu un apsildes sistēmu analīze, izvērtētas to izmantošanas iespējas atbilstoši ekonomiskajiem, inženiertehniskajiem, ekoloģiskajiem un komforta kritērijiem.

Otrajā nodaļā analizēta autonomo ūdens apsildes sistēmu darbība. Ir izstrādāti telpas siltumpārejas procesu un apsildes sistēmas regulēšanas sistēmas modeļi, izmantojot dažādus temperatūras regulēšanas veidus. Veikta modeļa parametru precizēšana.

Trešajā nodaļā, izmantojot eksperimentālo pētījumu datus, analizēti siltumpārejas procesi apsildāmai grīdai, izstrādāts apsildāmās grīdas temperatūras regulēšanas sistēmas modelis, veikta tā parametru optimizācija.

Ceturtajā nodaļā analizētas iespējas telpu apsildei izmantot biomasu degradācijas procesos iegūto siltumu.

Piektajā nodaļā. aprakstītas eksperimentālos pētījumos izmantotās metodes, datu ieguves un apstrādes iekārtas

Sestajā nodaļā veikts būvju apsildes inženiersistēmu vadības izvēles ekonomiskais pamatojums.

1. Autonomo siltumapgādes veidu analītiskais apskats

Pirmajā nodaļā veikts dažādu individuālo būvju siltumapgādes un apsildes veidu salīdzinājums un izvēles pamatojums, vadoties pēc inženiertehniskajiem, ekonomiskajiem, ekoloģiskajiem un komforta kritērijiem.

Darbā analizēta izplatītāko primāro enerģijas avotu atbilstība individuālo būvju apsildei: dabasgāze, sašķidrīnātā propāna-butāna gāze, mazuts, dīzeļdegviela, šķidrās krāšņu kurināmais, biodīzeļdegviela, kūdra, koksnes kurināmie, ogles, elektroenerģija, zemes siltums, saules enerģija, biomasu siltums, biogāze.

1.tabulā ir redzama primāro enerģijas avotu atbilstība izvēles kritērijiem.

1.tabula

Individuālās apsildes siltuma avotu atbilstība izvēles kritērijiem

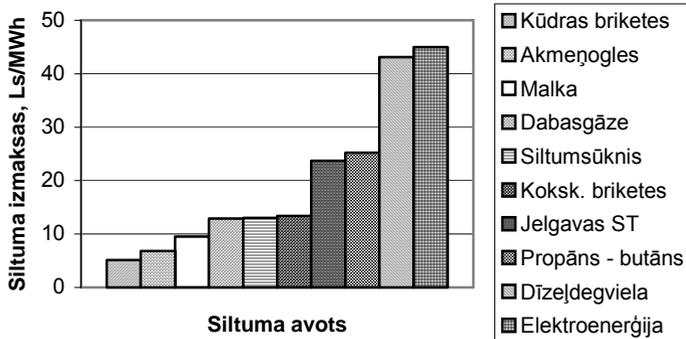
Siltuma avots	Siltuma avota atbilstība kritērijiem											
	Ekoloģiskie kritēriji			Tehnoloģiskie kritēriji			Ekonomiskie kritēriji			Komforta kritēriji		
	Labi	Daļēji	Vāji	Labi	Daļēji	Vāji	Labi	Daļēji	Vāji	Labi	Daļēji	Vāji
Kūdras briketes		+				+	+					+
Akmeņogles			+			+	+					+
Malka	+					+	+					+
Dabasgāze	+			+				+		+		
Sašķ. propāna – butāna gāze	+				+				+	+		
Siltumsūknis		+			+			+		+		
Skaidu briketes	+				+			+				+
Skaidu granulas	+				+			+			+	
Dīzeļdegviela		+			+				+		+	
Elektroenerģija	+			+					+	+		

Kopumā raksturojot dažādu siltumenerģijas avotu piemērotību izmantošanai individuālās autonomās apsildes sistēmās, jāievērtē vairāki aspekti.

- No ekoloģiskā viedokļa vispiemērotākie kurināmie individuālajās apsildes sistēmās ir dabasgāze un koksnes kurināmie, pateicoties mazam kaitīgo izmešu daudzumam, kas rodas degšanas procesā. Lokālā mērogā par viedei nekaitīgu siltuma avotu var uzskatīt elektroenerģiju. Biomasu kompostēšanas siltuma izmantošana veicina arī vides sakārtoību.
- No tehnoloģiskā viedokļa ņemot vērā sistēmas automatizācijas iespējas, vispiemērotākie siltuma avoti ir elektroenerģija, bet no kurināmiem tā ir

dabasgāze, kā arī skaidu granulas. Šķidro kurināmo sistēmām ir sarežģīta kurināmā padeves sistēma. Attiecībā uz pievadīšanas un uzglabāšanas iespējām visērtākais avots ir elektroenerģija un dabasgāze, ko piegādā pa cauruļvadiem.

- No ekonomiskā viedokļa vislētāko siltumenerģiju, ievērtējot kurināmā cenas, sildspēju un katlu iekārtu vidējo lietderības koeficientu, var iegūt no kūdras briketēm, akmeņoglēm, malkas. Dārgāko siltumenerģiju iegūst izmantojot elektroenerģiju un dīzeļdegvielu (1.att).
- No komforta viedokļa ieteicams siltuma avots ir elektrība. Ērts ir arī siltumsūkņi. Arī dabasgāze nodrošina augstu komforta līmeni. Izmantojot šķidro kurināmo, jāveic pasākumi, lai nepieļautu specifiskas smakas izplatīšanos. Izmantojot cietos kurināmos, nepieciešama regulāra pelnu tīrīšana un kurināmā piegāde uz katlu, kas piesārņo telpas, biežāk jātīra katli un skursteņi.
- Izmantošanai individuālajās autonomajās apsildes sistēmās nav piemērots mazuts un frēzkūdra, jo mazutam ir nepieciešami speciāli sagatavošanas pasākumi pirms padeves uz degli - sildīšana. Frēzkūdrai nepieciešama sarežģīta padeves sistēma un tā aizņem lielu tilpumu uzglabājot.
- Biogāzes un biomasu kompostēšanas siltumu var izmantot kā papildus avotu specifiskos apstākļos, kur ir pietiekošs daudzums izejvielu;
- Saules enerģijas izmantošanas izmaksas ir mazas. Galveno izmaksu daļu veido iekārtu iegāde un uzstādīšana. Tas ir ekoloģiski tīrs enerģijas ieguves veids, kura galvenais trūkums ir ieguves iespēju nevienmērīgums un neprognozējamība. Tādēļ saules enerģijas izmantošanu ieteicams kombinēt ar citiem apsildes veidiem.
- Koģenerācijas iekārtas ir sarežģītas un dārgas un individuālām nelielām būvēm nav piemērotas.



1.att. Siltumenerģijas izmaksas, izmantojot dažādus siltuma avotus

Darbā veikta individuālajām būvēm piemērotāko apsildes sistēmas veidu analīze, ņemot vērā iepriekš minētos kritērijus. Izvērtētas ūdens apsildes sistēmu ar sildķermeņiem, ar ūdens sildcaurulēm apsildāmo grīdu, ar elektriskajiem sildkabeļiem apsildāmo grīdu, gaisa apsildes sistēmu atbilstība šiem kritērijiem.

Komforta apstākļi ir individuāls jēdziens un tos raksturojošo parametru vērtības katram indivīdam var atšķirties, taču apstākļi, kas tos ietekmē ir kopīgi. Galvenie fizioloģiskie faktori, kas nosaka apsildes parametrus, ir sekojoši:

- indivīda fiziskais aktivitātes līmenis;
- indivīda apģērba siltumizolējošās īpašības;
- apkārtējo siltuma avotu temperatūra;
- gaisa ātrums ap ķermeni;
- gaisa relatīvais mitrums.

Dažādas šo faktoru kombinācijas veido apmierinošu komforta izjūtu.

Tehniski ekonomiskie faktori iedalāmi sekojošās kategorijās:

- siltuma avota pieejamība un izmantošanas iespējas, kā arī izvēles ekonomiskais aspekts katrā konkrētā gadījumā;
- siltumnesēja izvēles aspekti;
- apsildes sistēmas veida izvēle.

Ekoloģiskie kritēriji raksturo sistēmas kopējo ietekmi uz apkārtējo vidi. Ņemot vērā šos kritērijus, ir jāizvēlas sistēma ar vismazāko kaitīgo ietekmi uz vidi. To ietver sekojoši nosacījumi un iespējas:

- kurināmā izvēle, kam ir mazāka nelabvēlīgā ietekme uz vidi;
- kvalitatīvāka kurināmā izmantošana;
- iekārtu izmantošana, kurām ir kvalitatīvāks un pilnīgāks degšanas process;
- speciālo iekārtu izmantošana, kam ir samazināta kāda izmešu kaitīgā komponente;
- papildierīču izmantošana, kas noved pie kaitīgo izmešu samazināšanas;
- siltuma zudumu samazināšana noved pie samazināta kurināmā patēriņa un zemāka vides piesārņojuma;
- sistēmas regulēšanas iekārtu izmantošana.

Subjektīvie kritēriji ir individuāli un var būt pretrunā ar pārējiem. To ievērošanu un prioritāti nosaka finansiālās iespējas un likumdošanas normatīvi un noteikumi.

2. Autonomo ūdens centrālapsildes sistēmu analīze un darbības modelēšana

Otrajā nodaļā analizēta autonomo ūdens apsildes sistēmu darbība. Izstrādāti telpas siltumpārejas procesu un apsildes sistēmas regulēšanas sistēmas modeļi, izmantojot dažādus temperatūras regulēšanas veidus, veikta to parametru precizēšana.

Ūdens ēku centrālapsildes sistēmas ir visbiežāk sastopamais apsildes veids, jo tai ir daudzas priekšrocības salīdzinot ar citām. Tādēļ šajā darbā tika izstrādāti modeļi ūdens apsildes sistēmām ar sildķermeņiem telpās.

Telpu gaisa temperatūra ir būtiskākais faktors, kas nodrošina tās mikroklimatu, radot komforta sajūtu. Tās nodrošināšanai kalpo dažādu veidu apkures regulatori. Apkures regulatora pamatfunkcija ir siltuma zudumiem atbilstoša siltuma daudzuma pievades regulēšana sildķermeņiem. Vispārējā gadījumā būvju ūdens apsildes sistēmu vadību un regulēšanu nosaka Eiropas standarti EN 12098–1 un EN 12098–2. Šie standarti paredz iekštelpu gaisa temperatūras regulēšanu pēc t.s. izlīdzinātās āra gaisa temperatūras. Regulējot jāievērtē laika kavējums starp āra gaisa temperatūras izmaiņu un tās ietekmi uz telpas gaisa temperatūru.

Ir vairāki veidi, kā regulēt sildķermeņa atdotā siltuma daudzumu telpai:

- Siltumnesēja turpgaitas temperatūras regulēšana sajaucot attiecīgajā proporcijā no siltuma ģeneratora pienākošo karsto siltumnesēju ar sildķermeņos atdzisušo atpakaļgaitas siltumnesēju;
- Siltumnesēja turpgaitas temperatūras regulēšana, regulējot temperatūru siltuma ģeneratorā;
- Pievadītā siltuma daudzuma regulēšana mainot cirkulācijas sūkņa ražīgumu;
- Siltumatdeves regulēšana mainot caurplūdi ar vārstu.

Sildķermenim siltums tiek pievadīts ar siltumnesēja starpniecību, kas ūdens apsildes sistēmās ir ūdens. Sildķermeņa atdoto siltuma jaudu, var izteikt ar formulu:

$$P_f = M_f * c_{H_2O} * (T_k - T_a), \quad (2.1.)$$

kur: P_f – faktiskā sildķermeņa atdotā jauda, W;
 M_f – faktiskā siltumnesēja plūsma caur sildķermeni, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$;
 c_{H_2O} – ūdens īpatnējā siltumietilpība, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$;
 T_k – sildķermenim pienākošā siltumnesēja temperatūra, $^{\circ}\text{C}$;
 T_a – no sildķermeņa izejošā siltumnesēja temperatūra, $^{\circ}\text{C}$.

Sildķermeņa atdotā siltuma jauda mainās atkarībā no temperatūras koeficienta, kas ir proporcionāls vidējai temperatūru starpībai ΔT . Šo sakarību var izteikt ar formulu:

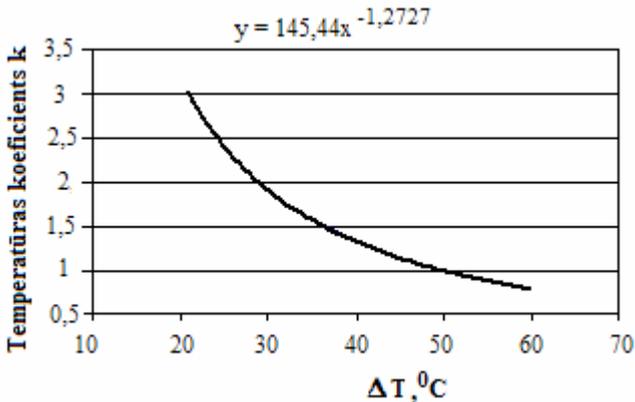
$$P_f = \frac{P_n}{k}, \quad (2.2)$$

kur: P_n – nominālā sildķermeņa jauda, W
 k – temperatūras koeficients ($k = f(\Delta T)$).

$$\Delta T = \frac{T_k - T_a}{\ln \frac{T_k - T_a}{T_a - T_g}}, \quad (2.3)$$

kur: T_g – telpas gaisa vidējā temperatūra, $^{\circ}\text{C}$.

Līkne 2. attēlā atspoguļo sakarību starp vidējo temperatūru starpību ΔT un temperatūras koeficientu k . To aproksimējot iegūst sakarību starp k un vidējo temperatūru starpību. Nominālo jaudu sildķermeņim parasti ražotājs nosaka temperatūru režīmā 75/65/20, t.i. $T_k = 75^{\circ}\text{C}$, $T_a = 65^{\circ}\text{C}$ pie vidējās $T_g = 20^{\circ}\text{C}$. Viens no regulēšanas veidiem ir siltumnesēja plūsmas maiņa pie nemainīgas pievadītā siltumnesēja temperatūras. Rezultātā mainās sildķermeņa atdotais siltuma daudzums, mainoties T_a un ΔT . T_a var aprēķināt pēc sakarības 2.1 pie dotās T_k un atbilstošas caurplūdes. Tika pieņemta noteikta T_k , un pēc sakarības 2.4 pie dažādām T_a aprēķināta faktiskā sildķermeņa atdotā siltuma jauda P_f pie $T_g = 20^{\circ}\text{C}$. Tālāk izmantojot sakarību 2.1, tika aprēķināta nepieciešamā faktiskā caurplūde M_f , lai nodrošinātu siltuma jaudu atbilstoši T_k , T_g un T_a .



2. att. Sakarība starp vidējo temperatūru starpību ΔT un temperatūras koeficientu k

Aprēķina piemērs atspoguļots 2. tabulā. Aprēķiniem izmantota Exel datorprogramma. Tika konstruētas līknes (3. att.) caurplūdes diapazonā $M_f = 0,002374 \dots 0,0374 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ (10...100% M_n). No tām var secināt, ka caurplūdes palielināšana virs nominālās maz ietekmē sildķermeņa jaudu un to veikt ir nelietderīgi, jo pieaug siltumnesēja plūsmas ātrums un hidrauliskā pretestība.

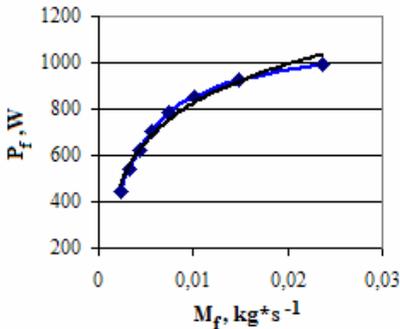
**Sildķermeņa faktiskās jaudas aprēķinu rezultāti pie iepļūstošā
siltumnesēja temperatūras $T_k=75\text{ }^{\circ}\text{C}$.**

$P_n, \text{ W}$	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
$T_k, \text{ }^{\circ}\text{C}$	75	75	75	75	75	75	75	75
$T_a, \text{ }^{\circ}\text{C}$	30	35	40	45	50	55	60	65
$T_g, \text{ }^{\circ}\text{C}$	20	20	20	20	20	20	20	20
$P_f, \text{ W}$	443	539	625	706	782	855	926	996
$M_f, \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$	0.00235	0.00321	0.00426	0.00561	0.00747	0.01021	0.01473	0.02374

$$P_f = \frac{P_n * \Delta T^{1,2727}}{145,44} = \frac{P_n}{145,44 * (T_k - T_a)^{1,2727} * \left(\ln \frac{T_k - T_a}{T_a - T_g}\right)^{1,2727}} \quad (2.4)$$

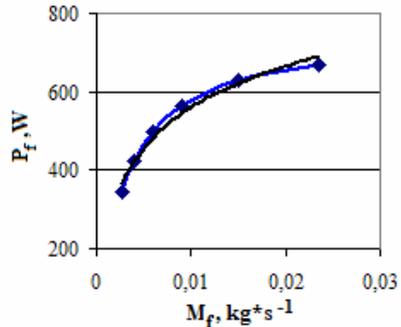
$$y = 242,96 \ln(x) + 1944,8$$

$$R^2 = 0,9822$$

 $T_k = 75\text{ }^{\circ}\text{C}$


$$y = 151,4 \ln(x) + 1258,2$$

$$R^2 = 0,9796$$

 $T_k = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$


**3.att. Sakarības starp siltumnesēja plūsmu un tai atbilstošo faktisko
sildķermeņa jaudu pie dažādām siltumnesēja temperatūrām (10...100% M_f).**

Otrs veids, kā var regulēt sildķermeņa atdoto siltuma jaudu ir mainīt pienākošā siltumnesēja temperatūru pie nemainīgas caurplūdes. Šajā gadījumā T_a un P_f ir savstarpēji saistītas un ir atkarīgas no M_f un T_k , kā arī no T_g . To var aprakstīt ar vienādojumu sistēmu:

$$\begin{cases} P_f = M_n * c_{H2O} * (T_k - T_a) \\ P_f = \frac{P_n}{k} = \frac{P_n * \Delta T^{1,2727}}{145,44} \end{cases}, \quad (2.5)$$

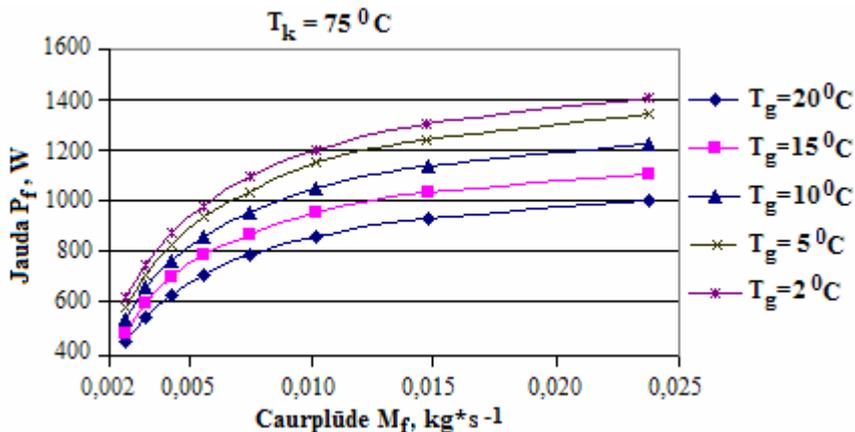
kur: P_n – nominālā sildķermeņa atdotā siltuma jauda, W;

M_n – siltumnesēja plūsma pie nominālās jaudas, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$.

No tās iegūst sakarību starp P_f un T_k pie nemainīgas siltumnesēja plūsmas:

$$M_n \cdot c_{H_2O} \cdot (T_k - T_a) = \frac{P_n \cdot \Delta T^{1,2727}}{145,44} \quad (2.6)$$

Diemžēl šī vienādojuma atrisināšana ir sarežģīta, jo starp tajā esošajiem parametriem pastāv daudzfunkcionāla sakarība.



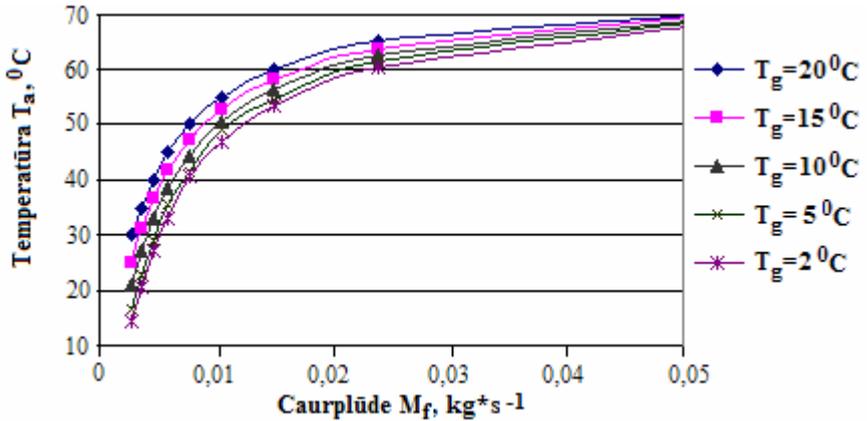
4.att. Sakarība starp sildķermeņa jaudu un siltumnesēja caurplūdi atkarībā no telpas gaisa temperatūras (10...100% M_f)

Ērtāks ceļš, lai iegūtu funkcionālo sakarību starp nepieciešamo P_f un T_k ir izmantot sakarību 2.4., no kuras analogi 2. tabulā veiktajiem aprēķiniem, var iegūt sildķermeņa atdoto jaudu pie dažādām T_k un nominālās caurplūdes M_n . P_f , ko telpai atdod sildķermenis, ir atkarīga no T_g . Sakarības starp sildķermeņa atdoto jaudu P_f un caurplūdi M_f ($T_k = 75$ °C), pie dažādām telpas gaisa temperatūrām dotas 4. attēlā (approksimētās sakarības 3. tab.) starp T_a un M_f pie dažādām T_g 5. attēlā, bet starp P_f un T_g pie dažādās M_f 6. attēlā. (4. tab.)

3. tabula

Sakarības starp sildķermeņa atdoto jaudu un caurplūdi ($T_k = 75$ °C)

Telpas gaisa temperatūra T_g , °C	Sakarība $P_f = f(M_f)$	Determinācijas koeficients R^2
20	$P_f = 242.6 \ln M_f + 1944.8$	0.9822
15	$P_f = 276.1 \ln M_f + 2188.4$	0.9804
10	$P_f = 303.2 \ln M_f + 2405.3$	0.9830
5	$P_f = 337.4 \ln M_f + 2657.9$	0.9828
2	$P_f = 350.2 \ln M_f + 2773.1$	0.9849

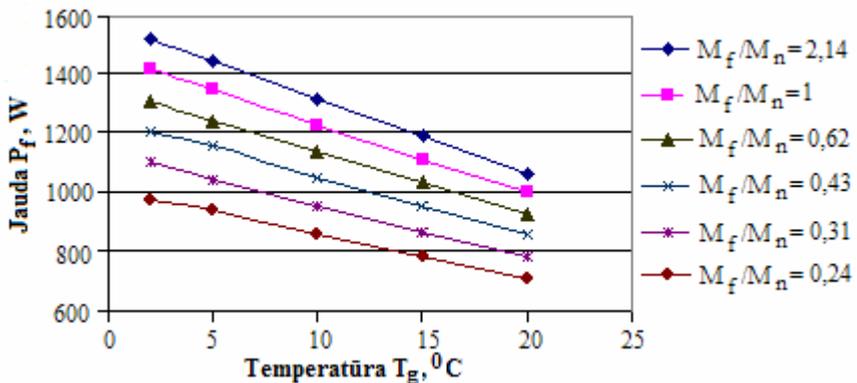


5.att. Izplūstošā siltumnesēja temperatūra atkarībā no caurplūdes pieu dažādām telpas gaisa temperatūrām ($T_k = 75\text{ }^0\text{C}$)

4.tabula

Sakarība starp sildķermeņa atdoto siltuma jaudu un telpas gaisa temperatūru pie dažādas siltumnesēja caurplūdes

$M_f, \text{kg}^*\text{s}^{-1}$	M_f/M_n	$P_f = f(T_g)$
0.05080	2,14	$P_f = - 25,2 T_g + 1569$
0.02374	1	$P_f = - 23,7 T_g + 1467$
0.01472	0,62	$P_f = - 20,9 T_g + 1344$
0.01021	0,43	$P_f = - 19,6 T_g + 1245$
0.00736	0,31	$P_f = - 17,5 T_g + 1129$
0.00570	0,24	$P_f = - 15,1 T_g + 1008$



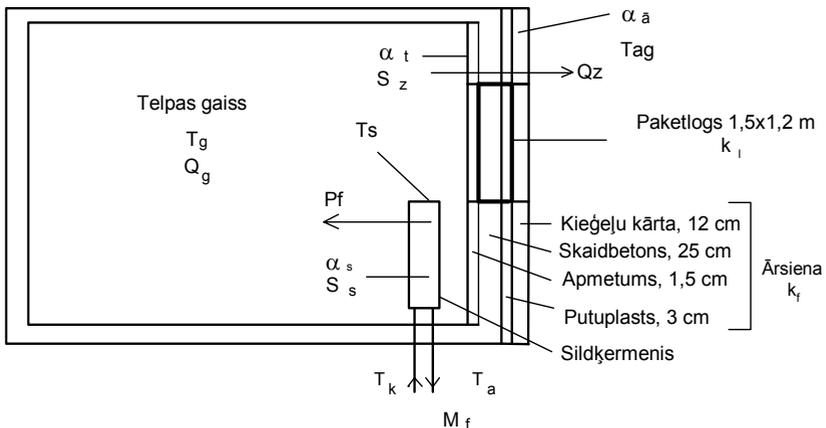
6.att. Sakarība starp sildķermeņa atdoto siltuma jaudu un telpas gaisa temperatūru ($T_k = 75\text{ }^0\text{C}$).

Pievadītā siltuma daudzuma izmaiņai jāapsteidz T_{ag} ietekme uz telpas mikroklimatu un jākompensē tā, pirms tā notiek jo būve ir termodinamiska sistēma ar lielu siltuma inerci. Tas nozīmē, ka apsildes sistēmai nepieciešams regulators, kas ievērtētu sekojošus faktoros:

- ārējais temperatūras izmaiņu;
- celtniecības konstrukciju termodinamiskos parametrus;
- celtniecības konstrukciju siltuma inerci ;
- apsildes sistēmas darbības inerci ;
- telpā izdalīto siltuma daudzumu;
- izmantotā primārā siltuma avota kvalitāti un paveidi.

Siltuma plūsmu caur celtniecības konstrukcijām nosaka sekojoši parametri: celtniecības konstrukciju slāņu biezums un to siltumvadītspējas koeficients, kā arī konstrukcijas virsmas laukums un siltumatdeves koeficients. Aprēķinos izmantots siltumatdeves koeficients sienu iekšējām virsmām $\alpha_t = 8,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, ārējām virsmām $\alpha_a = 23 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ [1].

Ārējo faktoru ietekmi, ieejas un izejas parametru maiņu un sistēmas darbību var modelēt izmantojot datorprogrammas „Matlab” apakšprogrammu „Simulink”. Šī programma ļauj sastādīt blokus un saites starp tiem, kas imitē sistēmas darbību uz datora, un ļauj novērot gan sistēmas darbību kopumā, gan arī atsevišķu bloku darbību stacionāru, un nestacionāru procesu laikā [3]. Dinamiskais modelis tiek izveidots telpai (7. att.), kuras grīdas laukums $S_{gr} = 16 \text{ m}^2$, ārsienas virsmas laukums $S_z = 34,2 \text{ m}^2$, telpas augstums $h = 3 \text{ m}$.



7.attēls. Telpas siltuma plūsmas pārvades shēma.

α_t, α_a – sienas iekšējās un ārējās virsmas siltumatdeves koeficienti, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$;
 α_s – sildķermeņa virsmas siltumatdeves koeficients, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$;

T_{ag} – ārgaisa temperatūra, $^{\circ}\text{C}$;
 T_g – gaisa temperatūra telpā, $^{\circ}\text{C}$;
 T_k, T_a – sildķermenim pienākošā un aizplūstošā siltumnesēja temperatūra, $^{\circ}\text{C}$;
 S_z – iekšējās sienas virsmas laukums, m^2 ;
 S_s – sildķermeņa virsmas laukums, m^2 ;
 k_f – sienas siltumpārejas koeficients, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$;
 P_f – faktiskā sildķermeņa siltuma jauda, W ;
 Q_z – siltuma zudumu plūsma caur sienu un logu, W ;
 Q_g – telpas gaisa akumulētā siltuma plūsma, W ;
 S_l – loga virsmas laukums, m^2 .

Siltuma zudumi notiek caur ārsienu un logu. Siena sastāv no skaidbetona, keramikas caurumoto ķieģeļu apmūrējuma, iekšējās kaļķu apmetuma kārtas un putuplasta plāksnēm. Loga virsmas laukums $1,8 \text{ m}^2$, siltumpārejas koeficients $k_l = 1,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$.

Temperatūras izmaiņas procesi notiek aperiodiski un tiem atbilstoši posmi modelī ir ineres posmi, kurus var raksturot ar posma pārvades koeficientu un laika konstanti [4]. Ņemot vērā telpas gaisa temperatūras vidējās vērtības, nevis tās telpisko sadalījumu, siltumpārvades procesu var aprakstīt ar viendimensijas modeli. Siltumpārejas bilances vienādojumu telpas gaisam pārejas procesa laikā, kad notiek telpas gaisa silšana, var uzrakstīt sekojoši:

$$\Delta Q_g = P_f - Q_z \quad , \quad (2.7)$$

kur: $P_f = \alpha_s S_s (\Delta T_s - \Delta T_g)$ – telpai ar sildķermeni faktiski pievadītā siltuma plūsma, W ;

S_s - sildķermeņa virsmas laukums, m^2 ;

$\Delta Q_g = c_g * m_g * \frac{d\Delta T_g}{dt}$ - gaisa akumulētā siltuma plūsma, W ;

$\Delta T_g = T_g - T_{ag}$ - starpība starp telpas gaisa vidējo un āra gaisa temperatūru, $^{\circ}\text{C}$;

c_g – gaisa īpatnējā siltumietilpība, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$,

m_g – gaisa masa, kg .

$Q_z = (k_f * S_z + k_l * S_l) * \Delta T_g$ - siltuma plūsma caur sienu un logu, W ;

$\Delta T_s = T_s - T_{ag}$ - starpība starp sildķermeņa un āra gaisa temperatūru, $^{\circ}\text{C}$.

Sienas siltumpārejas koeficientu var aprēķināt pēc sienas kārtu materiālu termodinamiskajiem parametriem un to biezuma:

$$k_f = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{0,25}{0,44} + \frac{0,12}{0,47} + \frac{0,03}{0,06} + \frac{0,015}{0,81} + \frac{1}{8,7}} = 0,69 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} \quad (2.8)$$

Ievietojot izteiksmē 2.7 siltuma plūsmu izteiksmes, iegūst:

$$\frac{c_g * m_g * d\Delta T_g}{dt} = \alpha_s * S_s * (\Delta T_s - \Delta T_g) - (k_f * S_z + k_l * S_l) * \Delta T_g \quad (2.9)$$

Matemātisku pārveidojumu rezultātā iegūst:

$$\frac{c_g * m_g}{\alpha_s * S_s + k_f * S_z + k_l * S_l} * \frac{d\Delta T_g}{dt} + \Delta T_g = \frac{\alpha_s * S_s}{\alpha_s * S_s + k_f * S_z + k_l * S_l} * \Delta T_s, \quad (2.10)$$

kur: $\tau_g = \frac{c_g * m_g}{\alpha_s * S_s + k_f * S_z + k_l * S_l}$, - laika konstante telpas gaisam, s;

$$\tau_g = \frac{1003,6 * 46,5}{14,5 * 1,4 + 0,69 * 34,2 + 1,1 * 1,8} = 1030s(17 \text{ min})$$

$k_g = \frac{\alpha_s * S_s}{\alpha_s * S_s + k_f * S_z + k_l * S_l} = \frac{\Delta T_g}{\Delta T_s}$, - pārvades koeficients, kas

izsaka sakarību starp telpas gaisa temperatūras pieaugumu un sildķermeņa virsmas temperatūras pieaugumu.

$$k_g = \frac{14,5 * 1,4}{14,5 * 1,4 + 0,69 * 34,2 + 1,1 * 1,8} = 0,43$$

Pielietojot vienādojumam 2.10. Laplasa transformāciju [5], ko realizē ar Laplasa integrāli pie sākuma nosacījumiem ($\Delta T_g = 0$, $\Delta T_s = 0$) iegūst operatorvienādojumu:

$$(\tau_g * s + 1) * \Delta T_g(s) = k_g * \Delta T_s(s), \quad (2.11)$$

kur: s – Laplasa arguments.

No operatorvienādojuma 2.11 iegūst pārvades funkciju:

$$W_g(s) = \frac{\Delta T_g(s)}{\Delta T_s(s)} = \frac{k_g}{\tau_g * s + 1}, \quad (2.12)$$

kur: $\Delta T_g(s)$ – telpas gaisa virstemperatūras attēls;

$\Delta T_s(s)$ – sildķermeņa virsmas virstemperatūras attēls.

Siltuma bilances vienādojums sildķermenim ir uzrakstāms sekojoši (silšanas procesa sākumā $T_g = T_{ag}$):

$$\Delta Q_s = Q_s - P_f, \quad (2.13)$$

kur: $\Delta Q = c_s * m_s * \frac{d\Delta T_s}{dt}$ - sildķermenī akumulētā siltuma plūsma, W;

$P_f = \alpha_s * S_s * \Delta T_s$ - sildķermeņa faktiskā atdotā siltuma plūsma;

Q_s – sildķermenim pievadītais siltums, W.

Ievietojot izteiksmē 2.13 siltuma plūsmu izteiksmes, matemātisku pārveidojumu ceļā iegūst diferencialvienādojumu:

$$\tau_s * \frac{d\Delta T_s}{dt} + \Delta T_s = k_s * Q_s, \quad (2.14)$$

kur: $\tau_s = \frac{c_s * m_s}{\alpha_s * S_s}$ - sildķermeņa laika konstante, s;

$$\tau_s = \frac{450 * 30}{14,5 * 1,4} = 665s(11 \text{ min});$$

$k_s = \frac{1}{\alpha_s * S_s} = \frac{\Delta T_s}{Q}$ - sildķermeņa pārvades koeficients, $^{\circ}\text{C} * \text{W}^{-1}$;

$$k_s = \frac{1}{14,5 * 1,4} = 0,053^{\circ}\text{C} * \text{W}^{-1}$$

Pielietojot Laplasa transformāciju vienādojumam 2.14, izmantojot Laplasa integrāli, sākuma nosacījumiem ($\Delta T_s = 0$, ja $Q_s=0$), atrod sekojošu operatorvienādojumu:

$$(\tau_s * s + 1) * \Delta T_s(s) = k_s * Q_s(s) \quad (2.15)$$

No operatorvienādojuma 2.15 iegūst pārvades funkciju:

$$W_s(s) = \frac{\Delta T_s}{Q_s} = \frac{k_s}{\tau_s * s + 1} \quad (2.16)$$

Dotajā telpā tiek izmantots tērauda plākšņu radiators, kura vidējais siltumatdeves koeficients $\alpha_{ss} = 14,5 \text{ W} * \text{m}^{-2} * ^{\circ}\text{C}^{-1}$ un sildvirsmas laukums $S_s = 1,4 \text{ m}^2$, masa $m_s = 30 \text{ kg}$.

Pārvades koeficients k_s raksturo sildķermeņa virsmas vidējās temperatūras izmaiņu atkarībā no sildķermenim pievadītā siltuma plūsmas ar siltumnesēju Q_s . Pievadītā siltuma plūsma un faktiski atdotā siltuma jauda atšķiras. Pie nominālā sildķermeņa darba režīma (75/65/20) vidējā tā virsmas temperatūra T_s ir 70°C , nominālā jauda $P_f = P_n = 1000 \text{ W}$, kas dotajā gadījumā kompensē siltuma zudumus telpai pie ārējais temperatūras $T_{ag} = -20^{\circ}\text{C}$, un tai atbilstošā siltumnesēja plūsma $M_f = 0,02374 \text{ kg} * \text{s}^{-1}$. Tā kā atbilstoši 3. tabulai iepriekš ir izteikta sakarība starp siltumnesēja caurplūdi M_f un sildķermeņa faktiski atdoto siltuma jaudu P_f telpas gaisam, tad modelī ērtāk ir izmantot sakarību starp sildķermeņa virstemperatūras ΔT_s izmaiņu atkarībā no P_f , ko izsaka pārvades koeficients k_f :

$$k_f = \frac{\Delta T_s}{P_f} = \frac{90}{1000} = 0,09^{\circ}\text{C} * \text{W}^{-1} \quad (2.17)$$

Siltumatdeves izmaiņas koeficients $k_{tg1} = \Delta P_f / \Delta T_g$, raksturo siltumatdeves izmaiņu pie nemainīgas caurplūdes atkarībā no telpas gaisa temperatūras. Ja $M_f = M_n$ un $T_k = 75^{\circ}\text{C}$, tad $k_{tg1} = 22,54 \text{ W} * ^{\circ}\text{C}^{-1}$. Mainoties M_f , tas mainās. Siltumnesēja caurplūdi regulē mainot cirkulācijas sūkņa ražīgumu, ko veic mainot sūkņa rotora rotācijas ātrumu, izmantojot frekvences pārveidotāju. Pārvades koeficients ir:

$$k_{cs} = \frac{M_n}{f} = \frac{0,02374}{50} = 4,73 * 10^{-4} \text{ kg / s * Hz} \quad (2.18)$$

Izstrādātais sistēmas modelis ar siltumnesēja plūsmas maiņu redzams 8. attēlā. k_{tg} izmaiņu sistēmas modelī ievērtē ar blokiem “ k_{tg} funkcija” un “reizinatajs 2” Siltuma zudumu ietekmi uz T_g modelē ķēde, ko veido bloki “Siena”, kas ievērtē sienas siltuma pārvades inerci un āra gaisa temperatūras izmaiņas modelēšanas bloki” T_{ag} 1...4”. Sienas siltuma inerci raksturo sienas laika konstante τ_z :

$$\tau_z = \frac{\sum_{i=1}^n (c_{si} * m_{si})}{\alpha_i * S_z + k_f * S_z} = \frac{c_{sb} * m_{sb} + c_k * m_k + c_p * m_p + c_a * m_a}{\alpha_i * S_z + k_f * S_z} = \quad (2.19)$$

$$= \frac{840 * 11900 + 880 * 6940 + 126 * 60 + 840 * 612}{295} = 59738s \approx 1000 \text{ min}$$

kur: $\sum c_{si} m_{si}$ – sienas summārā siltumietilpība, J^0C^{-1} ;
 c_{si} - atsevišķo sienas slāņu īpatnējās siltumietilpības, $J * kg^{-1} * 0C^{-1}$;
 m_{si} - atsevišķo sienas slāņu masa, kg.

Individuālo būvju elektroapgādes sistēmās mēdz gadīties problēmas. Īpaši tas ir novērots atstatus esošās būvēs ar garām elektropievada līnijām. Viena no problēmām ir kādas fāzes izkrišana, kā arī sūkņa elektromotora izolācijas samazināšanās zem kritiskās vērtības. Sūkņa darbība pie šādiem nosacījumiem var novest pie tā motora atteices. Šādos gadījumos ir ieteicams izmantot elektromotora aizsardzības ierīces, kas pasargās sūkņa motoru [14]. Reizēm tās ir apvienotas ar frekvences pārveidotāju.

Sūkņa barošanas sprieguma frekvenci maina ar frekvences pārveidotāju (bloks “Frekvences parveidotajs”) tā ieejā padodot signālu no PI regulatora. Bloks “ $F_{max}=50 \text{ Hz}$ ” ierobežo frekvences vērtību. Ķēde, kas saista M_f un P_f , sastāv no blokiem “funkcija”, “1945” un “reizinatajs1”. Telpas gaisa temperatūras ietekmi uz P_f ievērtē bloki “Telpas T_g kompensācija”, “Nominala T_{gn} ”, bet caurplūdes ietekmi bloki “37,16”, “reizinatajs2”, “ k_{tg} izmaiņas funkcija”, “Sum4”. Telpas gaisa temperatūras izmaiņas modelē bloks “Telpas gaiss”. Caurplūdes ietekme uz temperatūras kompensāciju tiek ievērtēta blokā “Product1” un kopējās atdotās jaudas korekcija tiek veikta summatorā. Lai nodrošinātu nemainīgu T_g , regulatoram jāpievada apstaidzošā iedarbe, kas kompensē ārgaisa temperatūras izmaiņu pirms tā ir iedarbojusies uz telpas gaisa temperatūru. Šim nolūkam izmanto T_{ag} izmaiņu ietekmes apstaidzes ķēdi, kas sastāv no sekojošiem blokiem:” T_{ag} sensors”, “Transfer Fcn1” – bloks, kas ievērtē iedarbes kavējumu, “Step” – korekcijas bloks, kas uzdod sākotnējo korekcijas koeficienta vērtību $k_{ag0}=1$, ja T_{ag} nemainās un summators

“Sum5”. Šī ķēde nosaka k_{ag} vērtību, ar kuru tiek reizināts regulatora izejas signāls (bloks “Product”) atbilstoši T_{ag} izmaiņai. Mērpārveidotājs “ T_g sensors”, signāls nonāk summatorā ”Sum” un tiek salīdzināts ar blokā “ T_g iestatījums” iestatīto vēlamo T_g vērtību. Novirzes signāls tiek pievadīts PI regulatoram, ko veido bloki, “Slider gain”, ”Transfer Fnc” un “Sum1”.

Modelēšanas laika periods tika izvēlēts 1440 min jeb 1 diennakts. Līknes 9. attēlā atspoguļoto sistēmas darbība modelējot iespējamo ārējais temperatūras izmaiņu. Modelēšanas sākumā telpas gaiss uzsilst no modelī iestatītās T_{g0} procesa sākumā līdz regulatora iestatītai nepieciešamajai temperatūrai. Notiek neliels temperatūras pārregulējums par aptuveni $0,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, kas ir pilnīgi pieļaujami. Pie turpmākajām ārējās iedarbes izmaiņām regulators veic kvalitatīvu regulēšanu un uztur konstantu iestatīto telpas gaisa temperatūru. Sildķermeņa siltumatdevi var regulēt arī mainot pievadītā siltumnesēja temperatūru T_k , pie nemainīgas caurplūdes. Sakarību starp T_k un sildķermeņa atdoto siltuma jaudu P_f pie dažādām telpas gaisa temperatūrām apraksta empīriskas sakarības 5. tabulā, kas iegūtas izmantojot sakarību 2.4.

5.tabula

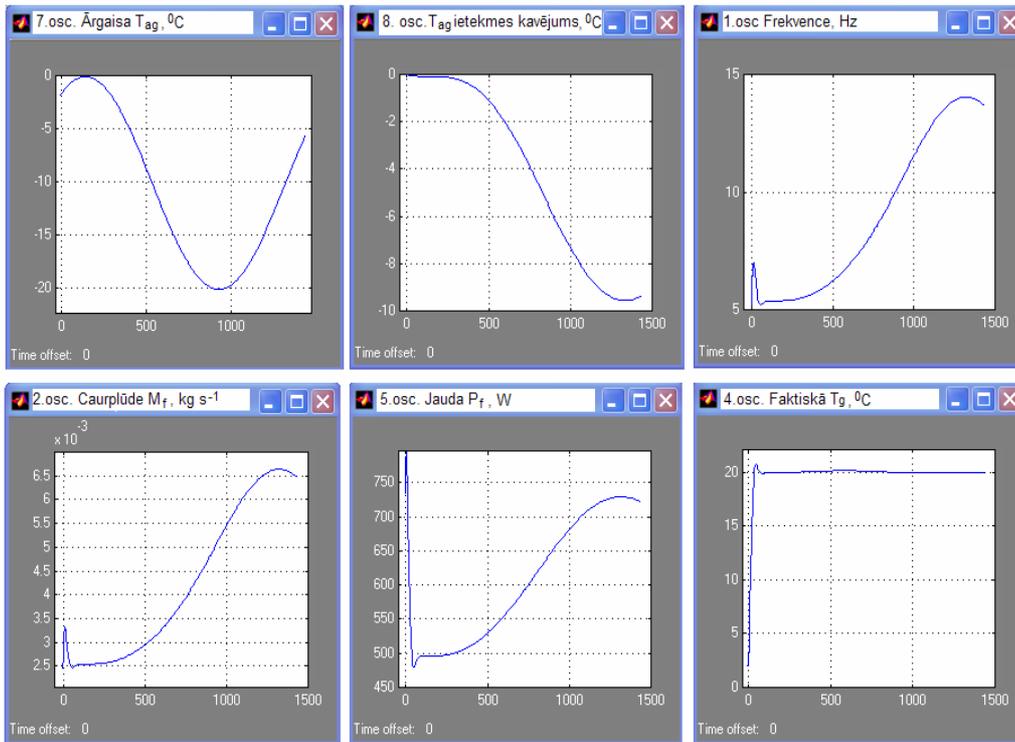
Sakarības starp pienākošā siltumnesēja temperatūru un sildķermeņa jaudu pie dotās telpas gaisa temperatūras ($M_f = M_n$)

$T_g, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$M_f, \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$P_f, \text{ W}$
20	0.02374	$P_f = 21,2 T_k - 597$
18	0.02374	$P_f = 21,3 T_k - 563$
16	0.02374	$P_f = 20,7 T_k - 480$
14	0.02374	$P_f = 21,8 T_k - 505$
10	0.02374	$P_f = 22,2 T_k - 443$
6	0.02374	$P_f = 22,5 T_k - 374$
2	0.02374	$P_f = 23,4 T_k - 338$

Koeficients k_{tg2} raksturo P_f izmaiņu mainot T_k un ir izsakāms, aprēķinot P_f pie dažādām T_k vērtībām, ja $T_g = T_{g20} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($k_{tg2} = 21,5\text{ W}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$). Funkcija, kas raksturo k_{tg2} izmaiņu, grafiski attēlota 10. attēlā. Funkcijas $k_{tg2} = f(T_g)$ linearizācijas rezultātu analīze parāda, ka diapazonā $T_g = 20\dots 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ šis koeficients mainās no 21,5 līdz $23,2\text{ W}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ($0,06\text{ W}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$), ko ievērtē koriģētais koeficients:

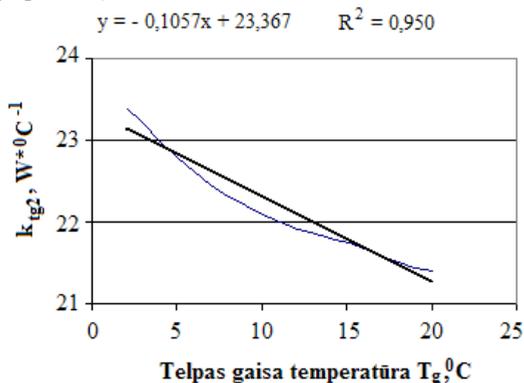
$$k_{tgk} = k_{tg2} + 0,06 * (T_{g20} - T_g) = 21,5 + 0,06 * (20 - T_g), \quad (2.20)$$

Pievadāmā siltumnesēja temperatūru maina ar izpildmehānismu iedarbojoties uz četrcēļu vārstu, kurš sajauc no siltuma ģeneratora mazā loka pienākošo karsto siltumnesēju ar atdzisušo atpakaļgaitas ūdeni no sildķermeņiem.



9.att. Sistēmas darbība mainoties ārģaisa temperatūrai diennakts laikā robežās $T_{ag} = 0 \dots -20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Vadības signāls nosaka vārsta sajaukšanas attiecību $M_{sg}/M_a = 0 \dots 1$, (M_{sg} un M_a – attiecīgi no siltuma ģeneratora nākošā un sildķermenī atdzisušā siltumnesēja plūsma).



10. att. Koeficienta k_{lg2} izmaiņa atkarībā no telpas gaisa temperatūras

Modeļa algoritmiskā struktūrshēma telpas gaisa temperatūras regulēšanai, mainot pievadītā siltumnesēja temperatūru pie konstantas siltumnesēja caurplūdes $M_n = 0,02374 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, parādīta 11. attēlā, bet modelēšanas līknes 12.attēlā. Temperatūru T_a nosaka sildķermeņa atdotā siltuma jauda, tāpēc modelī jāizveido ķēde, kas to ievērtē. Atbilstoši sakarībai 2.1. T_a ir atkarīga no P_f , T_k , M_n un c_{H2O} . Modelī šo sakarību apraksta bloki “ $P_f \times 1/c M_n$ ”, “ $1/cx 1/M_n$ ” un “Sum7”. Regulējošā vārsta ar izpildmehānismu pilna cikla laiks starp galējiem stāvokļiem ir 2 minūtes.

Izpildmehānisms sastāv no elektromotora ar reduktoru un četrcelņu vārsta, kas attiecīgās proporcijās sajauc karsto siltumnesēju no siltuma ģeneratora ar sildķermenī atdzisušo. Pastiprinātājs “Gain1” signālu no PI regulatora pastiprina līdz elektromotora barošanas spriegumam. Jo lielāka novirze, jo lielāks būs izpildmehānisma nostrādes ātrums un ātrāk pieaugs T_k . Izpildmehānisms ir integrējošs posms, kuru apraksta pārvades funkcija:

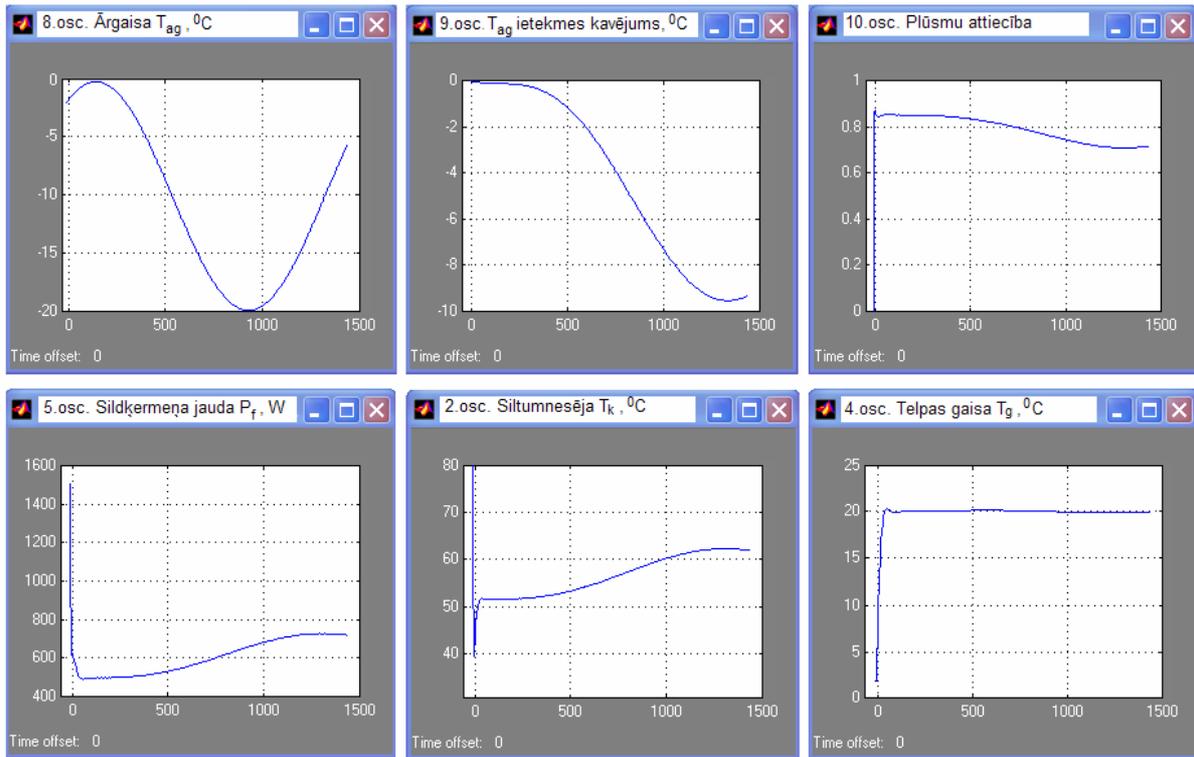
$$W_i(s) = \frac{k_m}{s}, \quad (2.21)$$

kur: k_m – ātruma koeficients, $\text{rad} \cdot \text{min}^{-1} \cdot \text{V}^{-1}$.

$$k_m = \frac{\omega}{U_b} = \frac{0,785}{24} = 0,033 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1} \cdot \text{V}^{-1}, \quad (2.22)$$

kur: U_b – barošanas spriegums, V;

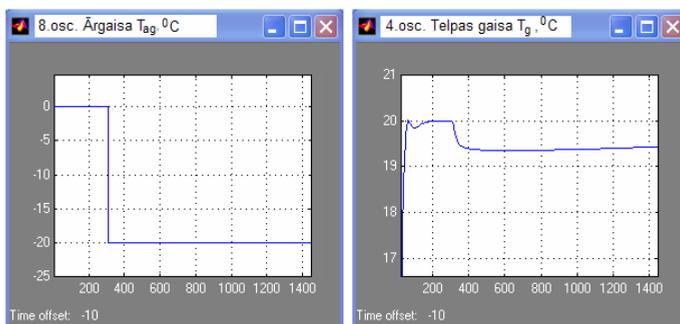
ω - izpildmehānisma vārpstas rotācijas ātrums, $\text{rad} \cdot \text{min}^{-1}$.



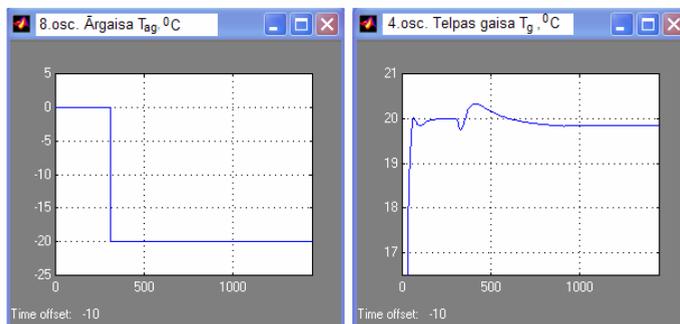
12.att. Sistēmas darbība mainoties ārējai temperatūrai diennakts laikā robežās $T_{ag} = 0 \dots -20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Izpildmehānisma pārvades funkciju ievērtē bloks “TransferFcn3”. Izpildmehānismu aptver negatīva stabilizējoša atgriezeniskā saite “Gain2”. Vārsta darbību atbilstoši sakarībai modelē bloki “Jaucejs”, “Sum6”, “Product3” un “Product4”. No siltuma ģeneratora pienākošā ūdens daudzumu nosaka bloki “Sum6”, “1”, “Product4”. No sildķermeņa izplūstošā piejaucāmā siltumnesēja daļu nosaka bloks “Product3”. Tā, kā sildķermeņa siltumatdevi ietekmē telpas gaisa temperatūra, tad modelī ir kompensācijas ķēde, kuru veido bloki “Nominala T_g ”, “Telpas T_g kompensācija”, “Korekcija 0,06”, “Product2”, “Sum5”, “Koeficients21,5”, “Product”. Sildķermeņa atdoto siltuma jaudu pie pievadītā siltumnesēja temperatūras T_k , ja $T_g = 20$ °C, modelē bloki “-597”, “Product1”, “Reizinatajs21,2”.

12. attēlā dotie grafiki atspoguļo sistēmas ar siltumnesēju plūsmu sajaukšanu darbību diennakts periodā, modelējot iespējamo ārējais temperatūras izmaiņu. T_g pārregulējums nepārsniedz 0,5 °C un ir pieļaujams. Turpmākajā procesa norises gaitā tiek nodrošināta kvalitatīva regulēšana, uzturot iestatīto telpas gaisa temperatūru.



a)



b)

13. attēls. Sistēmas pārejas procesa raksturlīknes:
a) bez apstiedzes ķēdes; b) ar apstiedzes ķēdi.

Modeļa darbību ar un bez T_{ag} iedarbes apstēdzes ķēdes raksturo līknes 13. attēlā. Sistēmai tiek pievadīta lēcienuveida ārējā iedarbe (T_{ag} mainās no 0 līdz – 20 °C). Sistēmai bez ārējas temperatūras izmaiņu ietekmes apstēdzes ķēdes, telpas gaisa temperatūra samazinās zem iestatītās un siltuma zudumu kompensācija notiek ar kavējumu. Izmantojot apstēdzes ķēdi T_g tiek uzturēta tuvu iestatītajai, jo siltuma zudumu kompensācija notiek sekojot ārējas temperatūras izmaiņas ietekmei uz T_g . Sistēmai procesa sākumā notiek neliels pārregulējums par aptuveni 0,3 °C, kas ir pilnīgi pieļaujams.

3. Apsildes sistēmu ar grīdā iebūvētiem elektriskajiem sildkabeļiem analīze un darbības modelēšana

Lai analizētu silšanas procesus un darba režīmu regulēšanu grīdām ar iebūvētiem elektriskajiem sildkabeļiem, tika izveidots grīdas termodinamiskais modelis dotai telpai (14.att.). Sistēmai ir nepieciešams regulators, lai sildkabeļa atdoto siltuma jaudu saskaņotu ar ārējo apstākļu iedarbi uz telpas mikroklimatu. Izmantojot PI regulatoru var nodrošināt pietiekoši ātru temperatūras pieaugumu sistēmai ar palielinātas jaudas sildkabeļi. Vēl ātrāku iestatītās temperatūras sasniegšanu, nepieļaujot pārliecīgi lielu temperatūras pārregulējumu, var panākt, izmantojot PID regulatoru, kurš nodrošina apstēdzošo iedarbi. Lai optimizētu sprieguma regulatora darbību, tika izveidots sistēmas modelis.

Grīdas silšanas process ir aprakstāms ar siltuma plūsmas diferenciālvienādojumu [7].

$$\frac{\partial Q}{\partial t} dt = q_{sa} * V * dt - \alpha_{s1} * S_v * (T_{sg} - T_g) * dt + \frac{\lambda_{iz} * S_{sg} * (T_i - T_{sg})}{\delta_{iz}} dt \quad (3.1)$$

kur: Q – grīdas akumulētais siltuma daudzums, J;

V – grīdas paneļa tilpums, m³;

q_{sa} – avota siltuma plūsmas intensitāte, W*m⁻³;

T_g – telpas gaisa vidējā temperatūra, °C;

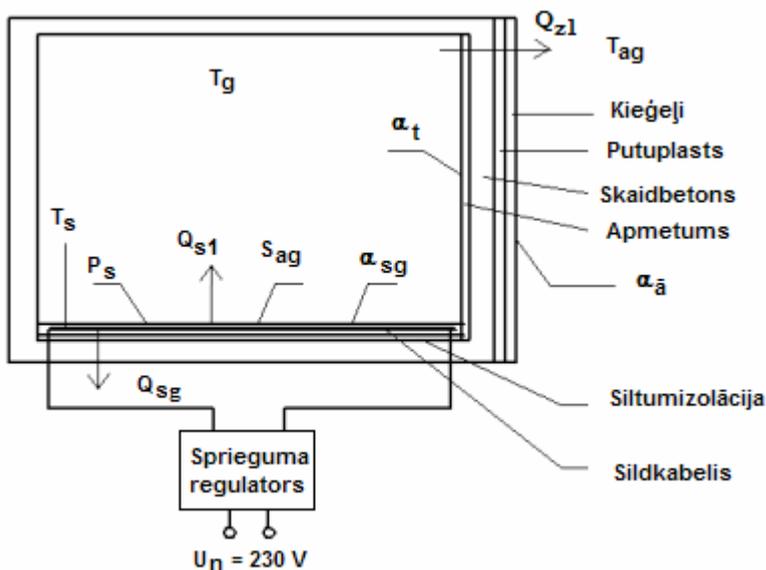
S_v , S_{sg} - grīdas vidusšķēluma un virsmas laukums, m²;

α_{s1} - grīdas augšējās virsmas siltumatdeves koeficients, W*m⁻²*°C⁻¹;

λ_{iz} – siltumvadītspējas koeficients siltumizolācijas slānim, W*m⁻²*°C⁻¹;

T_{sg} , T_i – grīdas virsmas un siltumizolācijas slāņa apakšējās virsmas temperatūra, °C;

δ_{iz} – izolācijas slāņa biezums, m.



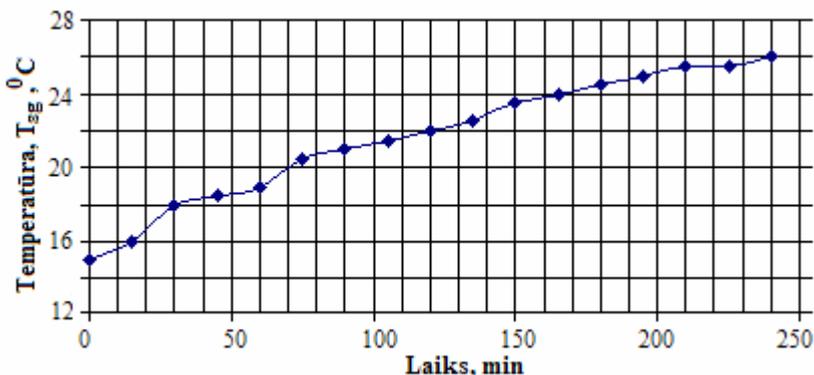
14.attēls. Telpas ar apsildāmo grīdu siltuma plūsmas pārvades shēma

- Q_{s1} – siltuma plūsma no apsildāmās grīdas, W;
 P_s – sildkabeļa izdalītā siltuma jauda, W;
 T_{s1}, S_{sg} - grīdas virsmas temperatūra, $^{\circ}\text{C}$ un laukums, m^2 ;
 α_{s1} – grīdas virsmas siltumatdeves koeficients, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$;
 T_g, T_{ag} – telpas gaisa un ārējais temperatūra, $^{\circ}\text{C}$;
 S_{z1} – virsmas laukums, caur kuru notiek siltuma zudumi no telpas uz āra gaisu, m^2 ;
 $\alpha_T, \alpha_{\bar{a}}$ – ārsienas iekšējās un ārējās virsmas siltumatdeves koeficienti, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$.

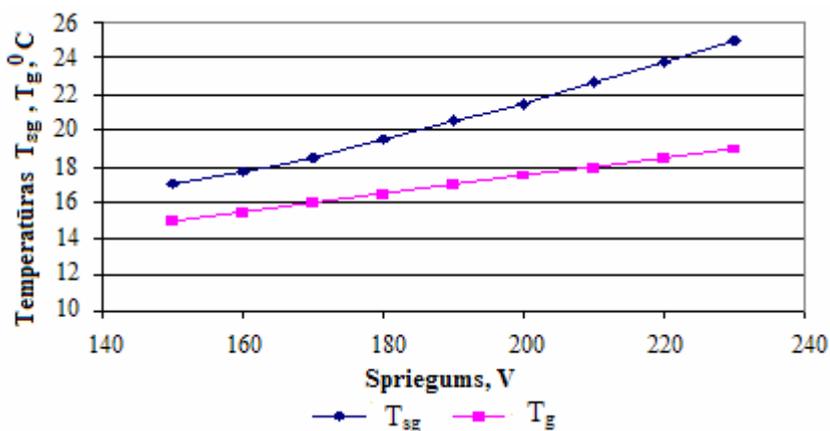
Tika veikti eksperimentāli pētījumi dzīvojamās mājas telpā (sanitārmezgls) ar grīdā iebūvētu sildkabeļi. Silšanas laika mērījumu vidējos rezultātus pie sildkabeļa barošanas sprieguma 230V, blakus esošo telpu gaisa temperatūras $+ 15^{\circ}\text{C}$ un āra gaisa temperatūras, kas eksperimentu gaitā mainījās diapazonā $0 \pm 1^{\circ}\text{C}$, atspoguļo līkne 15.attēlā. Pētījumu gaitā sildkabeļim tika mainīts pievadītais spriegums, kā rezultātā mainījās tā atdotā jauda. Tika mērīta arī grīdas virsmas un telpas gaisa vidējā temperatūra un fiksēta to izmaiņa silšanas laikā, kā arī noteikta maksimālā temperatūra, kura tiek sasniegta pie attiecīgā sprieguma (16. att.). Siltumatdeves koeficients horizontālai grīdas virsmai α_{sg} ir izsakāms pēc empīriskas sakarības [9]:

$$\alpha_{sg} = 3,10 * \Delta T^{0,5} + 22,2 \Delta T^{-0,76} = 9,9 (\text{W} / \text{m}^2 * \text{C}), \quad (3.2)$$

kur: $\Delta T = T_{s1} - T_g = 4$ – vidējā temperatūru starpība starp grīdas virsmu un telpas gaisu, $^{\circ}\text{C}$.



15. att. Grīdas virsmas silšanas eksperimentālā raksturlīkne.



16. att. Grīdas silšanas eksperimentālās raksturlīknes

Telpas konstruktīvie parametri ir sekojoši: grīdas virsmas laukums $S_{sg} = 3 \text{ m}^2$, telpas augstums $h = 2,8 \text{ m}$, ārsienas virsmas laukums $S_{z1} = 5,6 \text{ m}^2$. Sienas slāņu uzbūve un biezums analogs 7. attēlā dotajai.

Veicot eksperimentālo datu regresijas analīzi, iegūtas aproksimētās matemātiskās funkcijas, kas raksturo sakarības starp sildpaneļa barošanas spriegumu U , sildkabeļa jaudu P_s , stacionārajām grīdas virsmas T_{sg} un telpas gaisa T_g temperatūrām:

$$P_s = 0,0006 * U^{2,3873}, \quad (3.3)$$

$$T_{sg} = 0,1732 * U^{0,9128}, \quad (3.4)$$

$$T_g = 0,8571 * U^{0,565} \quad (3.5)$$

Sakarības 3.3... 3.5 ir nelineāras, bet, veicot to linearizāciju spriegumu diapazonā 150...230 V, kļūda nepārsniedz 5% tādēļ sistēmas modelī var izmantot linearizētas funkcijas [10].

Kopējais sistēmas pārvades koeficients pēc eksperimenta datiem ir:

$$k_k = k_{s1} * k_{p2} * k_{p3} = 2 * 0,053 * 0,48 = 0,051 (^{\circ}C/V), \quad (3.6)$$

kur: $k_{s1} = \frac{\Delta P_s}{\Delta U}$ – sildkabeļa jaudas pārvades koeficients, $W \cdot V^{-1}$;

$k_{p2} = \frac{\Delta T_{sg}}{\Delta P_s}$ – grīdas virsmas temperatūras pārvades koeficients, $^{\circ}C \cdot W^{-1}$;

$k_{p3} = \frac{\Delta T_g}{\Delta T_{sg}}$ – telpas gaisa temperatūras pārvades koeficients.

ΔP_s , ΔT_{sg} un ΔT_g – atbilstoši silkkabeļa jaudas, grīdas virsmas un telpas gaisa temperatūras izmaiņa, mainot spriegumu diapazonā $U = 150...230$ V.

Silšanas laika konstanti grīdai aprēķina:

$$\tau_{sg} = \frac{c_{sg} * m_{sg}}{\alpha_{sg} * S_{sg} + k_{iz} * S_{gr}} = \frac{311738}{13,3 * 3 + 1,5 * 3} = 7021s(117 \text{ min}) \quad (3.7)$$

kur: c_{sg} – grīdas siltumietilpība, $J \cdot kg^{-1} \cdot ^{\circ}C^{-1}$;

m_{sg} – grīdas masa, kg;

$k_{iz} = \frac{\lambda_{iz}}{\delta_{iz}} = \frac{0,045}{0,03} = 1,5$ – grīdas siltumizolācijas slāņa siltumpārejas

koeficients, $W \cdot m^{-2} \cdot ^{\circ}C^{-1}$.

Silšanas laika konstanti sienai aprēķina:

$$\tau_{z1} = \frac{\Sigma(c_{s1} * m_{s1})}{\alpha_{\dot{a}} * S_z + k_f * S_{z1}} = \frac{6754512}{23 * 5,6 + 0,69 * 5,6} = 50914s(850 \text{ min}) \quad (3.8)$$

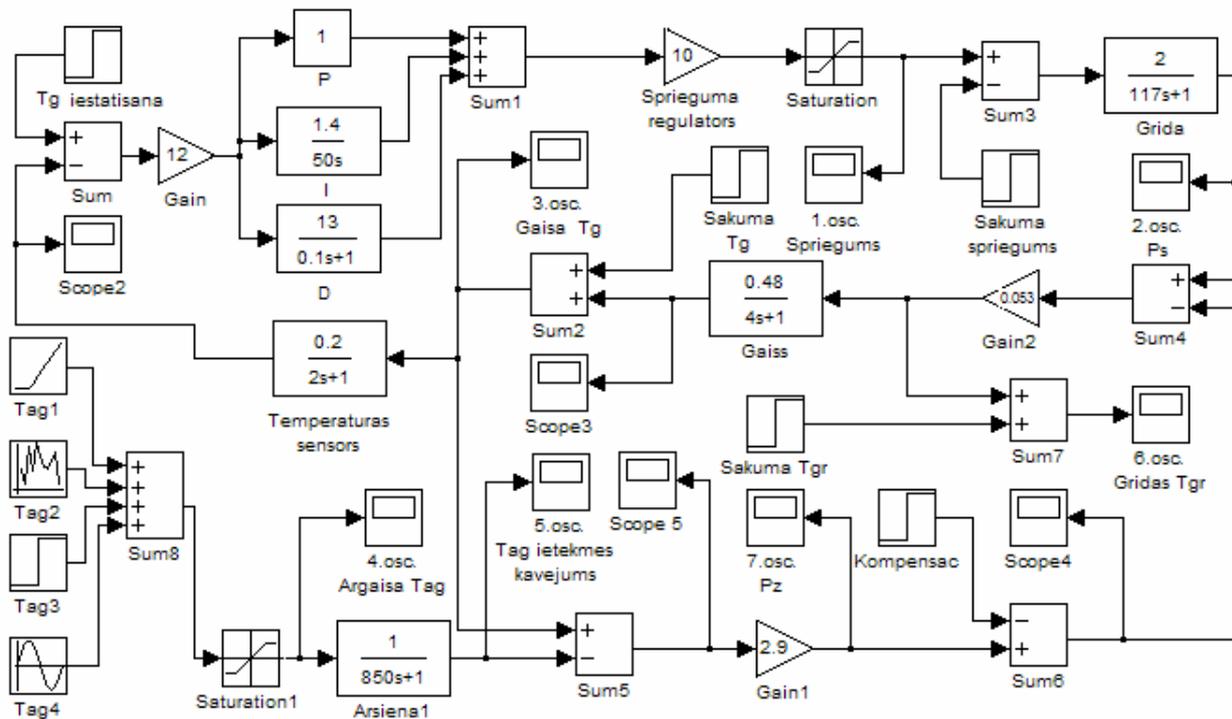
Silšanas laika konstanti gaisam aprēķina:

$$\tau_g = \frac{c_g * m_g}{\alpha_{sg} * S_{sg} + k_f * S_{z1}} = \frac{1003,6 * 8}{9,9 * 3 + 0,69 * 5,6} = 240s(4 \text{ min}) \quad (3.9)$$

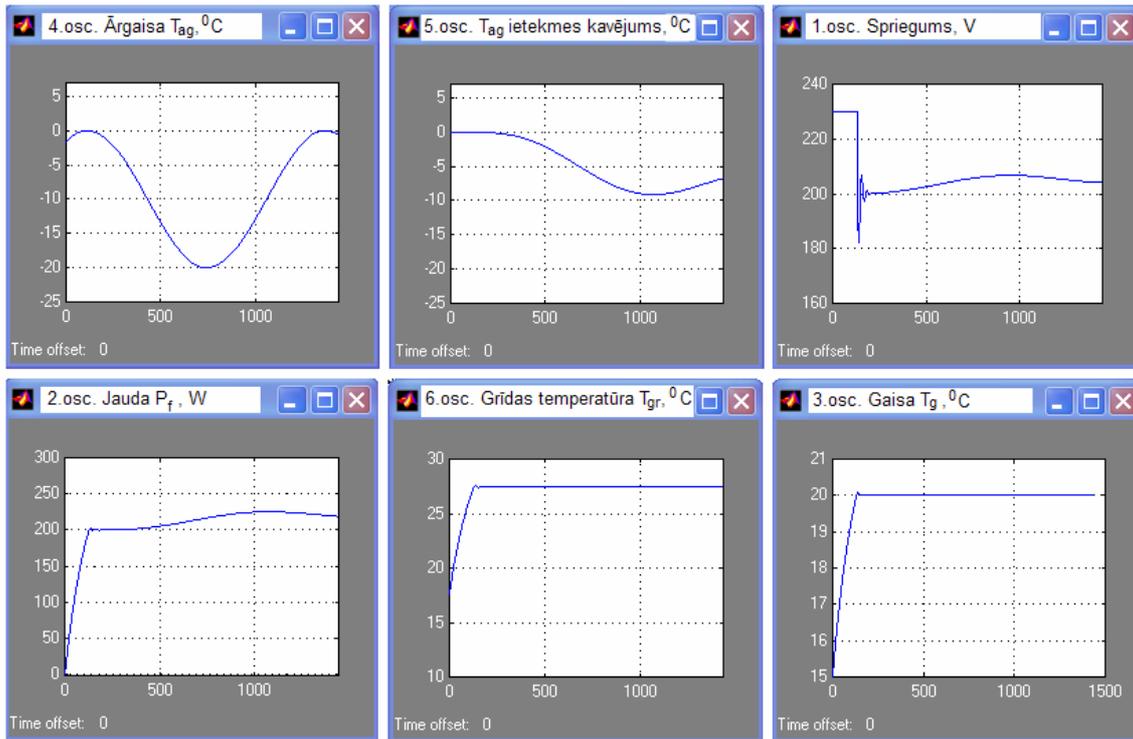
Siltumpāreju caur telpas sienu modelē bloks “Arsienal” (17. att.). Siltuma zudums caur telpas ārsienu var aprēķināt pēc formulas 3.10.

$$P_z = (T_g - T_{ag}) * k_f * S_z = (T_g - T_{ag}) * 0,69 * 4,2 = (T_g - T_{ag}) * 2,9 \quad (3.10)$$

Summators “Sum5” aprēķina starpību $T_g - T_{ag}$, reizinātāju 2,9 ievērtē bloks “2,9”. Atbilstoši eksperimentālajiem mērījumiem, kad iestājas sistēmas stacionārs stāvoklis $T_{ag} = 0$ $^{\circ}C$, $T_g = 19$ $^{\circ}C$, $U = 230$ V un $P_s = 250$ W, pastāv līdzsvars starp siltuma plūsmām. Tātad minētās parametru vērtības var pieņemt par sākuma nosacījumiem ārējai temperatūras ietekmei. Siltuma plūsma caur telpas ārsienu pie minētajiem nosacījumiem $P_z = 55$ W. T_{ag} ietekmes relatīvā nulles punkta iestatīšanai kalpo bloks “Kompensac” ar iestatītu vērtību 55.



17. att. Apsildāmās grīdas temperatūras regulēšanas sistēmas algoritmiskā struktūrhēma



18.att. Grīdas apsildes regulēšanas sistēmas darbība pie mainīgas ārģaisa temperatūras diennakts periodā

Regulēšanas sistēma satur sprieguma regulatoru un tā vadības bloku (17.att), ko veido PID regulators (bloki “P”, “I”, “D”) ar maināmu pastiprinājuma koeficientu (bloks “Gain”). Telpas gaisa temperatūras iestatīšanai kalpo bloks “T_g iestatīšana”. Grīdu ar sildkabeli modelē bloks “Grīda”. To kopīgo siltuma pārvades inerci raksturo laika konstante τ_{sg}, kas aprēķināta pēc sakarības 3.7. Sildkabeļa jaudas izmaiņu sildkabelim ar nominālo jaudu P_s = 250 W atkarībā no pievadītā sprieguma raksturo pārvades koeficients k_{s1} = 2 W*V⁻¹. Grīdas virsmas temperatūras izmaiņu raksturo pārvades koeficients k_{p2} = 0,053⁰C*W⁻¹ (bloks “Gain2”). Siltuma pārejas procesu no grīdas virsmas uz telpas gaisu modelē imitē bloks “Gaiss”. Modelēšana tiek veikta spriegumu diapazonā U = 150...230 V. Ar bloku “Sakuma spriegums”, tiek uzdots sākotnējā sprieguma vērtība U = 150V. Ar bloku “Sakuma T_g” iestata telpas gaisa sākuma temperatūru T_{g0}. Modelēšana tika veikta pie konstantas un mainīgas ārējās temperatūras T_{ag}. Šim nolūkam tika izmantoti signālu ģeneratori T_{ag}...T_{ag4}. Sistēmas darbība pie mainīgas ārējās temperatūras diennakts ciklā tiek modelēta imitējot iespējamo ārējās temperatūras maiņu ar sinusoidu, kuras periods ir 1440 min (18.att.).

Sildkabeļa nominālā jauda P_s = 500 W. Ir redzams, ka norobežojošo celtniecības konstrukciju siltuma pārvades inerces dēļ ārējai iedarbe ir būtisks kavējums. Regulēšanas sistēma spēj izsekot iedarbei un var nodrošināt konstantu iestatīto telpas gaisa temperatūru visā diennakts laikā. Pārregulējums, kurš ir pilnībā pieļaujams, rodas tikai grīdas sākotnējās uzsildīšanas procesa laikā, kad PID regulators dod lielu apsteidzošo iedarbi.

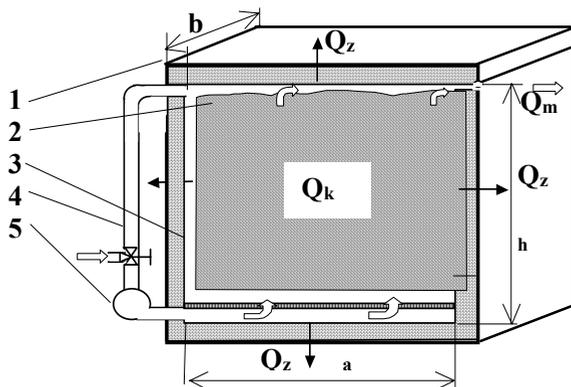
4. Biomasi kompostēšanas siltuma izmantošana apsildei

Ceturtajā nodaļā pētītas iespējas telpu apsildei izmantot biomasu degradācijas procesos iegūto siltumu. Biomasi kompostēšanas procesā baktēriju darbības rezultātā notiek biomasas degradācija un vienkāršāko savienojumu oksidēšanās. Procesa gaitā izdalās noteikts daudzums siltuma. Ja biomasa ir pietiekošā daudzumā un masa veidojas regulāri, tad var izveidot sistēmu, kurā šo siltumu izmanto siltā ūdens ieguvei vai telpu apsildei. Siltuma utilizācijai nepieciešams siltumizolēts konteiners (19.att.), lai siltums caur sienām neaizplūstu apkārtējā vidē. Lai neļautu aizplūst siltumam ar izdalītajām gāzēm, gāzu izejā uzstāda siltumapmainītāju. Šāds konteiners tika izmantots tālāk aprakstītajos pētījumos. Siltumenerģijas bilanci var aprakstīt ar sekojošu vienādojumu:

$$P_k - Q_g - Q_m - Q_z = 0, \quad (4.1)$$

kur, P_k – kompostēšanas procesā izdalītā siltuma enerģijas plūsma, kW;
Q_g – siltumenerģijas plūsma ievadītā gaisa uzsildīšanai, kW;

Q_m - siltumenerģijas plūsma ūdens iztvaicēšanai, kW;
 Q_z -siltuma zudumu plūsma caur konteineru sienām, kW.



19.att. Biomasu kompostēšanas konteineru uzbūve
1 – konteiners, 2 – komposts, 3 – siltumizolācijas slānis, 4 – aizvars,
5 – ventilators.

Kompostēšanas procesā izdalītā siltuma plūsma kW ir izsakāma ar sekojošu sakarību [11]:

$$P_k = k_v * k_{dm} * \partial_c * V_c * q_{ch}, \quad (4.2)$$

kur, $k_v = \frac{V_m}{V_c}$ – kompostējamās masas tilpuma (V_m) attiecība pret kopējo

konteineru iekšējo tilpumu (V_c);

∂_c –komposta blīvums, $kg \cdot m^{-3}$;

k_{dm} – sausās masas attiecība pret kopējo,

q_{ch} – kompostēšanās procesā izdalītā īpatnējā siltuma plūsma uz 1 kg sausās masas, $kW \cdot kg^{-1}$;

Siltuma daudzums, lai uzsildītu ieplūstošo gaisu no āra gaisa temperatūras T_1 līdz temperatūrai konteineru iekšpusē T_2 un ūdens iztvaicēšanai pie konstanta spiediena var tikt noteikts pēc sekojošas sakarības :

$$Q_a = Q_{ai} + Q_{vi} + Q_{vo} = V_{ai} * \rho_a * [(c_{pa} + x_{vi} * c_{pv})(T_2 - T_1) + 2491 * (x_{vo} - x_{vi})], \quad (4.3)$$

kur: Q_{ai}, Q_{vi} – siltuma daudzums sausa gaisa uzsildīšanai, kJ;

Q_{vo} –siltuma daudzums ūdens iztvaicēšanai pie konstanta spiediena, kJ

V_{ai} –ieplūstošā gaisa daudzums, $m^3 \cdot s^{-1}$;

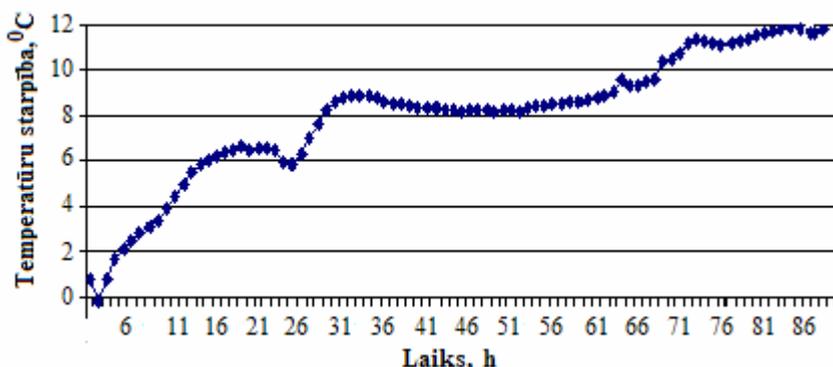
ρ_a –gaisa blīvums, $kg \cdot m^{-3}$;

x_{vi}, x_{vo} – ūdens tvaiku saturs izplūstošajā un ieplūstošajā gaisā;

c_{pa}, c_{pv} – attiecīgi sausa gaisa un ūdens tvaiku īpatnējā siltumietilpība,

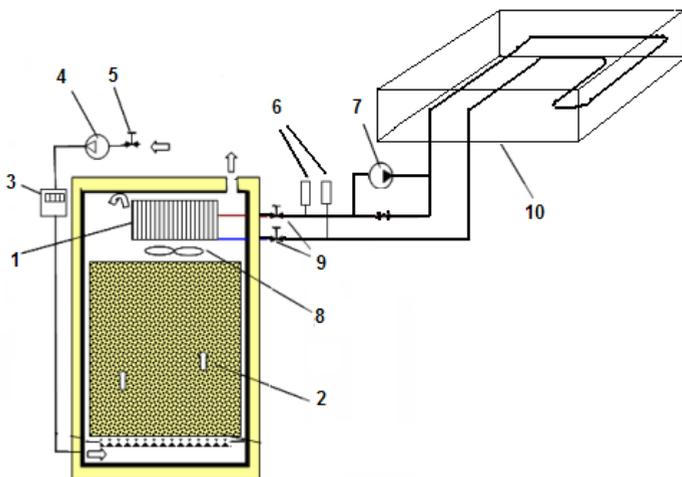
$c_{pa,} = 1,00, kJ \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}, c_{pv,} = 1,97 kJ \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$.

Ja kompostēšanas process norisinās kubiskas formas konteinerā ar malas izmēru $a = 1 \text{ m}$, komposta blīvums ir $0,65 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, $k_v = 1$, sausnai $q_{ch} = 0,013 \text{ kW} \cdot \text{kg}^{-1}$, tad iegūtā maksimālā siltuma jauda ir aptuveni $3,9 \text{ kW}$ [12]. Tā ir pietiekama aptuveni $80 \dots 130 \text{ m}^3$ telpas apsildei, ja pieņem, ka apsildei nepieciešamais īpatnējais siltuma daudzums ir $30 \dots 50 \text{ W} \cdot \text{m}^{-3}$. Lai noskaidrotu, kāda reālo siltuma bilanci veicot kompostēšanu konteinerā, kā arī sasniedzamās temperatūras un to sadalījumu laikā un aizvadītā siltuma daudzums ietekmē kompostēšanas procesu, tika veikti eksperimentāli pētījumi. Eksperimentos tika iegūtas temperatūras izmaiņas raksturliķnes procesa laikā (20. att.). Konteinerā iekšpusē sasniegtās temperatūras ir pietiekamas sildpanelī izmantojamā apsildes ūdens sildīšanai, jo parasti siltumnesēja temperatūra apsildāmajā grīdā ir robežās $30 \dots 40 \text{ }^\circ\text{C}$.



20. att. Konteinerā iekšējā un ārējā gaisa temperatūru starpība

Lai izpētītu, cik lielu siltuma daudzumu ir iespējams pārnest uz sildpaneli, nekaitējot baktēriju darbībai temperatūras krituma dēļ, tika veikti tālāki pētījumi. Pētījumu iekārtas shēma attēlota 21. attēlā. Kompostēšanas konteinerā izejā tika ievietots siltummainis, kura primāro pusi apskaloja konteinerā iekšpusē atrodošās gāzes, bet sekundārajā kontūrā cirkulēja ūdens, kas ar sūkņa palīdzību tika pievadīts sildpanelim. Tika mērīta sekundārās puses aizejošā un atpakaļ atgriezīgā siltumnesēja (ūdens) temperatūra, kā arī temperatūra konteinerā iekšpusē dažādās vietās un siltummainim pievadīto gāzu temperatūra. Gāzu pievade notika ar ventilatora palīdzību. Tika noteikts arī ūdens plūsmas daudzums. Kā kompostēšanas materiāls tika izmantots maisījums, kas sastāvēja no 85% siena un 15% zāles. Šo pētījumu rezultātā tika secināts, ka noteiktu siltuma daudzumu iespējams izmantot apsildes vajadzībām sildpanelī kā papildus siltuma avotu. Lai salāgotu apsildes pamatavotu ar konteinerā siltumaizvades sistēmu, jāizmanto regulators, kas automātiski regulētu siltumnesēja plūsmu. Ja tiek veikta nepārtraukta siltuma



21.att. Kompostēšanas konteiners ar siltummaini

- | | |
|--------------------------------|-------------------------|
| 1 – siltummainis; | 6 – termometri; |
| 2 – kompostējamā masa; | 7 – cirkulācijas sūkņi; |
| 3 – gaisa plūsmas mērītājs | 8 – ventilators; |
| 4 – gaisa padeves ventilators; | 9 – ventiļi; |
| 5 – vārsts; | 10 – sildpanelis. |

aizvade, temperatūra konteinerā sāk kristies un kompostēšanas process palēninās vai pat pilnīgi apstājas. Tādēļ tika veikti eksperimenti aizvadot siltumu periodiski. Optimālais ventilatora darbības laika sadalījums darbs/pauze ir 0,02, jo tad siltuma ražīgums ir visaugstākais.

5. Procesu eksperimentālajos pētījumos izmantotās mērīšanas un datu apstrādes iekārtas

Procesu parametru mērījumu uzkrāšanai tika izmantota ierīce ALMEMO 8990-8 ar mikroprocesora vadību. Pateicoties iebūvētajam NiCd akumulatoram, ierīce var autonomi strādāt 150 h pazūdot spriegumam barošanas tīklā, kas ir ļoti svarīgi veicot kompostēšanas procesa pētījumus, jo tie norisinās nepārtraukti vairākas dienas. Datu apstrādei un ierīces vadībai tika izmantota datorprogramma AMR-Data-control 4.1. Ar šo programmu tika veikta arī ierīces ALMEMO 8990-8 programmēšana un vadība. Izmantotās ierīces un programma ļauj arī veikt cikliskus mērījumus, ieprogrammējot noteiktus laika intervālus, veicot vidējo vērtību aprēķinus noteiktos laika intervālos, datu

saglabāšanu. Temperatūras mērīšanai tika izmantoti NiCr-Ni(K) termopāri. Tie ir standarta mērpārveidotāji, kas paredzēti darbam ar ALMEMO 8990-8 , pievienojot tos ar standarta spraudņiem Thermo ZA 9020-FS.

Galvenie termopāru raksturlielumi:

- mērīšanas diapazons $-200\dots+1370\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- jutība $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Ierīcei ir iebūvēta auksto termopāra galu termokompensācijas sistēma, tādēļ mērījumu rezultātus neiespaido telpas temperatūra.

Svarīgs parametrs ir mērpārveidotāju siltuma inerce. Lai noteiktu tās ietekmi, tika veikti eksperimenti izmainot temperatūru laboratorijas krāsniņā par $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ un reģistrējot, cik ilgā laikā nostabilizējas mērījumi. Ierīces mērījumi nostabilizējās pēc 4...6 minūtēm, kas pieņemami, lai objektīvi mērītu temperatūras izmaiņas vidēs ar lielu silšanas inerci.

6. Būvju apsildes inženiersistēmu izvēles ekonomiskais pamatojums

Ieviešot apsildes regulēšanas sistēmas, kuru modeļi ir izstrādāti un analizēti šajā darbā, var samazināt siltuma patēriņu, kas tiek pievadīts atsevišķai telpai vai būvei kopumā apsildes vajadzībām. Izmaksas sistēmu ieviešanai iekļaujas kopējās inženiersistēmu un būves dzīves cikla izmaksās [9]. No vienas puses regulēšanas sistēmu ieviešana dod enerģijas ietaupījumu, no otras puses tā prasa papildus ieguldījumus.

Telpas gaisa temperatūras automātiskās regulēšanas sistēmas ieviešanas efektivitāti ietekmē siltuma zudumi. Apsildes sistēmas elementu parametri, tiek aprēķināti tā, lai tā spētu nodrošināt vēlamo komforta līmeni pie vislielākajiem iespējamiem siltuma zudumiem. Aprēķinu veic pie viszemākās vidējās 5 diennakšu temperatūras apsildes sezonas laikā (Jelgavā tā ir $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$), bet apsildes sezonas vidējā temperatūra ir $-0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$. No tā izriet nepieciešamība sistēmas parametrus pārregulēt atbilstoši āra gaisa temperatūras izmaiņai. Pastāvot tikai manuālas regulēšanas iespējai, ne vienmēr operators spēj izsekot temperatūras izmaiņām un pareizi iestatīt parametrus. Tādēļ lietderīgāk ir izmantot automātiskas regulēšanas ierīces, kas darbojas bez cilvēka nepārtrauktas klātbūtnes. Regulatora izmantošanas ekonomiskā efektivitāte ir atkarīga no sienas siltumizolējošām īpašībām.

Siltuma zudumus W var aprēķināt pēc sakarības:

$$Q_z = (T_g - T_{ag}) * k_f * S_z \quad (6.1)$$

kur: k_f – siltumpārejas koeficients, $W * m^{-2} * ^{\circ}\text{C}^{-1}$.

Ja siltumatdeve netiek regulēta, tad rodas papildus siltuma zudumi, kas atšķiras no regulējama varianta. Izmantojot 2. nodaļā izstrādāto regulēšanas

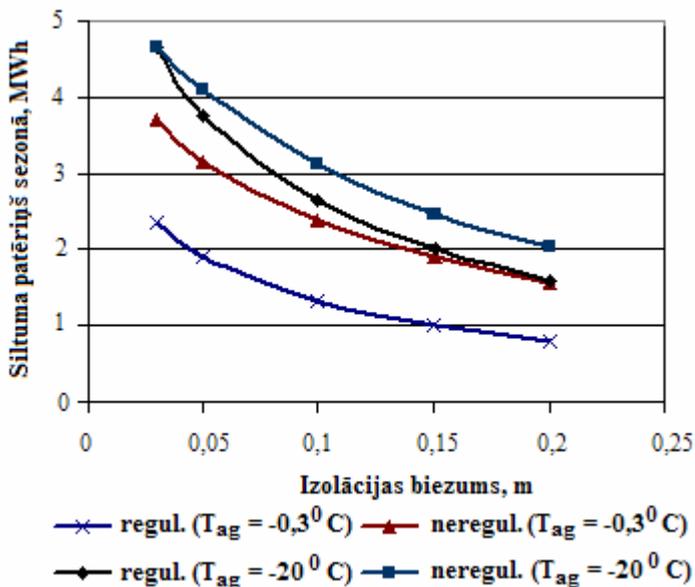
sistēmas modeli (8. att.), var modelēt telpas gaisa temperatūru pie dažādiem nosacījumiem (piemēram, dažādiem k_g). Modelī sienas termiskā pretestība un materiālu siltuma inerces īpašības tiek ievērtētas mainot koeficientu k_g kā arī laika konstantes τ_g un τ_z . T_g vērtību nosaka sienas termiskā pretestība. Izmantojot neregulējamu sistēmu, ir paaugstināta telpas gaisa temperatūra pie ārējās temperatūras, kas ir augstāka par -20°C . Pēc sakarības 6.1 tika aprēķināta siltuma plūsma pie $T_{ag}=-0,3^{\circ}\text{C}$ un $T_{ag}=-20^{\circ}\text{C}$ un dažādiem siltumizolācijas slāņa biezumiem. Telpas temperatūras tika iegūtas veicot modelēšanu. Kopējais siltuma patēriņš Φ_z sezonas laikā dotajai telpai mainās atkarībā no sienas siltumizolācijas slāņa biezuma (22.att.). Ir redzams, ka pie regulējamās apsildes sistēmas siltuma patēriņš būtiski samazinās. Turklāt, ja $T_{ag} = -20^{\circ}\text{C}$, tad pie izolācijas slāņa biezuma 0,03 m regulēšanas sistēmai nav ietekmes uz ekonomiju, jo sildķermeņa jauda ir izvēlēta pie šādiem nosacījumiem.

Siltuma patēriņu sezonā izmantojot regulējamu un neregulējamu sistēmu var noteikt pie vidējās T_{ag} sezonas laikā. Siltuma ieguvei izmantoto līdzekļu ietaupījums sezonā 2. nodaļā apskatītajai telpai, ja vidējā $T_{ag} = -0,3^{\circ}\text{C}$, izmantojot dažādus siltuma avotus parādīts 6. tabulā. Līdzekļu ietaupījumu, ja siltumu iegūst no dažādiem kurināmiem, attēlo līknes 23. attēlā. Īpaši efektīva ir regulatora izmantošana, ja siltumenerģijas izmaksas ir lielas (piemēram, izmantojot elektroenerģiju vai sašķidrināto propāna-butāna gāzi).

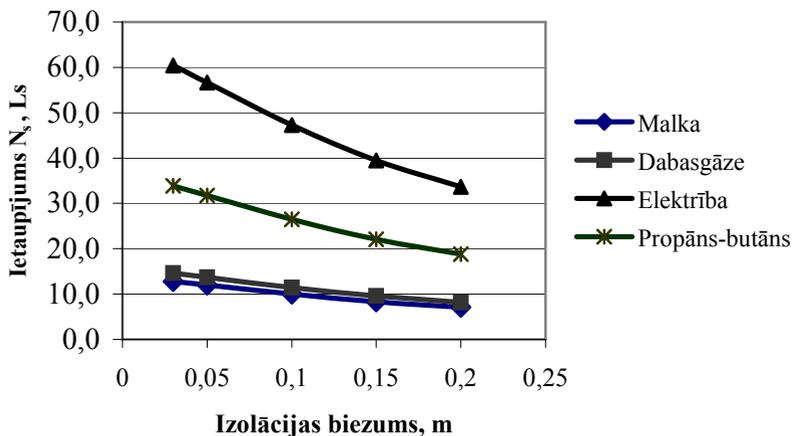
6. tabula

Līdzekļu ietaupījums telpai apsildes sezonā, izmantojot regulēšanas sistēmu pie dažāda siltumizolācijas biezuma δ_{iz} .

Siltuma avots	Siltumenerģijas izmaksas, $Ls \cdot MWh^{-1}$	Ietaupījums sezonā N_s, Ls				
		δ_{iz}, m				
		0.03	0.05	0.10	0.15	0.20
Kūdras briketes	5.1	6.85	6.42	5.36	4.47	3.81
Akmeņogles	6.8	9.13	8.57	7.14	5.96	5.08
Malka	9.5	12.76	11.97	9.98	8.33	7.10
Dabaspāze	10.9	14.64	13.73	11.45	9.56	8.14
Sašķ. propāna-butāna gāze	25.2	33.84	31.74	26.48	22.10	18.83
Siltumsūknis	13.4	18.00	16.88	14.08	11.75	10.01
Skaidu briketes	13.9	18.67	17.51	14.60	12.19	10.39
Dīzeļdegviela	43.1	57.88	54.29	45.28	37.80	32.20
Elektroenerģija	45	60.44	56.69	47.28	39.46	33.62



22.att. Siltuma patēriņš apsildes sezonā atkarībā no siltumizolācijas slāņa biezuma pie dažādām ārējais temperatūrām T_{ag}



23.att. Siltumenerģijas izmaksu ietaupījums sezonā atkarībā no siltumizolācijas slāņa biezuma

SECINĀJUMI

1. Apkopojot datus un veicot to analīzi, aprēķināts, ka, izvēloties būves vai atsevišķas telpas apsildes avotu pēc ekonomiskajiem kritērijiem, vismazākās iegūtā siltuma izmaksas ir izmantojot kūdras briketes, ($5,1 \text{ Ls} \cdot \text{MWh}^{-1}$), akmeņogles ($6,8 \text{ Ls} \cdot \text{MWh}^{-1}$) vai malku ($9,5 \text{ Ls} \cdot \text{MWh}^{-1}$), lielākās izmaksas ir izmantojot elektroenerģiju ($45 \text{ Ls} \cdot \text{MWh}^{-1}$) un dīzeļdegvielu ($43 \text{ Ls} \cdot \text{MWh}^{-1}$)
2. Vadoties pēc ekoloģiskajiem kritērijiem piemērotākie siltuma avoti ir dabasgāze, kurai sadegot rodas neliels daudzums NO_x izmešu (vidēji $40 \text{ mg} \cdot \text{MJ}^{-1}$), nerodas SO_2 un cietie izmeši, kā arī koksnes kurināmie ($\text{NO}_x - 35 \text{ mg} \cdot \text{MJ}^{-1}$, $\text{SO}_2 \sim 0$), apskatot lokāli, arī elektroenerģija, videi nelabvēlīgas ir ogles ($\text{NO}_x - 200 \dots 250 \text{ mg} \cdot \text{MJ}^{-1}$, $\text{SO}_2 - 50 \dots 100 \text{ mg} \cdot \text{MJ}^{-1}$).
3. Komforta kritērijiem vislabāk atbilst elektroenerģija un dabasgāze un šķidrās kurināmais, kuri ļauj pilnībā automatizēt kurināmā padeves un siltuma ražošanas procesu.
4. Nemot vērā tehniski – ekonomiskos, fizioloģiskos, ekoloģiskos un subjektīvos kritērijus, piemērotākais siltuma avots individuālo būvju apsildei ir dabas gāze, kas atbilst vairumam šo kritēriju.
5. Apsildes sistēmu darbības regulēšanai ieteicams izmantot kaskādes vadības sistēmas, kompleksi ievērtējot sistēmas darbību ietekmējošos faktorus: ārējais temperatūru, tās izmaiņas ātrumu, telpas gaisa temperatūru un celtniecības konstrukciju siltumtehnikos parametrus.
6. Būvju norobežojošām konstrukcijām piemīt liela siltumpārvades īnerce, kā rezultātā tām ir liela laika konstante un ārējo perturbāciju ietekme norisinās ar lieliem laika kavējumiem. Tas rada nepieciešamību regulēšanas sistēmas izejas iedarbei norisināties ar pietiekošu laika kavējumu. Tajā pašā laikā pastāvot regulējamā lieluma - telpas gaisa temperatūras kļūdai, ir vēlams apsteidzošā regulējošā iedarbe.
7. Iekštelpu gaisa temperatūras kvalitatīvu regulēšanu neatkarīgi no ārējo faktoru iedarbes var nodrošināt ar PI regulatoriem, izmantojot apsildes sistēmas ar sildķermeņiem, vai PID regulatoriem izmantojot apsildāmās grīdas.
8. Ja sildķermeņa jauda izvēlēta atbilstoši aprēķinātajiem siltuma zudumiem un tiek nodrošināta nepieciešamā siltumnesēja temperatūra, izstrādātā regulēšanas sistēma nodrošina iestatītās telpas gaisa temperatūras uzturēšanu ar precizitāti $\pm 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ neatkarīgi no ārējās temperatūras perturbācijām.
9. Lai panāktu ātrāku nepieciešamās temperatūras sasniegšanu, grīdas apsildei ir lietderīgi izmantot sildkabeļus, kura nominālā jauda ir lielāka

nekā nepieciešams, lai kompensētu telpas siltuma zudumus. Izmantojot sildkabeli ar divas reizes palielinātu jaudu, uzsilšanas laiks samazinās četras reizes, pārregulējumam nepārsniedzot $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, ja izmantots PID regulators.

10. Izmantojot palielinātas jaudas sildkabeli parasti izmantotā proporcionālā (P) regulatora vietā, ieteicams izmantot proporcionāli – integrālo- diferenciālo (PID) regulatoru, kas ievērtē laika konstantes un uzlabo regulēšanas kvalitāti, paātrina sākotnējo uzsilšanu, kā arī novērš periodisku silšanu-atdzišanu.
11. Izmantojot kompostēšanas konteineru ar tilpumu 1 m^3 , maksimālā siltuma plūsma kompostējot sienu un svaigas zāles maisījumu, ir $3,9\text{ kW}$, kas ir pietiekami $80\text{-}130\text{ m}^3$ telpas apsildei
12. Biomasu kompostēšanas procesā sasniedzama temperatūra $46\text{ }^{\circ}\text{C}$, kas ir pietiekama, lai siltumu izmantotu telpu apsildē ar apsildāmajām grīdām, pievadot to ar siltumnesēja starpniecību sildpanelim.
13. Kompostēšanas procesā izdalītā siltuma sadalījums laikā nav vienmērīgs, maksimālo siltuma jaudu iegūst pēc 55 h no procesa sākuma, tādēļ tas var būt tikai papildus siltuma avots pamatapsildei.
14. Apsildes regulēšanas sistēmas izmantošanas efektivitāti nosaka būves norobežojošo celtniecības konstrukciju siltumizolējošās īpašības. Vislielāko efektivitāti regulēšanas sistēma nodrošina pie mazām norobežojošo konstrukciju siltumpārejas pretestībām un izmantojot siltuma avotus ar lielām iegūtā siltuma izmaksām. Izmantojot elektroenerģiju, ietaupījums apsildei ar regulēšanas sistēmu attiecinot uz apsildāmās telpas platību ir $0,567\text{ Ls}\cdot\text{m}^{-2}$ mēnesī, ja putuplasta siltumizolācijas biezums ir $0,03\text{ m}$ un $0,315\text{ Ls}\cdot\text{m}^{-2}$, ja $0,2\text{ m}$. Izmantojot malku, attiecīgi $0,12\text{ Ls}\cdot\text{m}^{-2}$ un $0,048\text{ Ls}\cdot\text{m}^{-2}$.

Latvia University of Agriculture
Faculty of Engineering
Institute of Agricultural Energetics

Raimunds Šeļegovskis

**Modelling and analyses of heating solutions for
individual buildings**

Summary of dissertation

Scientific adviser
Dr. habil. sc. ing., professor
Andris Šnīders

Jelgava 2005

**DISSERTATION
FOR THE DOCTOR DEGREE OF ENGINEERING SCIENCES
LATVIA UNIVERSITY OF AGRICULTURE**

Dissertation to receive a doctor degree of engineering sciences will be publicly defended at the Faculty of Engineering at the Latvia University of Agriculture

OFFICIAL OPPONENTS:

Professor, Dr. habil. sc. ing. Jānis Greivulis
Riga Technical University, Latvia

Professor, Dr. habil. sc. ing. Egīls Dzelzītis
Riga Technical University, Latvia

Professor, Dr. sc. ing. Imants Ziemelis
Latvia University of Agriculture

CONFIRMATION

I confirm, that I have developed hereby presented dissertation for the examination at the Latvia University of Agriculture, to acquire the doctor degree of engineering sciences. The dissertation is not presented at any other university for such purpose.

Raimunds Šeļegovskis.....

Date.....

The dissertation is written in the Latvian language on 115 pages. It contains the annotation, 6 chapters, conclusions, the links to 80 bibliography sources, 11 appendices, 51 pictures, 28 tables.

GENERAL DESCRIPTION

Topicality of work

The intensive construction of individual buildings is going on in Latvia countryside and towns. The building of apartment houses starts to recommence. It is necessary to create up-to-date heating systems in new houses. Also in former time built heating systems have become out of date. Up-to-date heating systems has to provide together the necessary comfort in the premises and reduced consumption of primary energy sources. It is possible by using of up-to-date sustainable parts of the system and automatic control with balanced elements of heating and control systems. Considering rise in price of fuels in Latvia and all over the world, the expenses for heating of premises are growing up. By providing of less consumption of fuel and more complete combustion the expenses and environment pollution reduces. Due to that, the necessary level of comfort in premises is provided with less pollutants related to fuel and absolute consumption of that. Such development trend conforms to the Kyoto protocol. The solutions of autonomous heating for individual buildings using traditional and less common heating systems and renewable energy sources are analyzed. Great attention is paid to automatic control and modelling of heating systems.

The aim, trend and tasks of research.

The main aim of the dissertation is to work out a model wherewith it will be possible to perform the analysing of heated object thermodynamic processes and operation of the control system to determine the criteria of rational mode of system operation and also to work out a control system, which provides the implementation of the chosen criteria. The tasks of the work are:

- to investigate the properties of heat sources, the suitability of them to autonomous heat supply of living houses, considering engineering-technical, energetical, ecological and physiological factors;
- to investigate and improve the working stability of control systems for individual heating using the methods of modelling of heat transfer processes in the circumstances of determined and stochastic perturbations;
- to motivate energetical, ecological and economical grounded solutions of autonomous individual heating systems for individual living houses.

The research methods and scientific novelty

The investigations in confirmation with the proposed purposes and tasks was worked out by the methods of mathematic and and computer modelling, as

well as physical-experimental data acquisition methods. In the base of investigations there is development of a heating system and control model, wherewith by modelling of the system operation, the tasks mentioned above were performed. The developed model allows to optimise operation of the heating system, on the ground of the results of object thermodynamic analyses. The measuring and computer equipment of the Institute of Agricultural Energetics, specially constructed equipment an premises of living house are used for investigation. There are used the following computer programs: MS Excel, Matlab 5.2 Simulink, AMR Data Control 4.1, data acquisition equipment ALMEMO 8990-8.

The scientific novelty of this dissertation is::

- the imitation model of water heating system control and heated object heat transferring, by using computer program *Matlab* subprogram *Simulink*, that allows to investigate and improve the working stability and quality of control systems for individual heating systems, as well as modelling processes of heat transfer of buildings in the circumstances of determined and stochastic perturbations is worked out;
- the imitation model of electric cable heated floor control, by using computer program *Matlab* subprogram *Simulink*, that allows to investigate and improve the working stability and quality of the systems for individual heating systems in the circumstances of determined and stochastic perturbations is worked out;
- the possibility to use for bulding heating the heat, acquired by composting of plant residues from household keeping, is analysed;
- the analysis of impact of control system to heating expenses is worked out by using the developed imitation models.

Approbation of the results

The approbation of the research results has been performed by the author taking part in scientific conferences::

1. R. Šeļegovskis, E. Visockis. Investigations of underfloor heating using flue gasses as heat carrier./ Agricultural engineering problems. Jelgava, 2005.
2. I. Plūme, R. Šeļegovskis, A. Spīdāns. Heat transfer in system container – floor heating panel. Advanced technologies for energy producing and effective utilization. Jelgava 2004.
3. R. Šeļegovskis. Modelling of automatic temperature control system for cable heated floor./ Advanced technologies for energy producing and effective utilization. Jelgava 2004.

4. I. Plume, R. Selegovskis, A. Spidans. Heat transfer in system container – floor heating panel. Technical progress in agriculture. Kaunas, 2004.
 5. I. Plume, R. Selegovskis. Heat and mass transfer within composting container./ International conference. Kiev, 2001.
 6. I. Plume, R. Selegovskis. Heat balance for composting container. // Technical progress in agriculture. Kaunas, 2000.
 7. R. Šeļegovskis. Analyses of choice of heated floors./ Engineering problems in agriculture. Jelgava, 2000.
 8. R. Šeļegovskis. Analyses of the choice of the heat source for private house. Engineering problems in agriculture. Jelgava, 2000.
 9. R. Šeļegovskis. Operation problems of heating systems with plastic pipes./ Engineering problems in agriculture. Jelgava, 1999.
- The approbation is performed in the following publications:
1. R. Šeļegovskis, E. Visockis. Investigations of underfloor heating using flue gasses as a heat carrier./ Agricultural engineering problems. Jelgava, 2005.
 2. R. Šeļegovskis. Modelling of automatic temperature control system for cable heated floor./ Advanced technologies for energy producing and effective utilization. Jelgava 2004.
 3. I. Plume, R. Selegovskis. Heat and mass transfer within composting container. // Industrial Heat Engineering. No. 4-5. - Kiev. – 2001, p. 33-38.
 4. I. Plume, R. Selegovskis. Heat balance for composting container. // - LZUA Research Papers, Kaunas, vol. 5(1), 2000, pages 240...245.
 5. R. Selegovskis. Investigations of the phase regime control circuit of induction motor's combined protection device EKA-2 //Combined protection of electric motors. 1993, vol.247, - pages 60...74.
 6. R. Šeļegovskis. Using of zero sequence voltage for control of the phase regime of electric equipment.//Improvement of equipment and technology in agriculture. Proceedings of LUA, 1991,vol. .266, - pages 55...61.

The results and application

It is possible to investigate heat transfer processes of a heated object and perform analyses of system control and rational choice of parameters by using the developed imitation models. As a result, it is possible to improve the quality of the heating system operation, to increase comfort in buildings, to decrease expenses for heating and environment pollution with emissions

The structure of the dissertation

In the first chapter, the heat sources and systems for heating are analysed, the possibilities to use them according to economic, engineer technical, ecologic and comfort criteria are evaluated.

In the second chapter there operation of autonomous water heating systems is analysed. The models of heat transfer processes of premises and the control system are developed using different kinds of temperature control. More accurate definition of model parameters is worked out.

In the third chapter, using the experimental data, the heat transfer processes of heated floor are investigated, the model of temperature control of heated floor is developed, the optimisation of its parameters is performed.

In the fourth chapter the possibilities of using heat acquired in degradation of biomass are analysed.

In the fifth chapter the methods used in experimental investigations and equipment used in data acquisition and processing are described.

In the sixth chapter the economic motivation of the choice of building heating engineering system control is performed.

1. Analytic review of autonomous heat supply kinds

In the first chapter, analyses of heat sources and systems for heating is worked out, the possibilities to use them according to economic, engineer technical, ecologic and comfort criteria are evaluated

The conformity of most common primary energy sources for heating of individual buildings: natural gas, liquid propane-butane gas, heavy oil, liquid fuel for furnaces, biodiesel, peat, wood fuels, coal, electrical energy, heat from ground, heat from biomass, biogas is analysed.

The conformity of primary energy sources to the criteria of the choice is given in the Table 1.

Table 1

The conformity of heating primary energy sources to the criteria of the choice

Heat source	The conformity of heat source to criteria											
	Ecological criteria			Technological criteria			Economic criteria			Comfort criteria		
	Good	Partly	Poor	Good	Partly	Poor	Good	Partly	Poor	Good	Partly	Poor
Peat briquettes		+				+	+					+
Coal			+			+	+					+
Firewood	+					+	+					+
Natural gas	+			+				+		+		
Liquid propane-butane	+				+				+	+		
Heat pump		+			+			+		+		
Wood sawdust briquettes	+				+			+				+
Wood sawdust pellets	+				+			+			+	
Diesel		+			+				+		+	
Electric energy	+			+					+	+		

Overall characterizing the conformity of different heat energy sources to use in individual heating systems, it is necessary to evaluate several aspects:

- From the ecologic point of view, the most convenient fuels in individual heating systems are natural gas and wood fuels, due to the small amount of emissions from combustion. In local scale it is possible to consider electric energy as a friendly energy to environment. Using of biomass composting heat stimulates also environment cleaning.
- From the technologic point of view, considering automation possibilities of the system, the most convenient heat sources are electric energy, but from

fuels, they are natural gas and sawdust pellets. Liquid fuels needs complicate feeding system. As to supply and storage possibilities, the most convenient are electric energy and natural gas supplied through pipelines.

- From the economic point of view considering the price of fuel, heating capacity, and efficiency of the boiler it is possible to obtain the cheapest heat energy from peat briquettes, coal, firewood. The most expensive heat energy is from electricity and diesel. (Fig.1).
- From the comfort point of view the most advisable heat source is electric energy. Heat pump is also convenient. Natural gas provides high level of of comfort as well. Using liquid fuels it is necessary to carry out measures to eliminate the specific smell. Using hard fuels, it is necessary to clean out ashes and to transport fuel pieces to furnace, what is polluting premises, and more frequently to clean chimneys.
- For using in individual autonomous heating systems heavy oil and milled peat are not suitable, because heavy oil needs special preparing before feeding to the burner – heating. Milled peat needs a complicate feeding system and it takes big volume for storage.
- It is possible to use the biogas and biomass composting heat as an additional source in specific circumstances, when it is sufficient amount of stock.
- The expenses of solar energy are small. Purchasing and installation of equipment form the main part of them. This is ecologically pure kind of energy production. The main drawback of it is irregularity of obtaining. Therefore, it is advisable to combine using of solar energy together with other sources of heating.
- Cogeneration plants are complicate and expensive and not suitable for small buildings.

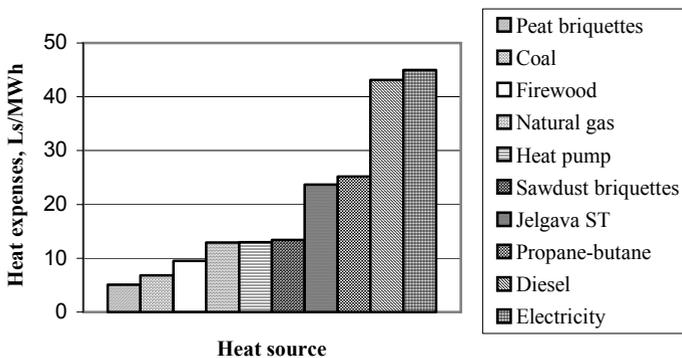


Fig.1. Heat energy expenses using different heat sources.

The analysis of the most convenient kinds of heating systems for individual buildings is performed considering the above mentioned criteria. The conformity with these criteria of water heating systems with heaters, floor heated systems with pipes and electric cables and systems with heated air are evaluated..

Conditions of comfort is an individual conception and the characterising parameters for each individual can be different but factors that impacts them are mutual. The main physiological factors that determines heating parameters are the following:

- the level of physical activity of an individual;
- the heat insulating properties of clothes;
- the temperature of heat sources;
- air velocity around the body;
- relative humidity of air.

Different combinations of those factors form a satisfactory feeling of comfort.

The technical – economic factors are divided in the following categories:

- availability of the heat source and possibilities of utilisation as well as the economic aspect in each separate case.
- aspects of the choice of the heat carrier;
- the choice of the kind of the heating system.

The ecological criteria characterise the system influence to environment. Taking into account those criteria, it is necessary to choose the system with possibly less influence to environment. It is included in the following terms and possibilities:

- the choice of fuel with possibly less influence to environment;
- utilisation of fuels with better quality;
- using of equipment with more qualitative an complete burning;
- using of special equipment with diminished hazardous component of emission;
- using of additional equipment that decreases hazardous emission;
- decreasing of heat losses leads to decreasing of fuel consumption an less polluting;
- using of the system control equipment.

The subjective criteria are individual and can be in conflict with others. Their consideration and priority is determined by financial possibilities and regulations of legislation.

2. Analysis and operation modelling of autonomous heating systems with water as a heat carrier

In the second chapter the operation of autonomous water heating systems is analysed. The models of heat transfer processes of premises and heating control system are developed, making use of different kinds of temperature control. The parameters of them are specified.

Heating systems with water as heat carrier are most frequently used due to their advantages in comparison with others. Therefore in this work the models were developed for water heating systems with heaters in premises.

The air temperature of premises is the most important factor, that provides it is microclimate, creating the feeling of comfort. Different heating controllers help to provide that. The main function of the heating processor is to provide the supply of heat to heaters, what is in accordance with heat losses. In general, the control terms of buildings heating systems are determined by ES standards EN 12098-1 and EN 12098-2. These standards determine control of indoor air temperature according to so called aligned outdoor temperature. During the control process it is necessary to evaluate time delay between the changes of outdoor temperature and its impact to indoor air temperature.

There are several kinds how to control the amount of heat delivered from the heater to premises:

- control of supply heat carrier temperature by mixing hot carrier coming from the source with cooled return flow from heaters;
- control of supply heat carrier temperature in the heat source;
- control of the supplied heat amount by control of productivity of the circulation pump;
- control of the heat amount changing the flow rate by regulating valve.

The heat is supplied with a heat carrier, what in water heating systems is water. The delivered heat power from the heater is described by the following formula:

$$P_f = M_f * c_{H2O} * (T_k - T_a), \quad (2.1)$$

where: P_f – actual heat power delivered by the heater, W;
 M_f – actual flow rate of the heat carrier through heater, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$;
 c_{H2O} – specific heat capacity, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$;
 T_k – supplied carrier temperature, $^{\circ}\text{C}$;
 T_a – return heat carrier temperature, $^{\circ}\text{C}$.

The actual heat power delivered by the heater changes in dependence on the temperature coefficient that is proportional to average temperature difference ΔT . It is possible to express this correlation by the formula:

$$P_f = \frac{P_n}{k}, \quad (2.2)$$

where: P_n – nominal heat power of the heater, W;
 k – temperature coefficient ($k = f(\Delta T)$);

and

$$\Delta T = \frac{T_k - T_a}{\ln \frac{T_k - T_a}{T_a - T_g}}, \quad (2.3)$$

where: T_g – average temperature of indoor air in premises, $^{\circ}\text{C}$.

The curve presenting correlation between average temperature difference ΔT and the temperature coefficient k (Fig. 2), is obtained making use of the tables for corrections of the heater power given by the manufacturers. Making approximation of this curve, the correlation between the average temperature difference ΔT and the temperature coefficient is obtained. The nominal power of the heater manufacturers give for the temperature regime 75/65/20, it means $T_k = 75^{\circ}\text{C}$, $T_a = 65^{\circ}\text{C}$ for average $T_g = 20^{\circ}\text{C}$. One kind of control is changing of the heat carrier flow rate with constant temperature of the supplied carrier. As a result, the amount of the delivered heat by the heater changes because T_a un ΔT changes. It is possible to calculate T_a , using the formula 2.1 with given T_k and flow rate. The certain T_k , was accepted and using the formula 2.4 there was calculated the delivered power P_f if $T_g = 20^{\circ}\text{C}$ for different T_a . Next, using the formula 2.1, the necessary actual flow rate M_f was calculated to provide the delivered heat corresponding to T_k , T_g un T_a .

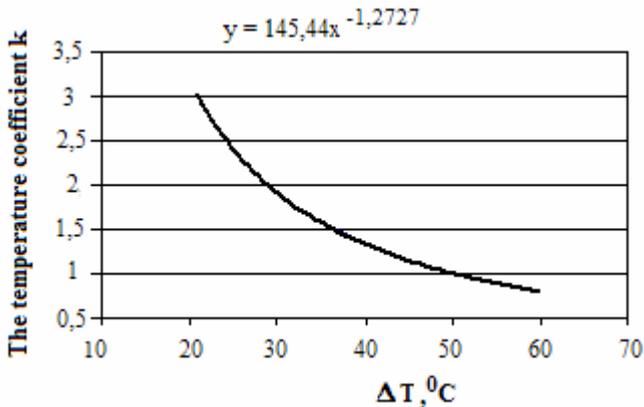


Fig. 2. The temperature coefficient as a function of the temperature difference

The example of calculations is given in Table 2. For calculations the computer program Exel was used. There were built curves (Fig. 3.) in the range of flow rate $M_f = 0,002374 \dots 0,0374 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ (10...100% M_n). It is possible to come to the conclusion, that increasing the flow rate over the nominal gives little

impact to the heater power and it is inexpedient to increase it, because the flow velocity of the heat carrier and hydraulic resistance increases.

Table 2

The results of heater actual power calculations if the temperature of the supplied heat carrier is $T_k=75^{\circ}\text{C}$.

P_n, W	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
T_k	75	75	75	75	75	75	75	75
T_a	30	35	40	45	50	55	60	65
T_g	20	20	20	20	20	20	20	20
P_f, W	443	539	625	706	782	855	926	996
$M_f, \text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	0,00235	0,00321	0,00426	0,00561	0,00747	0,01021	0,01473	0,02374

$$P_f = \frac{P_n * \Delta T^{1,2727}}{145,44} = \frac{P_n}{145,44 * (T_k - T_a)^{1,2727} * \left(\ln \frac{T_k - T_a}{T_a - T_g}\right)^{1,2727}} \quad (2.4)$$

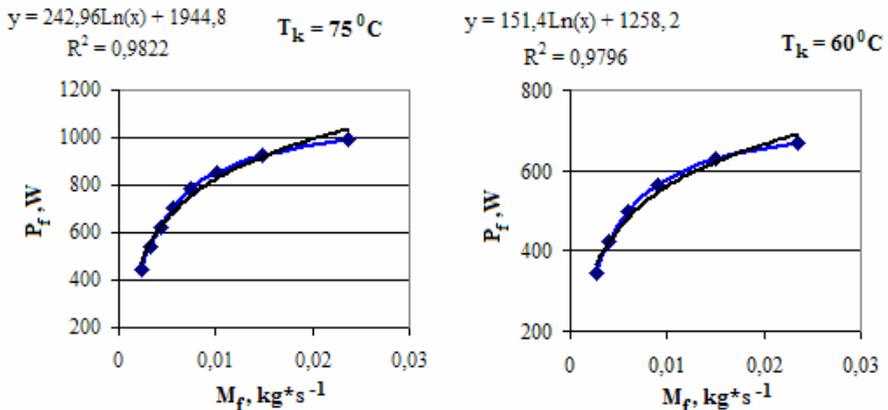


Fig.3. The actual heat power as a function of the flow rate of the heat carrier M_f (10...100%) for different temperatures of the supplied carrier

The second kind how to control the actual heat power of the heater is to change the temperature of the supplied heat carrier with constant flow rate. In this case T_a and P_f are mutually related and depend on M_f and T_k , as well as on T_g . This describes the system of equations:

$$\begin{cases} P_f = M_n * c_{H2O} * (T_k - T_a) \\ P_f = \frac{P_n}{k} = \frac{P_n * \Delta T^{1,2727}}{145,44} \end{cases}, \quad (2.5)$$

where: P_n – nominal delivered heat power of the heater, W

M_n – heat carrier flow rate, if the heat power is nominal $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$.

From this the correlation between P_f and T_k is obtained if the flow rate of the heat carrier is constant.

$$M_n * c_{H2O} * (T_k - T_a) = \frac{P_n * \Delta T^{1,2727}}{145,44} \quad (2.6)$$

Unfortunately, the solution of this equation is complicated because there is multifunctional relation between the parameters. A more convenient way to gain a functional correlation between necessary P_f and T_k is to use the formula 2.4 and like calculations for the Table 2, to obtain the heat power delivered by heater for different T_k and nominal flow rate M_n . The delivered heat power P_f , depends on T_g . Correlations between P_f and flow rate M_f ($T_k = 75^\circ\text{C}$), for different indoor temperatures are shown in Figure 4 (approximated equations in Table 3), between T_a and M_f for different T_g in Figure 5, but between P_f and T_g for different M_f in Figure 6 (Table 4).

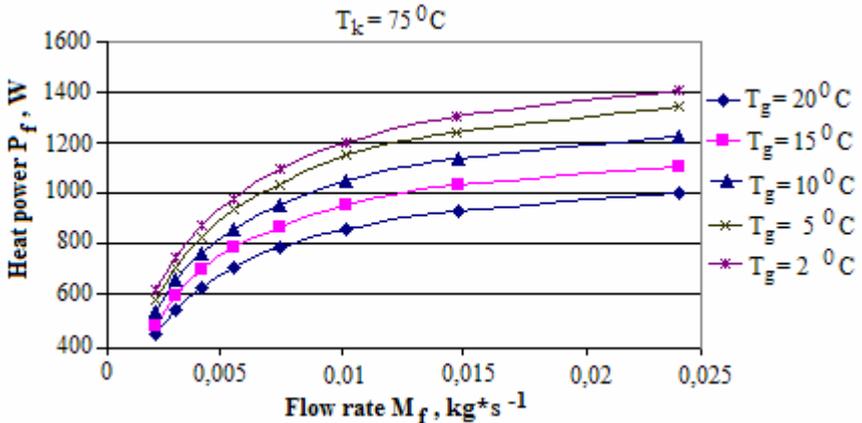


Fig.4. The heat power delivered by the heater as a function of the heat carrier flow rate for different indoor air temperatures (10...100% M_f)

Table 3

The heat power delivered by the heater as a function of flow rate ($T_k = 75^\circ\text{C}$)

Indoor air temperature $T_g, ^\circ\text{C}$	$P_f = f(M_f)$	Coefficient of determination R^2
20	$P_f = 242,6 \ln M_f + 1944,8$	0,9822
15	$P_f = 276,1 \ln M_f + 2188,4$	0,9804
10	$P_f = 303,2 \ln M_f + 2405,3$	0,9830
5	$P_f = 337,4 \ln M_f + 2657,9$	0,9828
2	$P_f = 350,2 \ln M_f + 2773,1$	0,9849

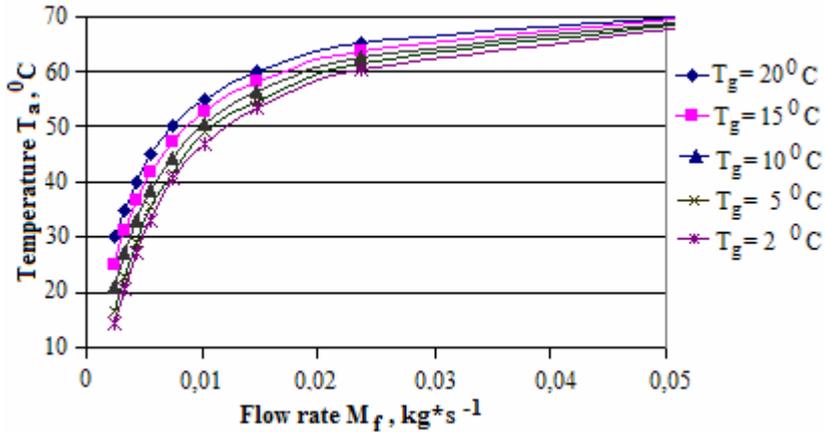


Fig. 5. The return heat carrier temperature as a function of the flow rate for different indoor air temperatures ($T_k = 75\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Table 4.

Correlations between the heat power delivered by the heater and the heat carrier flow rate for different indoor air temperature

M_f/M_n	$P_f = f(T_g)$
2.14	$P_f = -25.2 T_g + 1569$
1	$P_f = -23.7 T_g + 1467$
0.62	$P_f = -20.9 T_g + 1344$
0.43	$P_f = -19.6 T_g + 1245$
0.31	$P_f = -17.5 T_g + 1129$
0.24	$P_f = -15.1 T_g + 1008$

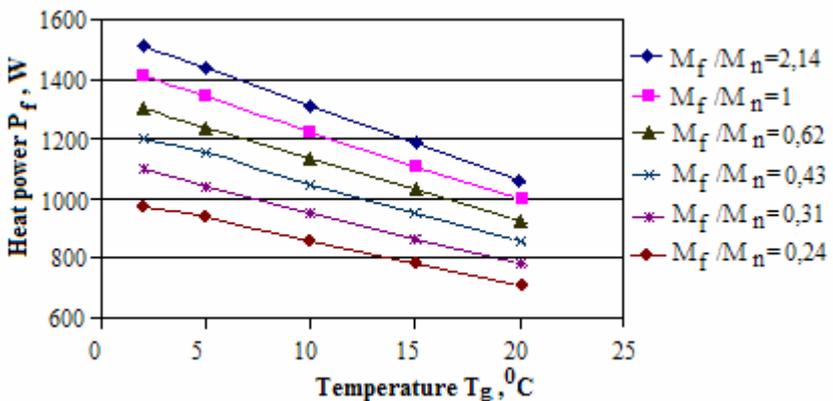


Fig.6. The heat power delivered by the heater as a function of indoor air temperature ($T_k = 75\text{ }^{\circ}\text{C}$).

The changes of the delivered heat power have to overtake the impact of T_{ag} to microclimate in premises before it starts because the building is a thermodynamic system with high heating inertia. It means that the heating system needs a controller that will evaluate the following factors:

- changes in outdoor temperature;
- thermodynamic parameters of building constructions;
- heating inertia of building constructions;
- operation inertia of the heating system;
- heat discharging in premises;
- quality of the primary energy source and supply.

Heat flow through building constructions is determined by the following parameters: thickness of building construction layers and coefficients of its thermal conductivity as well as area of the surface and the coefficient of heat transfer. In the calculations the coefficients of heat transfer are: for walls inside surfaces $\alpha_t = 8,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$, outside surfaces $\alpha_{\bar{a}} = 23 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$ [1].

It is possible to simulate the impact of outside factors, the change of input and output parameters and operation of the system by using the computer program „Matlab” subprogram „Simulink”. This subprogram allows to construct blocks and connections between them that imitates the system operation on the computer and gives a possibility to investigate the operation of the system overall and the operation of separate blocks during stationary and dynamic processes [3]. A dynamic model is developed for premises (fig. 7), with area of floor $S_{gr} = 16 \text{ m}^2$, area of the outer wall $S_z = 34,2 \text{ m}^2$, height $h = 3 \text{ m}$. Heat losses occur through outer wall and window.

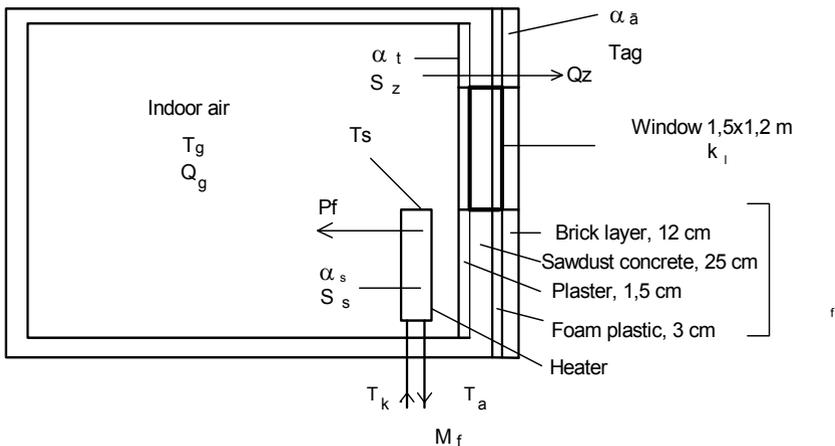


Fig.7. Scheme of heat flow in premises.

$\alpha_t, \alpha_{\bar{a}}$ – coefficient of heat transfer from the inner and outer surface of the wall, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$;

α_s – coefficient of heat transfer from the heater surface, $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$;
 T_{ag} – outdoor air temperature, $^\circ C$;
 T_g – indoor air temperature, $^\circ C$;
 T_k, T_a – supplied and return heat carrier temperature from the heater, $^\circ C$;
 S_z – area of the inner surface of the wall, m^2 ;
 S_s – area of the heater surface, m^2 ;
 k_f – heat transfer coefficient of the wall, $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$;
 P_f – actual delivered heat power of the heater, W ;
 Q_z – flow of heat losses through the wall and the window, W ;
 Q_g – accumulated heat flow in indoor air, W ;
 S_l – area of the window surface, m^2 .

The wall consists of sawdust concrete (thickness 25 cm), a ceramic brick layer (12 cm), an internal plaster layer (1,5 cm) and foam plastic plates (3 cm). The area of the window surface $1,8 m^2$, the coefficient of heat transfer $k_l = 1,1 W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$. The temperature change occurs with time delays and the corresponding units in the model are inertial units. It is possible to describe these units with the gain of the unit and time constant [4]. If the average indoor air temperature but not spatial distribution is considered it is possible to describe the heat transfer process with an one-dimensional model. The heat transfer balance equation for the heating process is:

$$\Delta Q_g = P_f - Q_z, \quad (2.7)$$

where: $P_f = \alpha_s S_s (\Delta T_s - \Delta T_g)$ – actual heat power (flow) delivered by the heater, W ;

S_s - surface area of the heater, m^2 ;

$\Delta Q_g = c_g * m_g * \frac{dT_g}{dt}$ - the heat flow accumulated in air, W ;

$\Delta T_g = T_g - T_{ag}$ - the difference between average indoor air temperature and outdoor temperature, $^\circ C$;

c_g – specific heat capacity of air, $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$,

m_g – mass of air, kg .

$Q_z = (k_f * S_z + k_l * S_l) * \Delta T_g$ - the heat losses through the wall and the window, W ;

$\Delta T_s = T_s - T_{ag}$ - the difference between the heater surface and outdoor air temperatures, $^\circ C$.

The heat transfer coefficient of the wall is calculated evaluating thermodynamic parameters of wall layers and thickness of them:

$$k_f = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{0,25}{0,44} + \frac{0,12}{0,47} + \frac{0,03}{0,06} + \frac{0,015}{0,81} + \frac{1}{8,7}} = 0,69 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (2.8)$$

Putting the equations of heat flow into the formula 2.7 it is obtained:

$$\frac{c_g * m_g * d\Delta T_g}{dt} = \alpha_s * S_s * (\Delta T_s - \Delta T_g) - (k_f * S_z + k_l * S_l) * \Delta T_g \quad (2.9).$$

As a result of mathematic transformations it is obtained:

$$\frac{c_g * m_g}{\alpha_s * S_s + k_f * S_z + k_l * S_l} * \frac{d\Delta T_g}{dt} + \Delta T_g = \frac{\alpha_s * S_s}{\alpha_s * S_s + k_f * S_z + k_l * S_l} * \Delta T_s, \quad (2.10)$$

where: $\tau_g = \frac{c_g * m_g}{\alpha_s * S_s + k_f * S_z + k_l * S_l}$ - time constant of indoor air, s;

$$\tau_g = \frac{1003,6 * 46,5}{14,5 * 1,4 + 0,69 * 34,2 + 1,1 * 1,8} = 1030s(17 \text{ min})$$

$$k_g = \frac{\alpha_s * S_s}{\alpha_s * S_s + k_f * S_z + k_l * S_l} = \frac{\Delta T_g}{\Delta T_s} \quad - \text{ gain, that describes the}$$

correlation between increasing of indoor air temperature and increasing of heater surface temperature.

$$k_g = \frac{14,5 * 1,4}{14,5 * 1,4 + 0,69 * 34,2 + 1,1 * 1,8} = 0,43$$

Applying Laplace transformation to the equation 2.10 [5], using Laplace integral (with initial conditions $\Delta T_g = 0$, $\Delta T_s = 0$) it is obtained :

$$(\tau_g * s + 1) * \Delta T_g(s) = k_g * \Delta T_s(s), \quad (2.11)$$

where: s – Laplace variable.

From equation 2.11 transfer function is obtained:

$$W_g(s) = \frac{\Delta T_g(s)}{\Delta T_s(s)} = \frac{k_g}{\tau_g * s + 1}, \quad (2.12)$$

where: $\Delta T_g(s)$ – the image of indoor air excess temperature;

$\Delta T_s(s)$ – the image of heater surface excess temperature.

The heat balance equation for the heater as follows (at the beginning of heating $T_g = T_{ag}$):

$$\Delta Q_s = Q_s - P_f, \quad (2.13)$$

where: $\Delta Q = c_s * m_s * \frac{d\Delta T_s}{dt}$ - accumulated heat flow in the heater, W;

$P_f = \alpha_s * S_s * \Delta T_s$ - actual heat power delivered by the heater, W;

Q_s – heat flow supplied to the heater, W.

Putting the equations of heat flow into the formula 2.13 and applying mathematic transformations a differential equation is obtained:

$$\tau_s * \frac{d\Delta T_s}{dt} + \Delta T_s = k_s * Q_s, \quad (2.14)$$

where: $\tau_s = \frac{c_s * m_s}{\alpha_s * S_s}$ - time constant of the heater, s

$$\tau_s = \frac{450 * 30}{14,5 * 1,4} = 665s(11 \text{ min});$$

$$k_s = \frac{1}{\alpha_s * S_s} = \frac{\Delta T_s}{Q} \text{ - gain of heater, } ^\circ\text{C} * \text{W}^{-1},$$

$$k_s = \frac{1}{14,5 * 1,4} = 0,053^\circ\text{C} * \text{W}^{-1}$$

Applying transformation of Laplace to the equation 2.14, using Laplace integral, with initial conditions $\Delta T_g = 0, \Delta T_s = 0$) operator equation is obtained:

$$(\tau_s * s + 1) * \Delta T_s(s) = k_s * Q_s(s) \quad (2.15)$$

From the equation 2.15 the transfer function is obtained

$$W_s(s) = \frac{\Delta T_s}{Q_s} = \frac{k_s}{\tau_s * s + 1} \quad (2.16)$$

In the premises (Fig. 7) the heater is steel battery with the average heat transfer coefficient $\alpha_s = 14,5 \text{ W} * \text{m}^{-2} * ^\circ\text{C}^{-1}$, heating surface $S_s = 1,4 \text{ m}^2$ and mass $m_s = 30 \text{ kg}$.

The gain k_s describes the changes of average temperature on the heater surface in dependence of the supplied heat flow to the heater by the heat carrier Q_s . The supplied and delivered heat flows are different.

During a nominal regime (75/65/20) the average surface temperature is $T_s = 70^\circ\text{C}$ and the nominal delivered heat power is $P_f = P_n = 1000 \text{ W}$. Such heat power compensates heat losses from premises if outdoor air temperature $T_{ag} = -20^\circ\text{C}$, and the heat carrier flow, what corresponds to that, is $M_f = 0,02374 \text{ kg} * \text{s}^{-1}$. Since (Table 3) the correlation between heat carrier flow and actual delivered heat power by heater to indoor air is calculated, it is more convenient to use correlation between ΔT_s and P_f , expressed by the gain k_r :

$$k_r = \frac{\Delta T_s}{P_f} = \frac{90}{1000} = 0,09^\circ\text{C} * \text{W}^{-1} \quad (2.17)$$

It is possible to control the flow rate of the heat carrier by changing the productivity of circulation pump, what is possible to do using a frequency converter. The gain is:

$$k_{cs} = \frac{M_n}{f} = \frac{0,02374}{50} = 4,73 * 10^{-4} \text{ kg} / \text{s} * \text{Hz} \quad (2.18)$$

The coefficient of heat transfer change $k_{tg1} = \Delta P_f / \Delta T_g$, describes the change of heat delivery with constant heat carrier flow in dependence on indoor air temperature. If $M_f = M_n$ and $T_k = 75^\circ\text{C}$, then $k_{tg1} = 22,54 \text{ W} * ^\circ\text{C}^{-1}$. When M_f changes it changes too. The developed system model with changing of heat carrier flow rate is shown in Figure 8. Changes k_{tg} of are evaluated in

the model by blocks “k_{ig} funkcija” and ”reizinatajs 2”. The influence of heat losses to T_g is modelled by a circuit consisting of blocks “Siena”, that evaluates heat transfer inertia of the wall and blocks modelling changes of outdoor temperature ”T_{ag} 1...4”. Inertia of the wall is described by the wall time constant τ_z:

$$\tau_z = \frac{\sum_{i=1}^n (c_{si} * m_{si})}{\alpha_t * S_z + k_f * S_z} = \frac{c_{sb} * m_{sb} + c_k * m_k + c_p * m_p + c_a * m_a}{\alpha_t * S_z + k_f * S_z} = \quad , (2.19)$$

$$= \frac{840 * 11900 + 880 * 6940 + 126 * 60 + 840 * 612}{295} = 59738s \approx 1000 \text{ min}$$

where: c_{si} – specific heat capacity of separate wall layers, J*kg⁻¹*°C⁻¹;
m_{si} – mass of separate wall layers, kg.

The problems can occur in the electric supply system of individual buildings. Especially it happens in separate buildings with long electric supply lines. Common problems are the disappearance of one phase as well as the decreasing of windings insulation resistance. The work of pump in such conditions leads to failure of motor. It is recommended to use the protection device, what will protect pump motor [14]. Sometimes they are combined together with frequency converter.

The frequency of pump feeding voltage is controlled by a frequency converter. (block “Frekvences parveidotajs”). In input of the converter a signal from PI controller is supplied. The block “F_{max}=50 Hz” limits frequency. Circuit what evaluates correlation between M_f and P_f, consists of blocks “funkcija”, “1945” and “reizinatajs1”. Blocks “Telpas T_g kompensacija”, ”Nominala T_{gn}” evaluate the impact of indoor air temperature to P_f, but the impact of flow rate blocks “37,16”, “reizinatajs2”, “k_{ig} izmainas funkcija”. The change of indoor temperature simulates “Telpas gais”. The impact of flow rate to temperature compensation is evaluated by the block “Product1” and correction of overall delivered heat power is done by the adder “Sum4”. The constant value of T_g, is provided by preemptive impact that compensates changes of outdoor temperature before it affects the indoor air temperature. For this purpose predictive control circuit is used. It consists of blocks:” T_{ag} sensors”, “Transfer Fcn1” – block, evaluating delay of affect, “Step” – correction block, that gives the initial value of correction coefficient k_{ag0}=1, if T_{ag} is constant and block “Sum5”. This circuit determines the value of k_{ag} which further is multiplied (block “Product”) with the output signal from the controller accordingly to change of T_{ag}. The signal from the sensor “T_g sensors” is supplied to the adder ”Sum” and is compared with the necessary T_g value set in the block “T_g iestatijums”. Difference signal is fed to the PI controller modelled by blocks “Slider gain”, ”Transfer Fnc” and “Sum1”.

The time period for modelling was chosen 1440 min (24 hours). The curves in Figure 9 describe the system operation, when the changes of possible outdoor temperature are imitated. At the beginning of imitation indoor air heats up from the initial value T_{g0} set in the model to the necessary temperature set in the controller. Before stabilization the temperature exceeds the setting value for approximately $0,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, it is fully acceptable. By further changes of the outside impact the controller realizes qualitative control and keeps constant set indoor air temperature. It is possible to control the heat delivery of the heater also by changing of the supplied heat carrier temperature T_k with constant flow rate. The correlation between T_k and heat power P_f delivered by the heater in accordance to the formula 2.4 is described with empiric equations in the range $T_k = 50...75\text{ }^{\circ}\text{C}$ given in the Table 5. Coefficient k_{tg2} characterizes the changes of P_f in dependance on T_k and it is found by calculating P_f using different values of T_k , if $T_g = T_{g20} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($k_{tg2} = 21,5\text{ W}^{\circ}\text{C}^{-1}$). The curve describing the change of k_{tg2} is shown in Figure 10. The analysis of linearization results of the function $k_{tg2} = f(T_g)$ shows, that in range $T_g = 20...20\text{ }^{\circ}\text{C}$ this coefficient varies from 21,5 to 23,2 $\text{W}^{\circ}\text{C}^{-1}$ ($0,06\text{ W}^{\circ}\text{C}^{-1}$), what is evaluated by the correction coefficient:

$$k_{tgk} = k_{tg2} + 0,06 * (T_{g20} - T_g) = 21,5 + 0,06 * (20 - T_g). \quad (2.20)$$

Table 5

Correlations between the supplied heat carrier temperature and heat power of the heater with different indoor air temperatures ($M_f = M_n$)

$T_g, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_f, \text{ W}$
20	$P_f = 21,2 T_k - 597$
18	$P_f = 21,3 T_k - 563$
16	$P_f = 20,7 T_k - 480$
14	$P_f = 21,8 T_k - 505$
10	$P_f = 22,2 T_k - 443$
6	$P_f = 22,5 T_k - 374$
2	$P_f = 23,4 T_k - 338$

The temperature of the supplied heat carrier is controlled by an actuator that works on a four-way valve. This valve mixes hot heat carrier from the heat source to the cooled return heat carrier from heaters. The control signal determines the proportions of mixing. $M_{sg}/M_a = 0...1$, (M_{sg} and M_a – flow rates for the hot heat carrier from the source and the cooled return heat carrier).

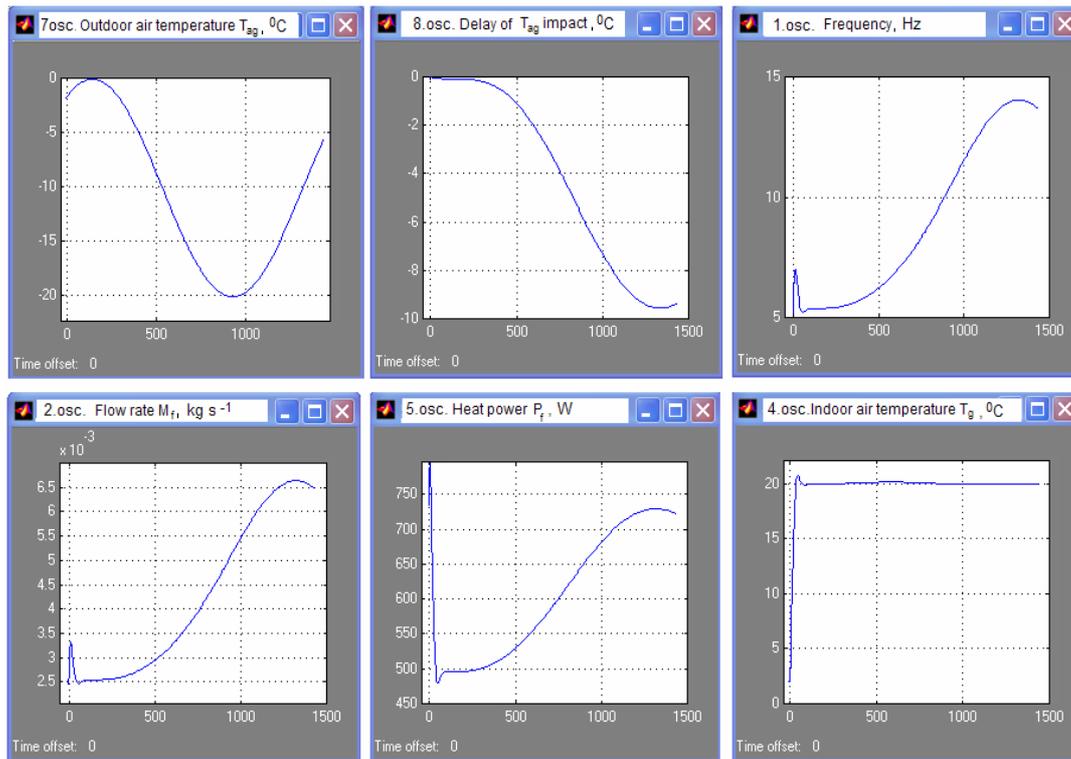


Fig. 9. Simulation curves for the variable outdoor temperatures ($T_{ag} = 0 \dots -20$ °C)

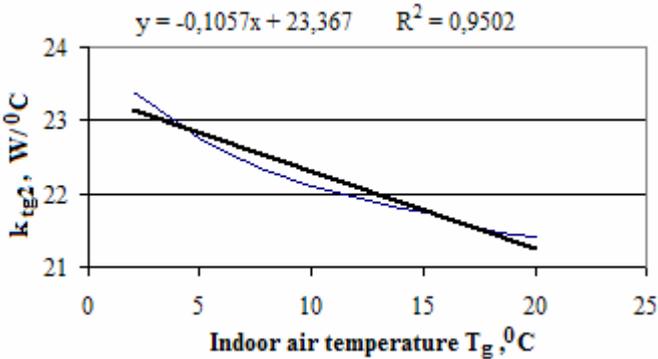


Fig.10. Coefficient k_{tg2} as a function of indoor air temperature

The structural scheme of the model with indoor air temperature control by changing the supplied heat carrier temperature if flow rate is constant ($M_n = 0,02374 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$), is shown in Figure 11, but simulation curves in Figure 12.

Temperature T_a depends on the heater delivered heat power therefore it is necessary to develop a circuit in the model for determination of it. In accordance to formula 2.1. T_a it depends on P_f , T_k , M_n and c_{H_2O} . The blocks describing it are “ $P_f \times 1/c M_n$ ”, “ $1/cx1/M_n$ ” and “Sum7”. The full cycle time of the control valve with the actuator between the utmost positions is 2 minutes. The actuator consists of an electric motor with a speed reducer and a four-way valve for heat carrier mixing. The amplifier “Gain1” amplifies the signal from PI controller to the voltage necessary for the electric motor. The bigger declination, the higher speed of actuator will be and temperature T_k will rise faster.

The function of the actuator is described by the transfer function:

$$W_i(s) = \frac{k_m}{s}, \quad (2.21)$$

where: k_m – speed coefficient, $\text{rad}\cdot\text{min}^{-1}\cdot\text{V}^{-1}$.

$$k_m = \frac{\omega}{U_b} = \frac{0,785}{24} = 0,033 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1} \cdot \text{V}^{-1}, \quad (2.22)$$

where: U_b – supply voltage for the electric motor, V;

ω – rotation frequency of the actuator shaft, $\text{rad}\cdot\text{min}^{-1}$.

The transfer function of actuator is evaluated by the block “TransferFcn3”. The actuator is surrounded by negative feedback “Gain2”. The operation of the valve is simulated by blocks “Jaucejs”, “Sum6”, “Product3” and “Product4”.

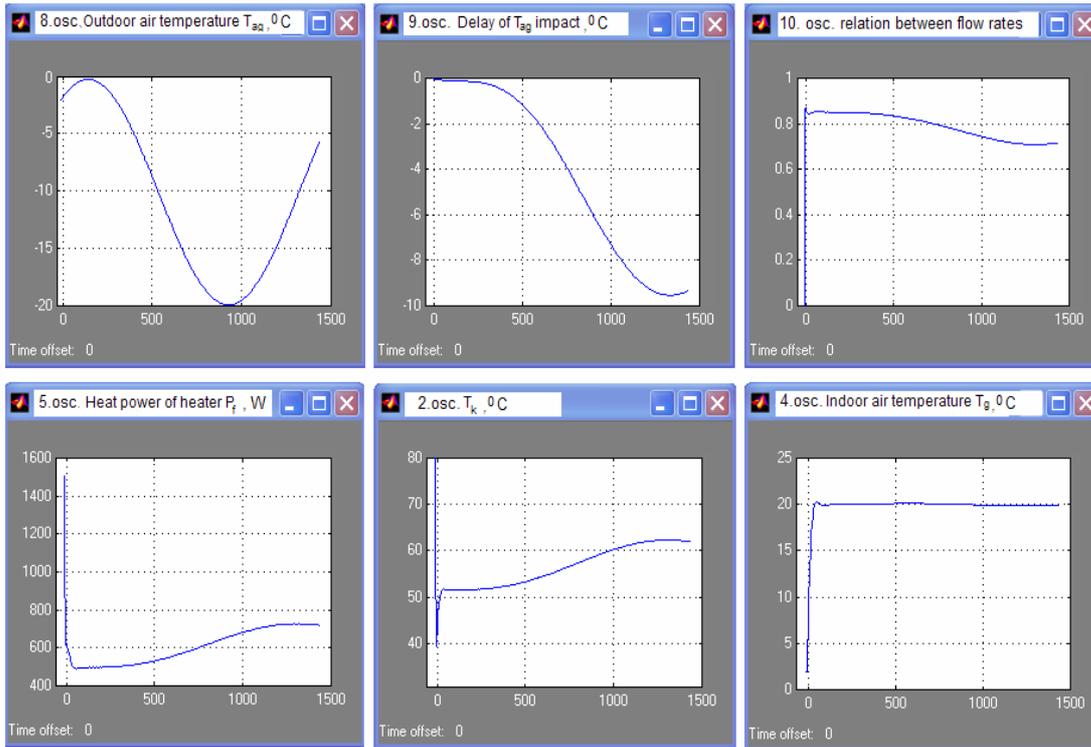
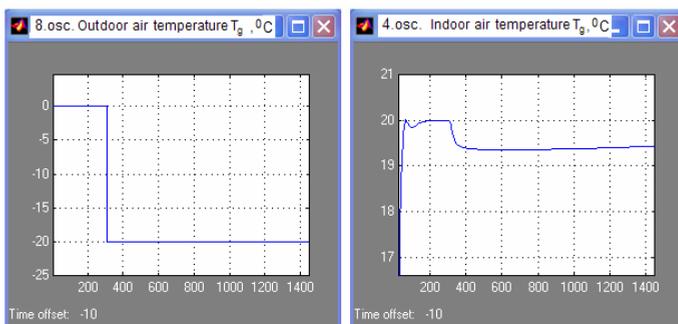


Fig.12. Simulation curves for variable outdoor temperatures ($T_{ag} = 0 \dots -20$ °C)

The amount of the heat carrier coming from the heat source is determined by “Sum6”, “1”, “Product4”. The proportion of the heat carrier returned from the heater is determined by the block “Product3”. Since the heat power delivered by the heater depends on indoor air temperature the compensation circuit is developed. It consists of blocks “Nominala T_g ”, “Telpas T_g kompensacija”, “Korekcija 0,06”, “Product2”, “Sum5”, “Koeficients21,5”, “Product”. The heat power delivered by the heater according to the supplied heat carrier temperature T_k , if $T_g = 20$ °C, is imitated by blocks “-597”, “Product1”, “Reizinatajs21,2”. The curves in Figure 12 describe the operation of the system with mixing of heat carrier flows modelling possible outdoor temperature changes in 24 hours. Exceeding of T_g is less than 0,5 °C and it is fully acceptable. Further the qualitative control of indoor air temperature is provided. Operation of the system with and without outdoor air changes predictive control circuit is described by the curves in Figure 13.



a)



b)

Fig.13. Simulation curves of temperature control:
a) without predictive control circuit; b) with predictive control circuit

The step perturbation is supplied to the system (T_{ag} changes from 0 to -20 °C). For the system without predictive control circuit, the indoor air temperature decreases below the setting and compensation of heat losses is delayed. Using predictive control circuit temperature T_g is kept close to the setting, because the compensation of heat losses occurs following the impact of the outdoor temperature to T_g . At the beginning of the process the overshoot of T_g is approximately $0,3$ °C but it is fully acceptable.

3. Analysis and operation modelling of heating systems with floor mounted heating cables

The thermodynamic model of premises with heated floor was developed for analysing of heating processes and control of operation regimes (Fig. 14).

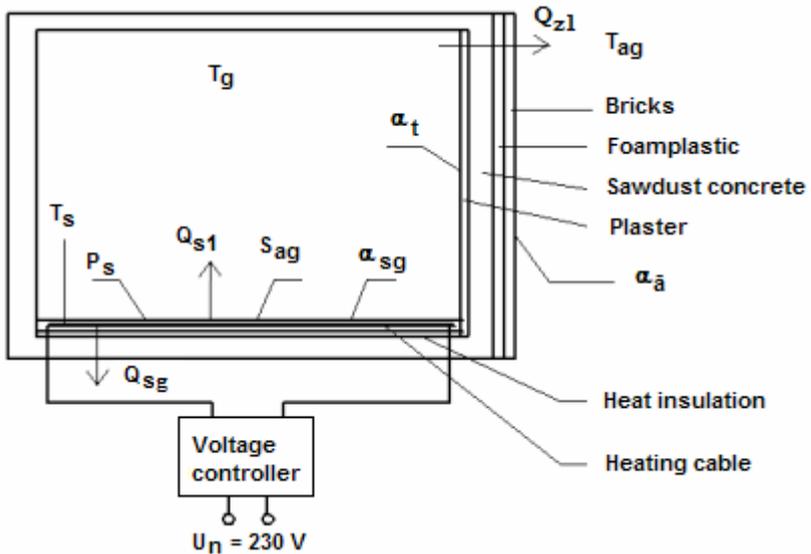


Fig.14. Scheme of heat transfer in premises with heated floor

Q_{S1} – heat flow from floor surface, W;

P_s – heat power delivered by cable, W;

T_{S1} , S_{Sg} - temperature on floor surface, °C and surface area, m²;

α_{S1} – heat transfer coefficient of floor surface, W*m⁻²*°C⁻¹;

T_g – indoor air temperature, °C;

T_{ag} – outdoor air temperature, °C

S_{z1} – heat losses surface, m².

α_T , $\alpha_{\bar{A}}$ – heat transfer coefficients of outer wall outside and inside surface, W*m⁻²*°C⁻¹.

The system needs a controller to align the heat power of the cable with the impact of outdoor conditions to the microclimate of the premises. By using a PI controller and an increased power cable it is possible to provide fast enough temperature increase. Faster reaching of the set temperature without too big overshoot is possible by using PID controller that provides preemptive impact. To determine conformable controller parameters the system model was developed.

The heating process is described by the heat flow differential equation [7].

$$\frac{\partial Q}{\partial t} dt = q_{sa} * V * dt - \alpha_{s1} * S_v * (T_{sg} - T_g) * dt + \frac{\lambda_{iz} * S_{sg} * (T_i - T_{sg})}{\delta_{iz}} dt \quad (3.1)$$

where: Q – accumulated heat in the floor, J;

V – volume of the floor panel, m^3 ;

q_{sa} – intensity of the heat flow from the source, $W * m^{-3}$;

S_v, S_{sg} – areas of floor split in the middle and the surface, m^2 ;

λ_{iz} – heat transfer coefficient of underneath insulation, $W * m^{-2} * C^{-1}$;

T_{sg}, T_i – temperatures of floor surface and underneath insulation lower surface, 0C ;

δ_{iz} – thickness of the insulation layer, m.

Experimental investigations in premises of a living house (bathroom) with a heat cable built in floor were carried out. The curve in figure 15 describes the heating time if the supplied voltage of cable is 230 V, temperature of air in proximal premises $+ 15^0 C$ and indoor air temperature $0 \pm 1^0 C$.

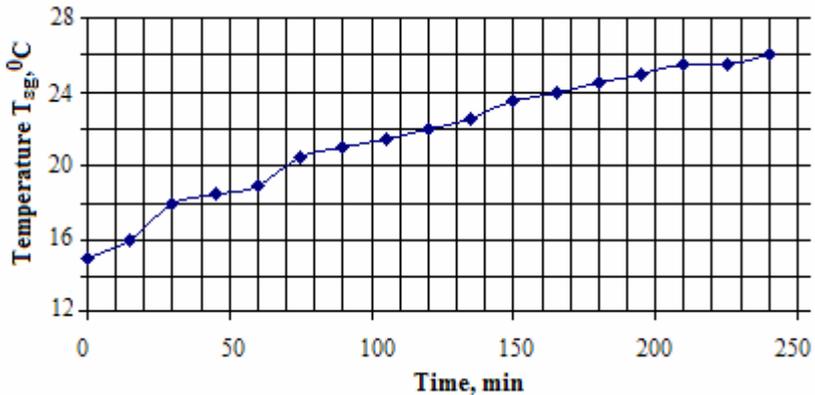


Fig. 15. Experimental curve of floor heating

During investigations the supplied voltage was changed. As a result the heat power of the cable changes. The temperature was measured on the floor surface as well as the average temperature of indoor air. The maximal reached temperature with different voltage was determined (Fig. 16).

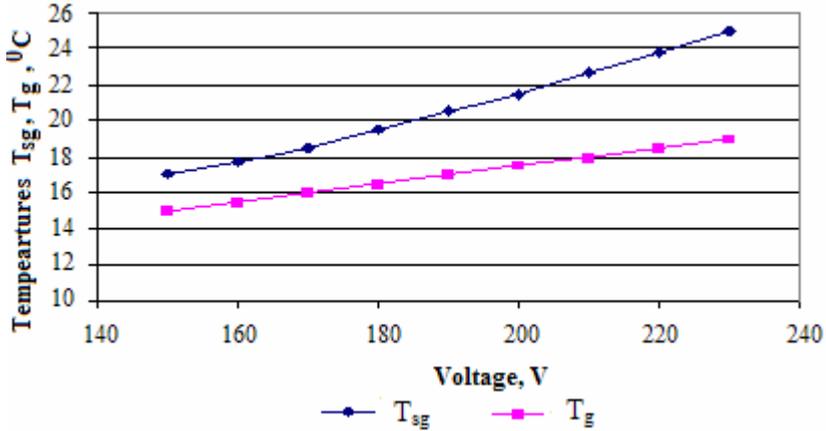


Fig. 16. Experimental curves of floor heating

The heat transfer coefficient of the horizontal floor surface α_{sg} is calculated from the empiric correlation [9]:

$$\alpha_{sg} = 3,10 * \Delta T^{0,5} + 22,2 \Delta T^{-0,76} = 9,9 (W / m^2 * C), \quad (3.2)$$

where: $\Delta T = T_{s1} - T_g = 4$ – average temperature difference between the floor surface and indoor air, $^{\circ}C$.

The parameters of premises are the following: area of floor surface $S_{sg} = 3 \text{ m}^2$, height of premises $h = 2,8 \text{ m}$, area of outer wall surface $S_{z1} = 5,6 \text{ m}^2$. The construction of the wall is equal to given in Figure 7.

From the experimental data regression analyses the approximated mathematic functions are obtained. They describe correlations between the supply voltage of the heating cable U , power of the heating cable P_s , stationary floor surface temperature T_{sg} and indoor air temperature T_g :

$$P_s = 0,0006 * U^{2,3873}, \quad (3.3)$$

$$T_{sg} = 0,1732 * U^{0,9128}, \quad (3.4)$$

$$T_g = 0,8571 * U^{0,565} \quad (3.5)$$

Equations 3.3... 3.5 are non linear, but performing linearization in the voltage range 150...230 V, the inaccuracy does not exceed 5%. Therefore, it is possible to use linearized functions in the system model [10].

From the experimental data the overall system gain is:

$$k_k = k_{s1} * k_{p2} * k_{p3} = 2 * 0,053 * 0,48 = 0,051 (^{\circ}C / V), \quad (3.6)$$

where: $k_{s1} = \frac{\Delta P_s}{\Delta U}$ – gain of the cable power, $W * V^{-1}$;

$$k_{p2} = \frac{\Delta T_{sg}}{\Delta P_s} - \text{gain of the floor surface temperature, } ^\circ\text{C}\cdot\text{W}^{-1};$$

$$k_{p3} = \frac{\Delta T_g}{\Delta T_{sg}} - \text{gain of indoor air temperature.}$$

ΔP_s , ΔT_{sg} and ΔT_g – the change of the heating cable power, floor surface and indoor air temperature when voltage changes in the range $U = 150\dots 230$ V.

The heating time constant is calculated:

$$\tau_{sg} = \frac{c_{sg} * m_{sg}}{\alpha_{sg} * S_{sg} + k_{iz} * S_{gr}} = \frac{311738}{13,3 * 3 + 1,5 * 3} = 7021s(117 \text{ min}) \quad (3.7)$$

where: c_{sg} – floor specific heat capacity, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$;

m_{sg} – floor mass, kg;

$$k_{iz} = \frac{\lambda_{iz}}{\delta_{iz}} = \frac{0,045}{0,03} = 1,5 - \text{heat transfer coefficient of the floor insulation}$$

layer, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$.

Heating time constant of wall is calculated:

$$\tau_{z1} = \frac{\Sigma(c_{s1} * m_{s1})}{\alpha_{\bar{a}} * S_z + k_f * S_{z1}} = \frac{6754512}{23 * 5,6 + 0,69 * 5,6} = 50914s(850 \text{ min}) \quad (3.8)$$

The heating time constant of the air is calculated:

$$\tau_g = \frac{c_g * m_g}{\alpha_{sg} * S_{sg} + k_f * S_{z1}} = \frac{1003,6 * 8}{9,9 * 3 + 0,69 * 5,6} = 240s(4 \text{ min}) \quad (3.9)$$

Heat transfer through the wall is imitated by the block “Arsienal” (Fig. 18).

Heat losses through the outer wall are calculated as follows:

$$P_z = (T_g - T_{ag}) * k_f * S_z = (T_g - T_{ag}) * 0,69 * 4,2 = (T_g - T_{ag}) * 2,9 \quad (3.10)$$

The block “Sum5” evaluates the difference $T_g - T_{ag}$, the factor 2,9 is evaluated by the block “2,9”. In accordance to experimental measurements, when the stationary state sets in ($T_{ag} = 0^\circ\text{C}$, $T_g = 19^\circ\text{C}$, $U = 230$ V and $P_s = 250$ W), there is a balance between heat flows. Therefore it is possible to take the mentioned values of parameters as initial values for the impact of outdoor temperature. Heat flow through the outer wall with the mentioned conditions is $P_z = 55$ W. For setting of the relative zero point of T_{ag} impact the block “Kompensac” with the set value 55 is provided.

The control system (Fig.17) consists of a voltage controller and a control block made of a PID controller (blocks “P”, “I”, “D”) with alterable gain (block “Gain”). The block “ T_g iestatisana” serves for indoor air temperature setting. Floor with a built in heating cable is imitated by the block “Grida”. The heating inertia is described by the time constant τ_{sg} . The gain k_{s1} describes the heat power change of the cable in dependence of voltage. For the cable

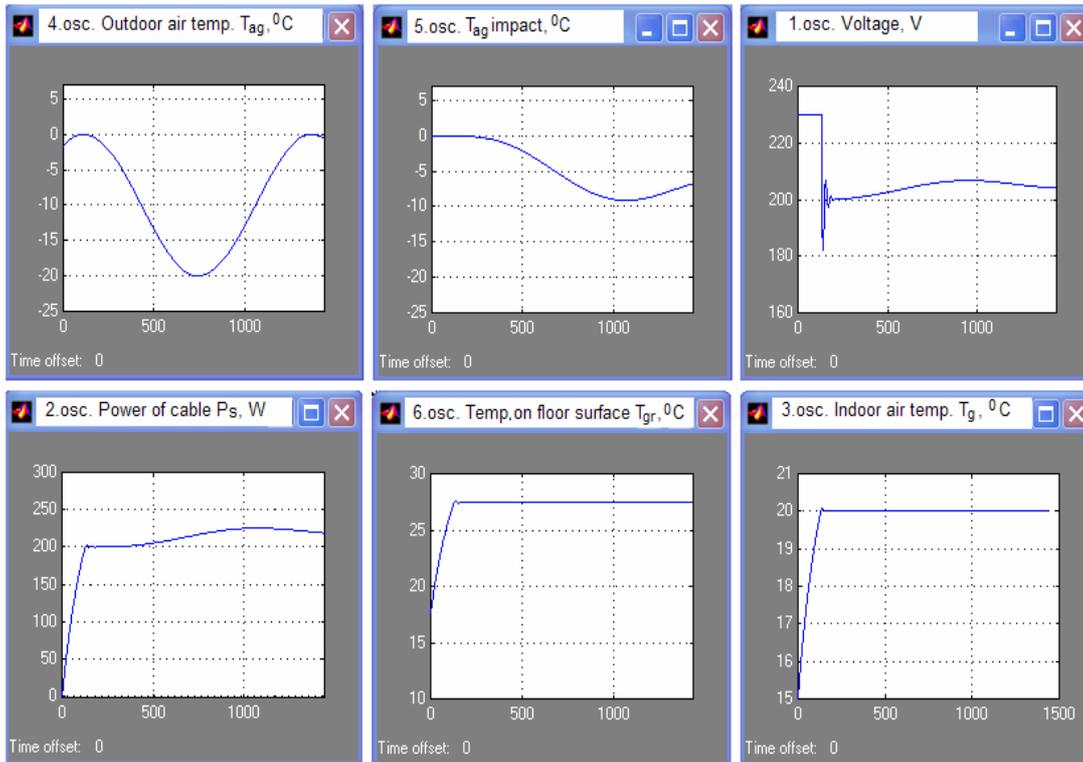


Fig.18. Simulation curves of the heated floor control system with variable outdoor temperatures ($T_{ag} = 0 \dots -20 \text{ }^\circ\text{C}$)

with nominal power $P_s = 250 \text{ W}$ the coefficient is $k_{s1} = 2 \text{ W} \cdot \text{V}^{-1}$. The gain $k_{p2} = 0,053 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$ (block “Gain2”) describes the change of the floor surface temperature. Heat transfer from the floor surface to air in premises is imitated by the block “Gaiss”. Imitating is performed in the voltage range $U = 150 \dots 230 \text{ V}$. The block “Sakuma spriegums” sets the initial value of voltage $U = 150 \text{ V}$, block “Sakuma T_g ” sets the initial temperature T_{g0} . Imitation was performed with constant as well as variable outdoor air temperature T_{ag} . Imitation of t_{ag} was done using signal sources $T_{ag} \dots T_{ag4}$. Operation of the system with variable possible outdoor temperature during 24 hours was performed carrying out imitation of outdoor temperature by sine curve with a period 1440 min (Fig.18). The nominal heat power of the cable $P_s = 500 \text{ W}$. Due to heat transfer inertia of building constructions impact of outdoor temperature has relevant delay. The control system is able to follow the influence and to provide constant setting of indoor air temperature all over the 24 hours. Temperature overshoot at the beginning of heating is fully acceptable and appears only during the initial heating process when the PID controller provides preemptive impact.

4. Utilization of biomass composting heat for heating

In the fourth chapter the possibilities of utilization of heat obtained during biomass degradation are described. During biomass composting as the result of bacteria functions degradation of biomass and oxidation of common substances occur. During the process a certain amount of heat discharges. If there is enough biomass it is possible to develop a system, where this heat can be utilized for heating of water or heating of premises. For utilization of heat the insulated container is needed (Fig.19).

For utilization of heat from discharged gasses the heat exchanger is installed in the exit of gasses. Such container was used in the investigations described further. The heat balance is described as follows:

$$P_k - Q_g - Q_m - Q_z = 0, \quad (4.1)$$

where, P_k – heat flow discharge during the process, kW;
 Q_g – heat flow used for incoming air heating, kW
 Q_m – heat flow used for water evaporation, kW;
 Q_z – heat losses through the walls, kW.

The heat flow discharged during composting kW is described by following equation [11]:

$$P_k = k_v * k_{dm} * \partial_c * V_c * q_{ch}, \quad (4.2)$$

where: $k_v = \frac{V_m}{V_c}$ – volume of composted mass (V_m) in relation to total inside

volume of the container(V_c);

ρ_c – density of compost, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$;

k_{dm} – dry matter mass in relation to total mass;

q_{ch} – specific discharged heat flow from 1 kg dry matter, $\text{kW}\cdot\text{kg}^{-1}$.

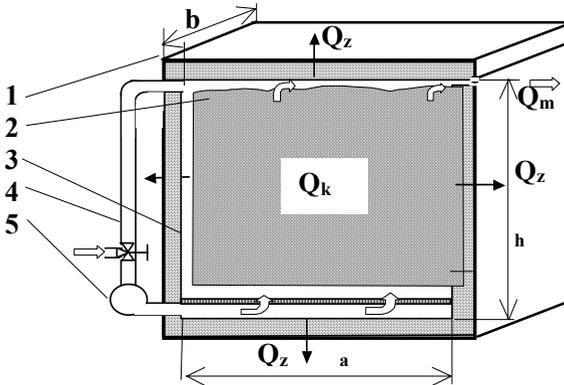


Fig.19. Construction of biomass composting container

1 – container, 2 – compost, 3 – heat insulation , 4 – shuttle, 5 – fan

Amount of heat for heating of incoming air from outside air temperature T_1 to temperature inside the container T_2 and for water evaporation in constant pressure is expressed by the following equation :

$$Q_a = Q_{ai} + Q_{vi} + Q_{vo} = V_{ai} * \rho_a * [(c_{pa} + x_{vi} * c_{pv}) (T_2 - T_1) + 2491 * (x_{vo} - x_{vi})], \quad (4.3)$$

where: Q_{ai} , Q_{vi} – amount of heat for dry air heating, kJ;

Q_{vo} – amount of heat for water evaporation with constant pressure, kJ

V_{ai} – volume of incoming air, $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$;

ρ_{ai} – density of air, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$;

x_{vi} , x_{vo} – water vapor content in outgoing and incoming air, $\text{kg}_{iv}/\text{kg}_{sg}$;

c_{pa} , c_{pv} – specific heat capacity of dry air and water vapour,

$c_{pa,vs} = 1,00, \text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$, $c_{pv,vs} = 1,97 \text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$.

If composting is performed in a cubic shape container with the size of the edge $a = 1 \text{ m}$, the density of composted mass is $0,65 \cdot 10^3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, $k_v = 1$, for dry matter $q_{ch} = 0,013 \text{ kW}\cdot\text{kg}^{-1}$, then the discharged maximal heat power is approximately $3,9 \text{ kW}$ [12]. It is sufficient for heating of $80 \dots 130 \text{ m}^3$ premises, if we assume that the necessary specific heat for heating is $30 \dots 50 \text{ W}\cdot\text{m}^{-3}$. Experimental investigations were carried out to make out real heat balance during composting in the container, achievable temperatures and their distribution in time and impact of take away heat to the composting process.

During the experiments there were obtained curves of temperature changing (Fig.20). Temperatures inside the container are high enough to heat water in the heating panel because commonly the heat carrier temperature inside heated floor panels is 30...40 °C. For example, after 112 h from the beginning of composting, the temperature inside the container reaches 46 °C.

The experiments continued to investigate how much of heat it is possible to take away without prejudice to bacteria functions due to temperature decreasing. The scheme of the equipment used in investigations is shown in Figure 21. The heat exchanger was installed in the gas outlet of the container. Gasses from the container flow through the primary side of the exchanger but the water flows through the secondary side. Further water was delivered to the heating panel by a pump. The temperature of outgoing and return water as well as temperature in different places inside the container and temperature of gasses was measured. Supply of gasses was realized by a fan.

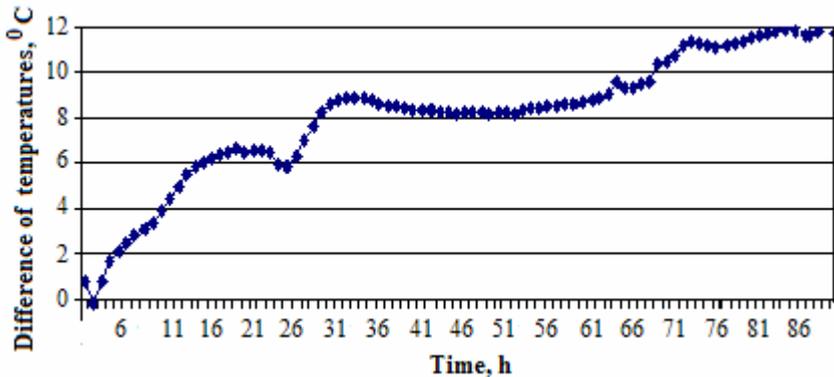


Fig. 20. Difference between temperature inside the container and temperature of outside air

The flow rate of water was measured. Compost consists of 85% hay and 15% grass mixture. As a result it was concluded that it is possible to use a certain amount of heat for heating in the heating panel as an additional heat source.

It is necessary to use a controller to balance the heating basic source with the heat take-away system of container. If the continuous heat take away is performed, temperature in the container starts to fall and the composting process becomes slower or stops at all. Therefore, the experiments were carried out with periodic heat taking away starting and stopping the fan. The best relation between the working and stopping periods is 0,02, because in that case the heat productivity is the highest.

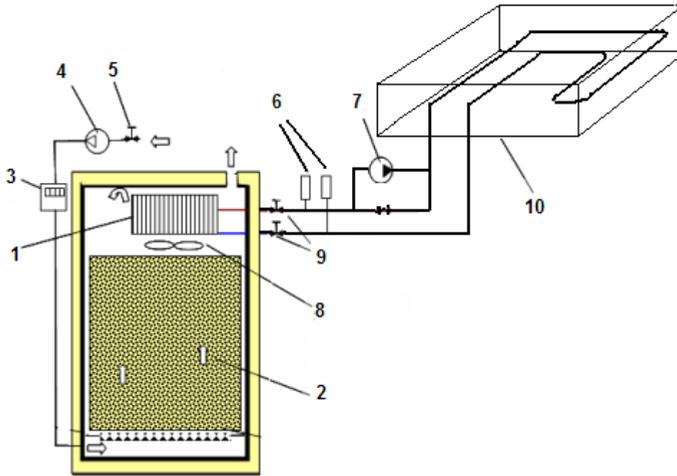


Fig.21. Composting container with heat exchanger

- | | |
|---------------------|-----------------------|
| 1 – heat exchanger; | 6 – thermometers; |
| 2 – compost mass; | 7 – circulation pump; |
| 3 – air flow gauge | 8 – fans; |
| 4 – air fan; | 9 – valves; |
| 5 – valve; | 10 – heating panel. |

5. Measuring and data acquisition equipment used in the experimental investigations of process

For measuring and processing of the process data the microprocessor controlled device ALMEMO 8990-8 was used. Due to a built-in NiCd battery, the device can work autonomously till 150 h duration without voltage from the network. That is very important when the composting process is investigated, because the process lasts for several days. For data processing and device control the computer program AMR-Data-control 4.1 was applied. With this program it is possible to program and control the device ALMEMO 8990-8. The applied devices and the program allow to realize periodical measurements by programming of certain time periods, performing calculations of average values during certain time periods and data storage. The NiCr-Ni(K) thermocouples were used for temperature measurements. These are standard sensors, used to work with ALMEMO 8990-8, connected with standard plug-ins Thermo ZA 9020-FS.

The main parameters of thermocouples:

- range of measuring -200...+1370 °C;
- sensitivity 0,1 °C.

The device has a built-in compensation system for cold ends of thermocouples, therefore the results are independent from temperature in premises.

An essential parameter is heating inertia of sensors. Experiments to find the inertia were carried out. The temperature in laboratory oven were changed by step 2 °C and the time of measurement stabilization was fixed. The measurements stabilized in 4 to 6 minutes. It is acceptable for measuring temperatures in ambiances and for solids with high heating inertia.

6. Economic justification of building engineering system choice

By implementation of heating control systems, the models of which are developed and analysed in this work, it is possible to reduce heat consumption for separate premises and overall building. Expenses for implementation of the systems become part in total costs of engineering systems and building life cycle costs [9]. On the one hand the implementation of the control system gives energy saving, on the other hand it needs extra expenses.

The effectiveness of implementation of the indoor air temperature automatic control system depends on heat losses. The component parts of the heating system commonly are calculated to provide the necessary level of comfort during the highest heat losses. Calculations are carried out for the lowest 5 day and night outdoor air temperature during the heating season (for city Jelgava it is - 20 °C), but the average temperature per the heating season is - 0,3 °C. It means, that it is necessary to regulate accordingly to outdoor temperature changes. If there are only manual regulation possibilities, operator cannot to follow these changes all the time and set the right parameters. Therefore, it is more suitable to apply automatic control devices that operate without continuous presence of the operator. The economical effectiveness of controller depends on thermo insulating properties of building.

For calculation of heat losses in W, the following formula is used:

$$Q_z = (T_g - T_{ag}) * k_f * S_z, \quad (6.1)$$

where: k_f – heat transfer coefficient, $W * m^{-2} * °C^{-1}$.

If the amount of the delivered heat is not controlled, additional heat losses occur. Applying the system model (Fig. 8) developed in Chapter 2, it is possible to simulate the changes of indoor air in premises in different conditions.

In the model the thermal resistance of the wall and heating inertia are evaluated by changing of the coefficient k_g as well as the time constants τ_g and τ_z .

The value of T_g depends on the wall thermal resistance. Using the system without control possibilities the indoor air temperature in premises is raised if outdoor air temperature is higher than -20°C . Using the formula 6.1 the heat flow was calculated when $T_{ag}=-0,3^{\circ}\text{C}$ and when $T_{ag}=-20^{\circ}\text{C}$ for different thickness of insulation layer. Air temperature in premises was obtained by using the mentioned model. The total heat consumption Φ_z during the heating season varies in dependence on the thickness of insulation layers (Fig. 22).

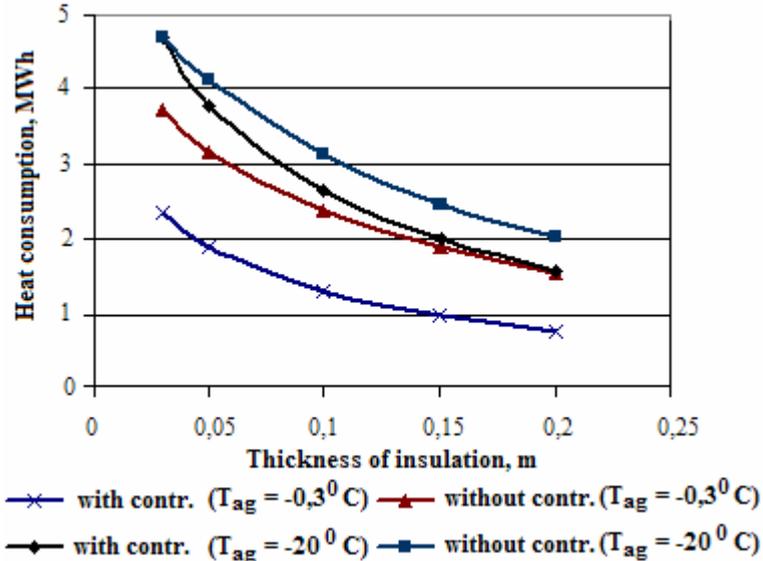


Fig.22 Heat consumption during the heating season in dependence on insulation thickness for different outdoor air temperatures T_{ag}

Using the system with a controller the consumption of heat substantially decreases. Thereto if $T_{ag} = -20^{\circ}\text{C}$, for insulation thickness 0,03 m the control system does not affect economy because the nominal heat power of heater is chosen for such conditions.

It is possible to estimate the heat consumption during the heating season using the system with control and system without control using average T_{ag} in season. The economy of expenses for heating premises described in Chapter 2 during the season, if average $T_{ag} = -0,3^{\circ}\text{C}$, using different heat sources is shown in Table 6. The curves in Figure 23 show finance economy if heat is obtained from different sources. It is particularly effective to apply a controller if expenses for heating are high (for example, using electric energy or liquid propane-butane).

Table 6

Economy of expenses for premises heating applying a control system with different thickness of insulation δ_{iz} .

Heat source	Expenses of heat energy, $Ls \cdot MWh^{-1}$	Economy per heating season N_s , Ls				
		δ_{iz} , m				
		0.03	0.05	0.10	0.15	0.20
Peat briquettes	5.1	6.85	6.42	5.36	4.47	3.81
Coal	6.8	9.13	8.57	7.14	5.96	5.08
Firewood	9.5	12.76	11.97	9.98	8.33	7.10
Natural gas	10.9	14.64	13.73	11.45	9.56	8.14
Liquid propane butane	25.2	33.84	31.74	26.48	22.10	18.83
Heat pump	13.4	18.00	16.88	14.08	11.75	10.01
Sawdust briquettes	13.9	18.67	17.51	14.60	12.19	10.39
Diesel	43.1	57.88	54.29	45.28	37.80	32.20
Electric energy	45	60.44	56.69	47.28	39.46	33.62

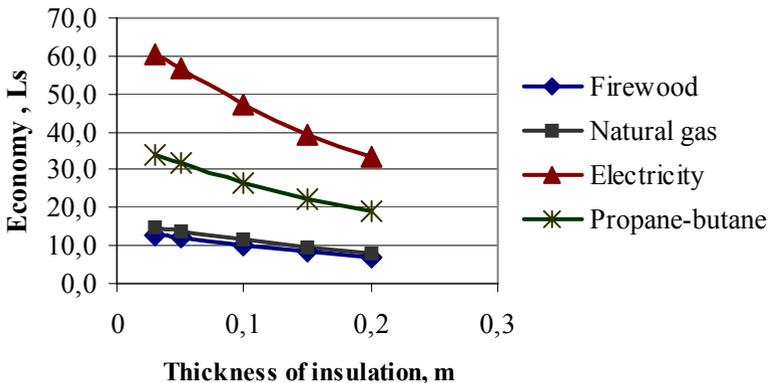


Fig.23 Economy of heating expenses per season in dependence of insulation layer thickness for different heat sources

CONCLUSIONS

1. From the collected data and their analysis it is calculated, that evaluating the heat source for a building based on economic criteria, the least expenses from heat are when using peat briquettes ($5,1 \text{ Ls} \cdot \text{MWh}^{-1}$), coal ($6,8 \text{ Ls} \cdot \text{MWh}^{-1}$) or firewood ($9,5 \text{ Ls} \cdot \text{MWh}^{-1}$), the highest expenses are using electric energy ($45 \text{ Ls} \cdot \text{MWh}^{-1}$) and diesel ($43 \text{ Ls} \cdot \text{MWh}^{-1}$).
2. Based on the ecological criteria, the most convenient heat sources are natural gas, that have small amount of NO_x emissions (average $40 \text{ mg} \cdot \text{MJ}^{-1}$), has no SO_2 and dust emissions, as well as wood fuels ($\text{NO}_x - 35 \text{ mg} \cdot \text{MJ}^{-1}$, $\text{SO}_2 \sim 0$), in domestic scale also electric energy; coal is fuel unfriendly to environment ($\text{NO}_x - 200 \dots 250 \text{ mg} \cdot \text{MJ}^{-1}$, $\text{SO}_2 - 50 \dots 100 \text{ mg} \cdot \text{MJ}^{-1}$).
3. Electric energy and natural gas make the best conformity to the comfort criteria as well as liquid fuels, that allow use fully automatic fuel supply and heat production process.
4. Considering the technical economic, ecological and subjective criteria the most convenient heat source for heating of individual buildings is natural gas that complies with most of these criteria.
5. For the heating system control it is advisable to apply cascade control systems covering all factors that impact the system operation: outdoor air temperature, indoor air temperature, the rate of their change and thermodynamic parameters of building constructions.
6. Enclosing constructions of buildings have high heat transfer inertia, as a result they have high time constants and the impact of outer perturbations occurs with high time delays. It creates a necessity for the outgoing impact from control system to occur with sufficient time delay. Equally, if there is a big difference in the controlled parameter – indoor air temperature from setting it is advisable to use the predictive control impact.
7. It is possible to provide qualitative control of indoor air temperature with PI controllers in systems with heaters or using PID controllers in systems with heated floors.
8. If the heat power of the heater is selected according to the calculated heat losses and the necessary temperature and flow rate of the heat carrier is provided, the developed control system provides maintaining of the set indoor air temperature with accuracy $\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ independent on outdoor air temperature perturbations.
9. To achieve faster reach of the desirable temperature it is useful to use a heating cable with power exceeding the necessary power for compensation of heat losses. Using a heating cable with twice higher power the time of heating decreases four times. Using a PID controller the overshoot of temperature does not exceed the set value more than for $0,2 \text{ }^\circ\text{C}$.

10. When using a heat cable with increased power, instead of a commonly applied proportional (P) controller it is recommended to apply a proportional-integral-differential (PID) controller, that evaluates time constants and improves the quality of controlling, precipitates initial heating and eliminates periodical heating-cooling.
11. Using a composting container with volume 1 m^3 , maximal heat flow from hay and green grass mixture is $3,9 \text{ kW}$, It is sufficient for heating of premises with $80\text{-}130 \text{ m}^3$ volume.
12. It is possible to reach temperature $46 \text{ }^\circ\text{C}$ during composting of biomass and it is sufficient to use heat for heating premises with heated floors. supplying it to the heating panel by a heat carrier.
13. The distribution of heat discharged during the composting process is not regular. The maximal heat power is reached after 55 h from the beginning of the process, therefore it is possible to use it only as an additional heat source to the main heating.
14. The efficiency of applying of the control system is determined by thermo insulation properties of building constructions. The highest efficiency is obtained when building constructions have small thermo resistance and using heat sources with high expenses of acquired heat. When electric energy is utilized using the heating system with the control system the savings are $0,567 \text{ Ls}\cdot\text{m}^{-2}$ per month to the area of floor, if the thickness of foam plastic heat insulation is $0,03 \text{ m}$ and $0,315 \text{ Ls}\cdot\text{m}^{-2}$, if $0,2 \text{ m}$, using firewood accordingly $0,12 \text{ Ls}\cdot\text{m}^{-2}$ and $0,048 \text{ Ls}\cdot\text{m}^{-2}$.

Izmantotā literatūra References

1. Akmens P. Ēku apkure un ventilācija. 2. daļa/ P. Akmens, A. Krēsliņš. – Rīga: Zvaigzne ABC, 1995. - 167 lpp.
2. Raņķis I. Regulēšanas teorijas pamati- Rīga: RTU, 1998. - 90 lpp.
3. Дяконов В. Matlab 6/6.1/6.5. Simulink 4/5. Основы применения./ - Москва: Солон-Пресс, 2004. - 768 стр.
4. Sniders A. Feedback & feedforward control of wastewater aeration. //Advanced technologies for energy producing and effective utilization; International scientific conference, proceedings, 28-29 June 2004, Jelgava, Latvia, - LUA 2004. – p. 124..130.
5. Smith C. A. Principles and practice of process automatic control. 2-nd edition/ C.A. Smith, A. B. Corripio - New York: John Wiley & Sons Inc., 1997. – 768 p
6. Haugen F. Modelling and Control of Dinamic Systems.- Skien Norway: Control Consult, 1997.- 242 p.
7. Iļjins U. Ziemelis I. Apsildāmo betona paneļu grīdas parametru optimizācija darbam nestacionārā režīmā.//Latvijas Lauksaimniecības Universitātes Raksti. - Nr.9 (286) (1997), 12...17. lpp.
8. Ziemelis I. Apsildāmās grīdas paneļa siltumatdeves koeficienta eksperimentāla noteikšana. // LLU raksti, Nr.2 (279) (1995), 57...62. lpp.
9. Dzelzītis E. Siltuma, gāzes un ūdens inženiertehnisko sistēmu automatizācijas pamati – Rīga: Gandrs, 2005. - 414 lpp.

Autora publikācijas (Author publications)

10. Šeļegovskis R.. Apsildāmo grīdu temperatūras automātiskās regulēšanas sistēmas modelēšana // Modernas tehnoloģijas enerģijas ieguvei un izmantošanai: starptautiska zinātniskā konference, raksti 2004.g. 28.-29.jūn., Jelgava, Latvija, - LLU, 2004.-130.-135. lpp.
11. Plume I., Seļegovskis R. Heat balance for composting container.// Lithuanian University of Agriculture Research papers. - vol. 5(1) (2000), -, p. 240...245.
12. Plume I., Seļegovskis R. Heat and mass transfer within composting container// Industrial Heat Engineering. No. 4-5. – Kiev, – 2001, - p. 33-38.
13. R. Šeļegovskis, E. Visockis. Zemgrīdas apkures pētījumi kā siltumnesēju izmantojot dūmgāzes.// Inženierproblēmas lauksaimniecībā: starptautiska zinātniskā konference, raksti, 2005.g. 2.-3. jūnijā Jelgava, Latvija, - LLU, 2005 – 79.-84. lpp.
14. R. Šeļegovskis. Asinhrono elektrodzinēju kombinētās aizsardzības ierīces EKA-2 fāžu režīma kontroles ķēdes pētījumi.//Elektrodzinēju kombinētā aizsardzība. Latvijas Lauksaimniecības Universitātes Raksti, - Nr.247 (1993), - 60...74.lpp.