

SOOJUSPUMBA EKO CLASSIC 155 TÖÖPARAMETRID VEISEFARMISISEKLIIMA TAGAMISEL

V. Viljasoo¹, I. Tomson¹, N. Bajeva¹, A. Bajeva¹

¹ Eesti Maaülikool

ABSTRACT. *Heat Pump EKO CLASSIC 155 working parameters for providing indoor climate of a cattle farm.* According to the World Energetic Committee prognoses the share of heat pumps will constitute 75% of total heat supply by 2020. The first heat pump manufactory in Estonia was started in August 2004, scheming to capture 25–30% of the Estonian and 10–15% of the Baltic market as a whole. Heat pumps have found application in many sectors of national economy, including milk farms. The present research work presents data about the work parameters of the heat pump Thermia ECO Classic 155 refrigerator, about the temperature of heating water and about farm indoor climate parameters.

In cattle farm the ground heat pump with underground circuit is used year-round (in winter for heating, in summer for cooling and at both seasons for heating water). In Estonian agriculture the particular heat pump is the first heat pump in cattle farm. Research of usage enables to investigate device's function reliability, its suitability for providing indoor climate and satisfying technological needs.

The analysis of air climate parameters (temperature ϑ , relative humidity W_s , absolute humidity W_a , dew point ϑ_p , velocity v , temperature of floor ϑ_p , oxygen content O_2 , carbon dioxide content CO_2 , ammonia content NH_3 , radioactivity R , positive light air ions n^+ , negative light air ions n^- , factor of unipolarity q , relative freshness of air V) measuring of the milk waiting area of the cattle farm and outdoor climate, are presented in the article.

Special and effective indices of the heat pump cooling system (boiling temperature of agent $\bar{\vartheta}_0$, condensing temperature of agent $\bar{\vartheta}_k$, compressor suction pressure P_0 , compressor compressive pressure P_k , weighty special cold productivity q'_0 , compressor specific work l , condenser specific heat productivity q' , refrigerant factor of cycle ε_r , heating factor of cycle ε_s , specific cubage of steam sucked in v_1 , bulk specific cold productivity q_v , agent usage G_a , actual bulk capacity of compressor V_b , cold capacity of heat pump cooling device Q) are determined and calculated in the article. Circular processes of heat pump cooling system are shown in i -lgP diagram and specific and effective indices of heat pump EKO CLASSIC 155 are presented in.

Keywords: *heat pump, indoor climate, functional-technical parameters, climate parameters, outdoor climate, heat pump cooling system, special and effective indices of cooling system.*

Sissejuhatus

Augustis 2004 alustas Eestis tööd esimene soojuspumbatehas, mis on ka esimene sellelaadne tehas Balti riikides. Järgmistel aastatel loodetakse komplekteerida 100–150 pumba aastas ning hõivata Eesti turust 25–30% ja Balti riikide turust tervikuna 10–15%. Eramaja soojuspump maksab 4000–8000 eurot, kuid tootarenduse tõhustamisega loodetakse selle hinda 10–15% alandada (<http://www.aktiva...>).

Eesti Soojuspumba Liidu andmetel on Eestis paigaldatud maasoojuspumpasid, mis kasutavad soojusallikana pinnase või põhjavee soojust, rohkem kui 100 hoonesse (<http://www.sonless...>).

Soojuspumpasid on edukalt kasutatud Ameerikas (<http://www.economy...>, <http://www.ad.ugatu.ac...>, <http://www.houses...>), Euroopas (<http://www.ad.ugatu.ac...>, <http://www.exergythermal.narod...>, <http://www.user.ospu.odessa...101.htm>, <http://www.keskkonnaveeb...>, <http://www.user.ospu.odessa...302.htm>) ja kogu maailmas (<http://www.houses...>, <http://www.user.ospu.odessa...101.htm>). Eestis on soojuspumba kasutajaid 1% ja lähitulevikus loodetakse kasutajate arvu suurenemist 15%-ni. Maailma Energeetika Komitee prognooside kohaselt moodustab aastaks 2020 soojuspumpade osa kogu soojavarustusest 75% (<http://www.user.ospu.odessa...101.htm>). Täna seisuga töötab maailmas rohkem kui 10 miljonit erineva võimsusega soojuspumpa (<http://www.ptechnology...>). Igal aastal toodetakse Jaapanis ligikaudu 3 miljonit, Ameerikas umbes 1 miljon soojuspumpa (<http://www.houses...>). Soomes on kavas aastal 2010 paigaldada 10 000 soojuspumpa (<http://www.keskkonnaveeb...>). Rootsis moodustab soojuspumpade osa kogu soojavarustusest 50% (<http://www.user.ospu.odessa...101.htm>). Venemaal on paigaldatud üle 100 soojuspumbaseadme üldvõimsusega ligikaudu 30 MW (<http://www.ptechnology...>). Enamiku toodetud soojuspumpade võimsus on vahemikus 5–70 kW (<http://www.user.ospu.odessa...302.htm>), keskmiselt 30 kW (<http://www.exergythermal.narod...>).

Soojuspumbad on leidnud kasutust enamikus rahvamajandusharudes, sealhulgas ka piimafarmides (<http://gazeta.priroda...>).

Käesoleva uurimistöö eesmärgiks oli piimafarmis 2003. a töötava soojuspumba Thermia EKO CLASSIC 155, võimsusega 15,6–14,7 kW, soojus-tehniliste tööparameetrite diagnoosimine ja talitlus-tehniliste tööparameetrite ning eri- ja efektiivnäitajate määramine selleks, et hinnata ja prognoosida seadme sobivust veisefarmi sisekliima tagamiseks. Püstitatud eesmärgi saavutamiseks olid lahendatud järgmised ülesanded: 1) töötava seadme talitlus-tehnilise seisundi määramine; 2) sisekliima määramine farmis; 3) külmaseadme eri- ja efektiivnäitajate määramine.

Võtmesõnad: soojuspump, sisekliima, talitlus-tehnilised parameetrid, kliimaparameetrid, ümbruskliima, soojuspumba külmaseade, külmaseadme eri- ja efektiivnäitajad.

Objekt ja meetodika

Uurimistöö objektideks olid soojuspump EKO CLASSIC 155 ja piimafarmi lüpsiooteala 200 m², lüpsiplatsi ümbrus 73,36 m², lüpsikanal 22,44 m², veterinaari ruum 10,2 m², kontor 7,34 m², naiste 18,7 m² ja meeste 18,7 m² riietusruum (lisaks uurimata ruumid: kaks korda kuue lehma lõastusalad, kokku 26,6 m², ja pesuruum 24 m²).

Töötava soojuspumba soojus-tehnilised tööparameetrid määrati seadme talitlusparameetrite mõõtmistulemuste töötlemise alusel. Diagnoosimiseks kasutati külmutite diagnoosiseadet KDS-3 ja digitaaltermomeetrit SDT 30.

Sisekliimaparameetrite diagnoosimiseks kasutati diagnoosiseadet DATA LOGGER ALMEMO 2690-8 koos mõõteanduritega. Sisekliima seisundit farmiruumides hinnati õhu temperatuuri θ_0 , suhtelise niiskuse W_s , kastepunkti θ_s , absoluutse niiskuse W_a , õhu liikumiskiiruse v , hapnikusalduse O_2 , süsihappegaasi sisalduse CO_2 , kergete pluss- ja miinuslaenguga aeroioonide n^+ , n^- ning radioaktiivsuse R alusel. Kõiki sise- ja väliskliimaparameetreid mõõdeti 1,5 m kõrgusel põrandapinnast.

Usaldusväärsete tulemuste saamiseks on kooskõlas katsete planeerimise teooriaga (Melnikov jt, 1980) usalduslikuks tõenäosuseks valitud $\alpha = 0,95$. Püstitatud taseme saavutamiseks lähtuti mõõteriistade tehnilistest andmetest, andurite mõõtevigadest ja lubatud veast elektrooniliste mõõteseadmete jaoks $\varepsilon = 0,4 \sigma$, kus σ on ruutkeskmine hälve.

Soojuspumba tööparameetrite kontrollimisel lähtuti järgmistest tingimustest.

1. Maakollektor 1190 jm on täidetud külmakindla vedelikuga, asetseb 1 m sügavusel maa sees, vahedega 1,5 m.
2. Võttes arvesse pinnase suurt soojusmahtuvust $C_p = 1840 \text{ J/(kgK)}$ (Incropera, DeWitt, 1996) ja nimetatud lõputut maa sügavust, võib seda vaadata kui lõputut soojamahutit.
3. Eeldatakse, et pinnase temperatuur on aastaringselt 4–6 °C ja ööpäevane temperatuurikõikumine maapinnal ei ole oluline (Kabashnikov jt, 2002).
4. Köetavate ruumide kogupindala on 401,34 m².
5. Köetavate ruumide põrandakütte kollektori kogupikkus on 1001 jm.
6. Olmeruumides on põrandaküttetorustiku samm 300 mm, lüpsiruumis 600–800 mm, kaugus välisseintest vähemalt 150 mm.

Diagnoosandmed on statistiliselt töödeldud (aritmeetiline keskmine, standardhälve) üldtuntud valemite järgi. Sisekliima sanitaar-hügieeniline seisund lüpsiootealal on määratud aeroioonide unipolaarsusteguri järgi:

$$q = \frac{n^+}{n^-}, \quad (1)$$

kus q – unipolaarsustegur kergete aeroioonide korral;
 n^+ , n^- – pluss- ja miinuslaenguga kerged aeroioonid cm⁻³.

Õhu suhteline värskus on arvutatav valemiga

$$V = 100 - \frac{q_s}{q_v} \cdot 100, \quad (2)$$

kus V – õhu suhteline värskus %;

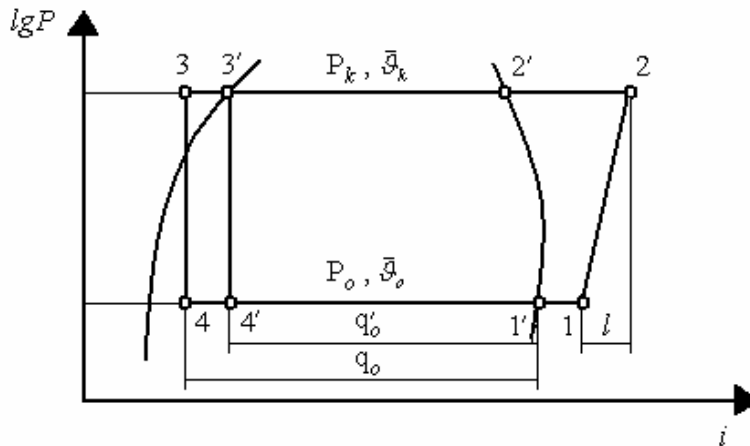
q_s , q_v – aeroioonide unipolaarsustegurid sise- (q_s) ja väliskliimas (q_v).

Soojuspumba külmaseadme efektiivseisundi diagnoosimiseks i-lgP diagramm-meetodil tuleb: 1) mõõta tehniliselt korras ja töötava külmaseadme sõlmi ühendavatelt torudelt agensi temperatuurid; 2) koostada i-lgP diagramm-meetodil külmaseadme tööd iseloomustav ringprotsess (joonis 1); 3) määrata sellelt külmaseadme talitlusseisundit iseloomustavad näitajad (P_0 , P_b , i , v_l); 4) arvutada külmaseadme ja selle sõlmede tööd iseloomustavad efektiivseisundi näitajad (q' , q'_0 , l , ε_j , ε_s , q_v , G_a , V_b , Q_0); 5) teha kasutustingimustes töötavalt seadmelt mõõdetud temperatuuride alusel koostatud ringprotsesside ja arvutustulemuste kohta järeldused (Viljasoo, 1998).

Külmutusagensi erikülmatootlikkus q'_o , kJ/kg, ja kondensaatori erisoojustootlikkus q' , kJ/kg, on arvatud valemitega

$$q'_o = i'_1 - i'_4; \quad q' = i'_2 - i'_3, \quad (3, 4)$$

kus i'_1, i'_4 – agensi entalpiad vastavalt diagrammi (joonis 1) punktides 1' ja 4', kJ;
 i'_2, i'_3 – agensi entalpiad vastavalt diagrammi (joonis 1) punktides 2' ja 3', kJ.



Joonis 1. Jahutusseadme teoreetiline ringprotsess i - lgP diagrammil:

P_k – agensi kondenseerumisrõhk; \bar{G}_k – agensi keskmine kondenseerumistemperatuur; P_o – agensi aurustumisrõhk; \bar{G}_o – agensi keskmine aurustumistemperatuur; q_o, q'_o – agensi erikülmatootlikkus; l – kompressori eritöö

Figure 1. Theoretical circular process of cooling system on i - lgP diagram:

P_k – condensing pressure of agent; \bar{G}_k – mean condensing temperature of agent; P_o – vaporizing pressure of agent; \bar{G}_o – mean vaporizing temperature of agent; q_o, q'_o – specific cold productivity; l – specific work of compressor

Kompressori eritöö (joonis 1) l , kJ/kg, on arvatud valemiga

$$l = i_2 - i_1, \quad (5)$$

kus i_2, i_1 agensi entalpiad vastavalt diagrammi (joonis 1) punktides 2 ja 1, kJ.

Tsükli jahutustegur ε_j ja soojendustegur ε_s on leitud valemitega

$$\varepsilon_j = q'_o/l; \quad \varepsilon_s = q'/l. \quad (6, 7)$$

Agensi mahuline erikülmatootlikkus q_v , kJ/m³, on arvatud valemiga

$$q_v = \frac{q'_o}{v_1}, \quad (8)$$

kus v_1 – agensi erimaht diagrammi (joonis 1) punktis 1, m³/kg.

Külmaseadmes ringleva jahutusagensi erikulu G_a , kg/s, ja kompressori tegelik mahuline jõudlus V_t , m³/s, on arvatud valemitega

$$G_a = \frac{Q}{q'_o}; \quad V_t = G_a \cdot v_1, \quad (9, 10)$$

kus Q – külmaseadme külmavõimsus, kW ($Q = 15$ kW).

Külmaseadme tegelik külmavõimsus Q_o , kW, on arvatud valemiga

$$Q_o = V_h \cdot \lambda_e \cdot q_v, \quad (11)$$

kus V_h – kompressori teoreetiline mahuline jõudlus, m³/s;

λ_e – etteandetegur.

i - lgP diagramm-meetodi kasutuselevõtuga on valemis 11 kompressori teoreetiline mahuline jõudlus V_h ja agensi mahuline külmatootlikkus q_v asendatavad kompressori tegeliku mahulise jõudlusega V_t ja agensi tegeliku mahulise külmatootlikkusega.

Etteandetegur λ_e , mis iseloomustab kompressori kõikide kadude suurust ja mida on võimalik määrata sõltuvalt kompressori suruastmest, pole antud valemis seoses tegelike näitajate kasutamise vajalik (Viljasoo, 1998).

Agensi keskmised keemis- \bar{G}_o , °C ja kondenseerumistemperatuurid \bar{G}_k , °C, on arvatud valemitega

$$\bar{g}_0 = \frac{g_{0s} + g_{0v}}{2}; \quad \bar{g}_k = \frac{g_{ks} + g_{kv}}{2}, \quad (12, 13)$$

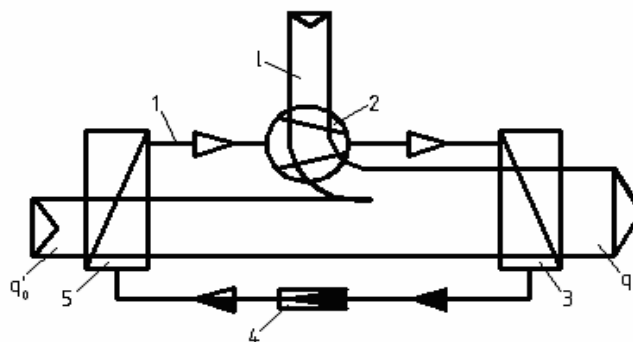
kus g_{0s} , g_{0v} aurustisse siseneva ja väljuva agensi temperatuurid, °C;

g_{ks} , g_{kv} – kondensaatorisse siseneva ja väljuva agensi temperatuurid, °C.

Soojuspumba töörežiimi analüüsimiseks on arvatud summaarne soojushulk q , kJ/kg, kõikidel diagnoosipäevadel saadud diagnoosiandmete kohta järgmise valemiga:

$$q = q'_o + l. \quad (14)$$

Nagu on näha soojuspumba külmaseadme tööpõhimõtte skeemilt (joonis 2), võetakse külmakandja vedelikult külmaagensi keemiseks soojushulk q'_o . Agensi pidevaks ringlemiseks süsteemis kulutatakse kompressoris töö l , mis soojusenergia kujul liitub soojushulgaga q'_o . Keskkonda juhitava soojuste koguhulk kooskõlas energia jäävuse seadusega moodustab soojushulga q' .



Joonis 2. Soojuspumba külmaseadme termodünaamiline ringprotsess:

1 – ühendustoru; 2 – kompressor; 3 – kondensaator; 4 – termoreguleeriv ventiil; 5 – aurusti; l – kompressori töötamisel kulutatud energia; q' kondensaatoris külmutusagensilt ümbritsevasse keskkonda juhitud soojushulk; q'_o aurustis külmakandja vedelikult külmutusagensile juhitud soojushulk

Figure 2. Thermo dynamical circular process of heat pump cooling system:

1 – connecting pipe; 2 – compressor; 3 – condenser; 4 – thermo regulating vent; 5 – vaporizer; l – energy used in working compressor; q' amount of heat conducted into environment from refrigerating agent in condenser; q'_o amount of heat conducted on refrigerating agent from cold carrying liquid in vaporizer

Uurimistöö tulemused

Töötava soojuspumba talitus-tehnilise seisundi määramiseks olid selle sõlmi ühendavalt torudelt mõõdetud agensi ja külmakandja temperatuurid (tabel 1).

Soojuspumba külmuti aurustis toimus agensi R 404a (R125+R143a+R134a) keemine ja kondensaatoris selle veeldumine vastavalt EN 255 tingimustele keskmiselt 0/35 °C ja 0/50 24 °C juures. Külmakandja (KK) temperatuuridest enne aurustit (g_{kk}) ja pärast aurustit (g'_{kk}) võib järeldada, et selle temperatuur alaneb soojavahetuses ligilähedaselt 3 °C võrra. Soojuspumba külmuti sõlmed (kom – kompressor, kon – kondensaator, Fil – filter; TRV – termoreguleeriv ventiil, aur – aurusti) olid töökorras. Diagnoosimise ajal olid välis- (g_{vk}) ja sisekeskkonna (g_{sk}) temperatuurid vastavalt vahemikus 4,7...–10,7 °C ja 14,2–19 °C.

Tuginedes diagnoosiandmetele on uurimistöö metoodikas esitatud tingimuste kohaselt ning valemite (1), (2) abil arvatud parameetrid toodud tabelites 2–4. Tabelist 2 on näha, et külmlauda lüpsiootealal on keskmine õhutemperatuur (6,15 °C) mõnevõrra (2,06 °C) kõrgem välisõhu temperatuurist (4,09 °C), kusjuures soojuspumbaga köetava lüpsiooteala põranda keskmine temperatuur (10,2 °C) on ligilähedaselt 4 °C kõrgem ruumi keskmisest õhutemperatuurist.

Parakliima parameetrite osas on registreeritud mõnevõrra madalam hapnikusisaldus (19,7–19,9%) ning mõnevõrra suurem sise- ja välisõhus süsinikdioksiidisaldus (vastavalt 0,225–0,261%). Ammoniaagisisaldus (0,92–0,71 ppm) ja radioaktiivsus (0,149 μ Sv/h) olid normis.

Õhu elektrostaatilise seisundi ehk elektrokliima diagnoosimisel selgus, et sisekeskkonnas (793 cm^{-3}) on seaduspäraselt vähem aeroioone kui väliskeskkonnas (1123 cm^{-3}), kuid sisekliima sanitaar-hügieeniline seisund lüpsiootealal oli nii unipolaarsusteguri (0,77) kui õhu suhtelise värskuse (21,4%) seisukohalt parem kui väliskeskkonnas. Selle põhjuseks antud ajaperioodil olid lahtise veepinnaga desovannid ja rohke veega lüpsiooteala koristus.

Tabelist 3 on näha, et külmlauda lüpsiootealal on keskmine õhutemperatuur (0,2 °C) mõnevõrra (1,7 °C) kõrgem välisõhu temperatuurist (–1,5 °C), kusjuures soojuspumbaga köetava lüpsiooteala põranda keskmine temperatuur (4,5 °C) on 4,3 °C kõrgem ruumi keskmisest õhutemperatuurist.

Parakliimaparametrite osas oli registreeritud eelmiste mõõtmistulemustega võrreldes (tabel 2) mõnevõrra kõrgem sise- ja välisõhu ammoniaagisisaldus (vastavalt 4,33–3,93 ppm), ülejäänud diagnoosiandmed jäid eelmistega analoogseteks.

Tabel 1. Soojuspumba sõlmi ühendavatelt torudelt mõõdetud agensi ja külmakandja temperatuurid
Table 1. Agent and cold carrying liquid temperatures measured from pipes connecting the nodes from heat pump

Sõlmed <i>Nodes</i>	Kom s <i>Com. in</i>	Kom v Kon s <i>Com.out Con. in</i>	Kon v Fil s <i>Con.out Fil. in</i>	Fil v TRV s <i>Fil.out TRV in</i>	TRV v Aur s <i>TRV out Vap. in</i>	Aur v <i>Vap. out</i>	KK s <i>CC in</i>	KK v <i>CC out</i>
Tähised <i>Designations</i>	ϑ_1	$\vartheta_2, \vartheta_2'$	$\vartheta_3, \vartheta_3'$	ϑ_4''	$\vartheta_4, \vartheta_4'$	ϑ_1'	ϑ_{kk}	ϑ_{kk}'
Mõõdetud °C <i>Measured °C</i>	-0,4	44,4	21,0	21,0	-0,4	-0,4		
	Diagnoosiaeg / <i>Time of the diagnosis</i> 02.12.04; $\vartheta_{vk} = 0,5$ °C; $\vartheta_{sk} = 19$ °C							
Mõõdetud °C <i>Measured °C</i>	-0,7	65,0	39,7	39,7	0,8	-0,4		
	Diagnoosiaeg / <i>Time of the diagnosis</i> 13.01.05; $\vartheta_{vk} = 4,7$ °C; $\vartheta_{sk} = 19$ °C							
Mõõdetud °C <i>Measured °C</i>	1,4	45,8	16,5	16,9	-2,1	3,9	-1,2	-4,2
	Diagnoosiaeg / <i>Time of the diagnosis</i> 10.02.05; $\vartheta_{vk} = -3,1$ °C; $\vartheta_{sk} = 14,2$ °C							
Mõõdetud °C <i>Measured °C</i>	-0,3	45,2	17,3	17,3	0,1	-0,2	-1,8	-4,6
	Diagnoosiaeg / <i>Time of the diagnosis</i> 24.02.05; $\vartheta_{vk} = -10,7$ °C; $\vartheta_{sk} = 16,3$ °C							

ϑ_i – agensi temperatuurid, mõõdetuna vastavalt külmuti sõlmi ühendavatelt sisend- ja väljundtorudelt / *agent temperature has to be measured according to input and output connecting pipes of refrigerator*

Tabel 2. Sisekliima lüpsiootealal ja veisefarmi ümbruse kliima
Table 2. Indoor climate in the milk waiting area and outdoor climate of the cattle farm

Kliimaparametrid <i>Climate parameters</i>	Diagnoosiaeg / <i>Time of the diagnosis</i> 13.01.05					
	Tähis <i>Designation</i>	Ühik <i>Unit</i>	Sisekliima / <i>Indoor climate</i> Keskmine <i>Mean</i> \bar{x}	Standard- hälve <i>Standard deviation,</i> σ	Väliskliima / <i>Outdoor climate</i> Keskmine <i>Mean</i> \bar{x}	Standard- hälve <i>Standard deviation,</i> σ
1. Mikrokliima/Microclimate						
1.1. Õhu temperatuur / <i>Air temperature</i>	ϑ	°C	6,15	0,15	4,09	0,042
1.2. Õhu suhteline niiskus <i>Air relative humidity</i>	W_s	%	84,00	0,66	83,40	0,264
1.3. Õhu liikumiskiirus / <i>Velocity</i>	v	m/s	0,134	0,038	0,889	0,563
1.4. Õhu absoluutne niiskus <i>Air absolute humidity</i>	W_a	g/kg	4,80	0,05	4,1	0,000
1.5. Kastetäpp / <i>Dew point</i>	ϑ_t	°C	3,60	0,087	1,4	0,033
1.6. Põrandapinna temperatuur <i>Temperature of floor</i>	ϑ_p	---	10,20	1,22	–	–
2. Parakliima/Paracclimate						
2.1. Hapnikusisaldus / <i>Oxygen content</i>	O_2	%	19,70	0,011	19,90	0,0189
2.2. Süsinikdioksiidi sisaldus <i>Carbon dioxide content</i>	CO_2	---	0,225	0,001	0,261	0,0039
2.3. Ammoniaagisisaldus <i>Ammonia content</i>	NH_3	ppm	0,92	0,03	0,71	0,0368
2.4. Radioaktiivsus/Radioactivity	R	µSv/h	0,149	0,011	–	–
3. Elektrokliima/Electroclimate						
3.1. Kerged aeroioonid / <i>Light air ions</i>	n^+	cm ⁻³	338	0,59	555	0,368
3.2. Kerged aeroioonid / <i>Light air ions</i>	n^-	---	455	1,002	568	0,253
3.3. Aeroioonide summa <i>Sum of air ions</i>	$\sum n^\pm$	---	793	–	1123	–
3.4. Unipolaarsustegur <i>Factor of unipolarity</i>	q	–	0,77	0,287	0,98	0,071
3.5. Õhu suhteline värskus <i>Relative freshness of air</i>	V	%	21,40	–	–	–

Madalama õhutemperatuuri tõttu oli nii sise- kui välistingimustes aeroioonide summa (vastavalt 445–418 cm^{-3}) väiksem ja samas oli ka nii sise- kui väliskeskonna elektrostaatiline seisund aeroioonide unipolaarsusteguri (1,48–1,31) järgi halvem. Lüpsiooteala siseõhu suhtelise värskuse negatiivne tulemus (tabel 3) tähendab õhu suhtelist saastatust 12,8% võrra.

Soojuspumbaga soojendatud küttevee pealevoolu keskmised temperatuurid (tabel 4) vahemikus 17,27–22,68 °C on märkimisväärselt suure kõikumusega (1,85–7,25 °C) kõrgemad kui küttevee tagasivoolu keskmised temperatuurid vahemikus 14,68–21,63 °C.

Seoses sellega, et ameti- ja riietusruumid asuvad soojuspumbale kõige lähemal, on nende ruumide keskmised põrandatemperatuurid küttevee pealevoolu keskmiste temperatuuridega üsna ligilähedased. Keskmised õhutemperatuurid (16,4–20,5 °C) nendes ruumides olid võrreldes keskmiste põrandatemperatuuridega (19,05–21,15 °C) mõnevõrra (0,65–2,56 °C) madalamad, vaatamata nendes ruumides elektrienergia põhinevate lisakütteseadmete kasutamisele.

Põrandakütte kasutamise eesmärgiks lüpsiootealal on külmlauda ehitusliku põranda kaitsmine külmaahjustuste eest ja külmlaudale kohase sisekliima tagamine. Lüpsiooteala, lüpsikanali ümbrus, kuue lehma lõastusala ja pesuruumi pealevoolu kollektorite küttevee temperatuurid (vahemikus 20,62–22,03 °C) on tagasivoolu kollektorite küttevee temperatuuridest (vahemikus 14,68–16,43 °C), märkimisväärselt erinevad (vastavalt 5,15–7,25 °C), kuid nendest ruumidest lüpsiooteala ja lüpsikanali ümbruse keskmised põrandatemperatuurid (5,93 ja 7,33 °C) on vaid 1,5–3,27 °C võrra kõrgemad kui siseõhu temperatuurid lüpsiootealal (2,66 °C) ja lüpsikanali ümbruses (5,83 °C).

Tabel 3. Sisekliima lüpsiootealal ja veisefarmi ümbruskliima

Table 3. Indoor climate in the milk waiting area and outdoor climate of the cattle farm

Kliimaparameetrid <i>Climate parameters</i>	Diagnoosiaeg / <i>Time of the diagnosis</i> 10.02.05					
	Tähis <i>Designation</i>	Ühik <i>Unit</i>	Sisekliima <i>Indoor climate</i>		Väliskliima <i>Surrounding climate</i>	
			Keskmine <i>Mean</i> \bar{x}	Standard- hälve <i>Standard deviation</i> σ	Keskmine <i>Mean</i> \bar{x}	Standard- hälve <i>Standard deviation</i> σ
1. Mikrokliima/Microclimate						
1.1. Õhu temperatuur / <i>Air temperature</i>	ϑ	°C	0,20	0,000	-1,50	0,017
1.2. Õhu suhteline niiskus / <i>Air relative humidity</i>	W_s	%	65,20	2,86	60,9	0,34
1.3. Õhu liikumiskiirus / <i>Velocity</i>	v	m/s	0,133	0,056	0,585	0,43
1.4. Õhu absoluutne niiskus <i>Air absolute humidity</i>	W_a	g/kg	2,30	0,14	2,0	0,000
1.5. Kastetäpp / <i>Dew point</i>	ϑ_t	°C	7,9	0,17	-8,1	0,048
1.6. Põrandapinna temperatuur <i>Temperature of floor</i>	ϑ_p	–"	4,50	1,92	–	–
2. Parakliima/Paracclimate						
2.1. Hapnikusisaldus / <i>Oxygen content</i>	O_2	%	19,85	0,043	19,54	0,0134
2.2. Süsinikdioksiidi sisaldus <i>Carbon dioxide content</i>	CO_2	–"	0,255	0,002	0,304	0,0014
2.3. Ammoniaagisisaldus / <i>Ammonia content</i>	NH_3	ppm	4,33	0,023	3,93	0,0036
2.4. Radioaktiivsus/ <i>Radioactivity</i>	R	$\mu\text{Sv/h}$	0,145	0,007	–	–
3. Elektrokliima/Electroclimate						
3.1. Kerged aeroioonid / <i>Light air ions</i>	n^+	cm^{-3}	60	55,25	236	56,74
3.2. Kerged aeroioonid / <i>Light air ions</i>	n^-	–"	185	35,98	183	24,75
3.3. Aeroioonide summa / <i>Sum of air ions</i>	$\sum n^\pm$	–"	445	–	418,797	–
3.4. Unipolaarsustegur / <i>Factor of unipolarity</i>	q	–	1,48	0,47	1,31	0,38
3.5. Õhu suhteline värskus <i>Relative freshness of air</i>	V	%	-12,8	–	–	–

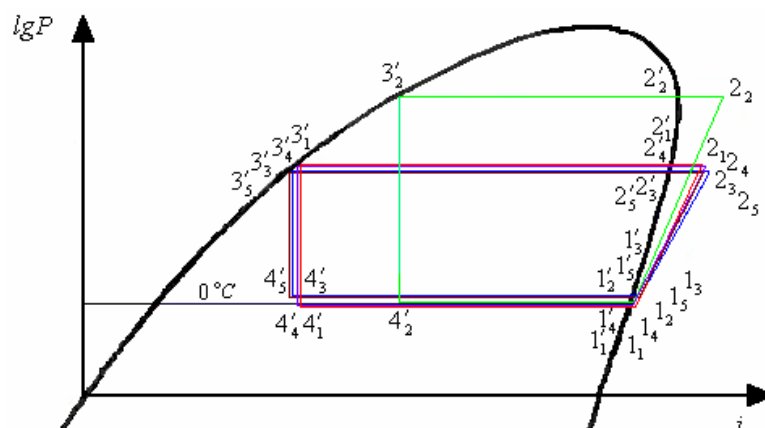
Halvem on olukord lüpsikanalis, kus diagnoosiandmete (tabel 4) järgi põrandaküttekontuuris ringleb madalama peale- ja tagasivoolutemperatuuriga (~17,4 °C) küttevesi, keskmine põrandatemperatuur on 6,43 °C ja selle kohal, 1,5 m kõrgusel, keskmine õhutemperatuur on 4,73 °C, mis ei vasta lüpsitöödel ettenähtud töökeskkonna temperatuurile.

Tabel 4. Kollektorite, ruumide põrandapinna ja õhu keskmised temperatuurid ning temperatuuride vahed
Table 4. Mean temperatures of collectors, surface of floor of the rooms and air and differences of temperatures

Ruumi nimetus <i>The name of room</i>	Kollektorite peale- ja tagasivoolu keskmised temperatuurid ja vahed <i>Mean temperatures and differences of inflow and outflow collectors</i>			Põrandapinna ja õhu keskmised temperatuurid ja vahed <i>Mean temperatures and differences of surface of floor and air</i>			Märkused <i>Remarks</i>
	$g_k, \Delta g_k, ^\circ\text{C}$			$g_p, g_s, \Delta g_s, ^\circ\text{C}$			
	Pealevool <i>Inflow</i>	Tagasivool <i>Outflow</i>	Vahe <i>Difference</i>	Põrand <i>Floor</i>	Õhk <i>Air</i>	Vahe <i>Difference</i>	
Veterinaari ruum <i>Veterinary room</i>	21,60	22,10	- 0,44	19,66	17,80	1,86	uks lahti <i>open door</i>
Kontor <i>Office</i>	22,46	20,70	1,76	18,46	19,80	- 1,34	uks lahti <i>closed door</i>
Meeste riietusruum <i>Men's wardrobe</i>	23,20	20,16	3,04	20,90	21,16	- 0,26	puhur, uks kinni <i>convector, closed door</i>
Naiste riietusruum <i>Women's wardrobe</i>	21,46	19,16	2,30	22,13	21,16	0,97	küttekeha, uks kinni <i>heater, closed door</i>
Lüpsiooteala <i>Milk waiting area</i>	20,62	15,23	5,39	7,35	3,75	3,60	-
Lüpsikanal / Milk canal	17,43	17,76	- 0,33	7,45	4,95	2,50	-
Lüpsikanali ümbrus <i>Milking parlour</i>	22,23	15,06	7,17	8,50	6,20	2,30	-
Kuue lehma lõastusala <i>Six cow's leashing area</i>	20,83	17,00	3,83	-	-	-	-
Pesuruum/Washroom	22,33	16,60	5,73	-	-	-	-

Soojuspumba külmaseadme töö ringprotsesside analüüs võimaldab saada tervikliku ülevaate seadme tööst. i -lg P diagramm-meetodi eelisteks on diagnoosimeetodi teaduslikkus, võimalus siduda diagnoositud soojuspumba külmaseadme sõlmede talitlus-tehnilised näitajad külmutustehnika teooriaga, võimalus koostada külmaseadme töö ringprotsesse võrdlevaid tsüklogramme (joonis 3), arvestades külmaseadme töö ringprotsessi eri- ja efektiivnäitajaid ja jälgida nende abil külmaseadme sõlmedes toimuvaid termodünaamilisi protsesse.

Tabelis 5 on esitatud veisefarmis töötava soojuspumba EKO CLASSIC 155 külmaseadme eri- ja efektiivnäitajad.



Joonis 3. Soojuspumba külmaseadme ringprotsessid i -lgP diagrammil
Figure 3. Circular processors of heat pump cooling system on i -lgP diagram

Tabel 5. Soojuspumba külmaseadme eri- ja efektiivnäitajad
Table 5. Special and effective indices of heat pump's cooling system

Kuupäev Date	$\bar{\theta}_0$ °C	$\bar{\theta}_k$ °C	P_0 kPa	P_k kPa	q'_0 kJ/kg	l kJ/kg	q' kJ/kg	ε_s	ε_j	v_l m ³ /kg	q_v kJ/m ³	G_a kg/s	V_i m ³ /s	Q_0 kW
02.12.04	-0,4	32,7	598	1650	122,5	27,0	137,5	5,1	4,5	0,035	3500,00	0,12	0,0042	14,7
13.01.05	0,2	52,4	610	2650	86,0	34,0	103,5	3,0	2,5	0,035	2457,1	0,17	0,00595	14,62
10.02.05	0,9	31,2	620	1750	112,5	16,5	129,0	7,8	6,8	0,035	3214,3	0,13	0,00455	14,62
24.02.05	-0,1	32,3	605	1800	113,5	24,0	130,0	5,4	4,7	0,035	3242,9	0,13	0,00455	14,75
19.03.05	0,85	30,95	619	1600	124,5	17,0	139,0	8,2	7,3	0,035	3557,1	0,12	0,0042	14,93
Keskmine Mean	0,3	35,9	610	1890	111,5	23,7	127,8	5,9	5,2	0,035	3194,3	0,134	0,00469	14,72

Tabelist 5 saab teha järgmised kokkuvõtted.

1. Agensi keemistemperatuur $\bar{\theta}_0$ esineb vahemikus -0,4...0,9 °C, keskmiselt 0,3 °C.
2. Agensi kondenseerumistemperatuur $\bar{\theta}_k$ esineb vahemikus 30,95–52,35 °C, keskmiselt 35,87 °C.
3. Kompressori imirõhk P_0 esineb vahemikus 598–620 kPa, keskmiselt 610 kPa.
4. Kompressori sururõhk P_k esineb vahemikus 1600–2650 kPa, keskmiselt 1890 kPa.
5. Kaaluline erikülmatootlikkus q'_0 esineb vahemikus 86–124,5 kJ/kg, keskmiselt 111,5 kJ/kg.
6. Kompressori eritöö l esineb vahemikus 17–34 kJ/kg, keskmiselt 23,7 kJ/kg.
7. Kondensaatori erisoojustootlikkus q' esineb vahemikus 103,5–139 kJ/kg, keskmiselt 127,8 kJ/kg.
8. Tsükli jahutustegur ε_j esineb vahemikus 2,5–7,3, keskmiselt 5,2.
9. Tsükli soojendustegur ε_s esineb vahemikus 3,0–8,2, keskmiselt 5,9.
10. Sisseimetava auru erimaht v_l on suhteliselt konstantne, 0,035 m³/kg.
11. Mahuline erikülmatootlikkus q_v esineb vahemikus 2457,1–3557,1 kJ/m³, keskmiselt 3194,3 kJ/m³.
12. Agensikulu G_a esineb vahemikus 0,12–0,17 kg/s, keskmiselt 0,13 kg/s.
13. Kompressori tegelik mahuline jõudlus V_i esineb vahemikus 0,0042–0,00595 m³/s, keskmiselt 0,00469 m³/s.
14. Soojuspumba külmaseadme külmavõimsus Q on passi andmetel 15 kW.
15. Külmaseadme tegelik külmavõimsus Q_0 esineb vahemikus 14,62–14,93 kW, keskmiselt 14,72 kW.

Tabelist 5 on näha, et kondenseerumistemperatuuri $\bar{\theta}_k$ tõusmisel suurenevad sururõhk P_k , kompressori eritöö l , jahutusagensi erikulu G_a ning kompressori tegelik mahuline jõudlus V_i ; keemistemperatuuri $\bar{\theta}_0$ tõusmisel suureneb imirõhk P_0 ja väheneb kompressori eritöö l ; mahulise q_v ja kaalulise q'_0 külmatootlikkuse suurenemisel suureneb ka kondensaatori erisoojustootlikkus q' .

i-IgP diagramm-meetodil määratud eriefektiivnäitajate q' , q'_0 , l , q (tabel 6) võrdlemisel selgub, et summaarse soojushulga määramisviga Δ on vahemikus 0,0–16,5 kJ/kg, keskmiselt 7,7 kJ/kg, mis on keskmiselt 5,7–6,0% suhtelist viga. Määratud suhtelise vea põhjuseks võivad olla mõõtmisvead või soojuspumba töörežiimi muutused mõõtmiste ajal või entalpiate arväärtuste lugemine diagrammidelt.

Tabel 6. Soojuspumba külmaseadme eri- ja eriefektiivnäitajate võrdlusandmed
Table 6. Comparison data of heat pump's cooling system's special and effective in indices

Kuupäev Date	q' kJ/kg	q'_0 kJ/kg	l kJ/kg	q kJ/kg	Δ kJ/kg	ε_j –	ε_s –	Q_0 kW
02.12.04	137,5	122,5	27,0	149,5	12,0	4,5	5,1	14,7
13.01.05	103,5	86,0	34,0	120,0	16,5	2,5	3,0	14,62
10.02.05	129,0	112,5	16,5	129,0	0,0	6,8	7,8	14,62
24.02.05	130,0	113,5	24,0	137,5	7,5	4,7	5,4	14,75
19.03.05	139,0	124,5	17,0	141,5	2,5	7,3	8,2	14,93
Keskmine Mean	127,8	111,5	23,7	135,5	7,7	5,2	5,9	14,72

Tabelis 6 esitatud andmete alusel võib järeldada, et soojuspumba külmaseadme töörežiim oli optimaalseim siis, kui analoogselt joonisel 2 esitatuga seadme kaaluline erisoojatootlikkus oli 129 kJ/kg, erikülmatootlikkus 112,5 kJ/kg, kompressori eritöö 16,5 kJ/kg, jahutustegur 6,8 ja soojendustegur 7,8, tegelik külmavõimsus 14,62 kW.

Joonisel 3 ning tabelitest 5 ja 6 järeldub, et soojuspumba külmaseadme talitus-tehniline seisund ning eri- ja efektiivnäitajad olid seadme tehnilistele tööparameetritele vastavalt korras.

Kokkuvõte ja järeldused

1. Esitatud eri- ja efektiivnäitajatega töötav soojuspump EKO CLASSIC 155 suudab veisefarmis osavõimsusega (st osa maksimaalsest talvisest küttekoormusest korvatakse elektrisoojendiga 6 kW) tagada ameti- ja riietusruumides ning lüpsiootealal ja selle ümbruses plusskraadidega põranda- ja õhutemperatuuri kuni $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ välistemperatuuri tingimustes.

2. Nimetatud välistemperatuuri ($-5\text{ }^{\circ}\text{C}$) kestvates tingimustes ja madalamate välistemperatuuride korral kasutatakse piimafarmi ameti- ja riietusruumides täiendavaid, autonoomseid elekterkütetekehasid ning lüpsiootealal esineb põrandapinna jäätumist.

3. Lüpsikanali töökeskkonna keskmine temperatuur ($4,95\text{ }^{\circ}\text{C}$) ei vasta lüpsitööde tegemiseks ettenähtud nõuetele.

4. Soojuspumba kasutamisel ei tohiks elektrisoojendiga (6 kW) juurdekõetav osa olla talvisest maksimaalsest küttekoormusest rohkem kui 15–20%. Käesoleva töö mahus pole nimetatud nõuet kontrollitud.

Kirjandus

<http://www.aktiva.ee/4y/z0zNEWSy240582.html> (05.02.2005).

<http://www.solness.ee/eramu/index.php?gid=30&id=228> (05.02.2005).

http://www.economy.gov.ru/webcontent/economy/www.economy.gov.ru/merit/svti/korinf/ejened_16/6.htm (04.02.2005).

<http://www.ad.ugatu.ac.ru/knbase/tnouts.htm> (05.02.2005).

http://www.houses.ru/magaz/ko/ko014/ko14_5.htm (05.02.2005).

<http://exergythermal.narod.ru/4.htm> (05.02.2005).

http://www.user.ospu.odessa.ua/~shev/emd_m/nie/2_3_101.htm (05.02.2005).

http://www.keskkonnaveeb.ee/keskkonnasober/kks.php?artk=4_1 (05.02.2005).

http://www.user.ospu.odessa.ua/~shev/emd_m/nie/2_3_302.htm (05.02.2005).

<http://www.ptechology.ru/MainPart/Energy/Energy26.html> (05.02.2005).

<http://gazeta.priroda.ru/index.php?act=view&g=8&r=1899> (04.02.2005).

Incropera, F. P., DeWitt, D. P. 1996. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. IV Edition. John Wiley & Sons, New York, 886 pp.

Kabashnikov, V. P., Danilevskii, L. N., Nekrasov, V. P., Vityaz, I. P. 2002. Analytical and numerical investigation of the characteristics of a soil heat exchanger for ventilation systems. – Internal Journal of Heat and Mass Transfer 45, p. 2407–2418.

Melnikov jt: Мельников С. В., Алешкин В. Р., Рощин П. М. 1980. Планирования эксперимента в исследованиях с/х процессов. Л.: Колос, 168 с.

Viljasoo, V. 1998. Piima jahutus-säilitusseadmete töökindlus ja selle tagamise meetodid. Zuverlässigkeit der milchkühlungsaufbewahrungsanlagen und methoden zu inner gewährleistung. – Tehnikateaduste doktori- kraadi taotlemise väitekiri. Tartu, EPMÜ Tehnikateaduskonna põllumajandustehnika instituut, 148 lk.

Heat Pump EKO CLASSIC 155 working parameters for providing internal climate of a cattle farm

V. Viljasoo¹, I. Tomson¹, N. Bajeva¹, A. Bajeva¹

¹ Estonian University of Life Sciences

Summary

The aim of present research was to diagnose thermal-technical working parameters and to determine functional-technical working parameters and special and effective indices of heat pump Thermia EKO CLASSIC 155 with capacity 15.6–14.7 kW working in dairy farm in 2003 to evaluate devices suitability for providing internal climate. To accomplish the aim raised following tasks were solved: 1) determining functional-technical condition of working device; 2) determining indoor climate; 3) determining cold device's special and effective indices.

Objects of research were heat pump EKO CLASSIC 155 and dairy farm milk waiting area 200 m², milking parlour 73.36 m², milk canal 22.44 m², veterinary room 10.2 m², office 7.34 m², women 18.7 m² and men 18.7 m² wardrobe (in addition unresearched rooms two times six cows leashing area, all together 26.6 m² and washroom 24 m²). Thermal-technical working parameters of working heat pump were determined by processing devices functional parameters measured value. Refrigerator diagnosing device KDS-3 and digital thermometer SDT 30 were used for diagnose.

For diagnosing indoor climate parameters diagnostic equipment DATA LOGGER ALMEMO 2690-8 with measuring sensors was used. Indoor climate state in cattle rooms was analyzed on the basis of basic characteristics (temperature ϑ , relative humidity W_s , absolute humidity W_a , dew point ϑ_d , velocity v , temperature of floor ϑ_p , oxygen content O_2 , carbon dioxide content CO_2 , ammonia content NH_3 , radioactivity R , positive light air ions n^+ , negative light air ions n^- , factor of unipolarity q , relative freshness of air V). All indoor and outdoor climate parameters were measured at height of 1.5 meter from a surface of a floor. To get reliable outcome the reliable probability was chosen to be $\alpha = 0.95$, in keeping with theory of planning experiments. To achieve appointed level originated from technical data of measurement devices, measurement error of sensor and allowed error for electronic measurement devices $\varepsilon = 0.4 \sigma$, where σ is standard deviation. Following conditions were taken into account while inspecting working parameters of the heat pump:

1. Ground collector 1190 running meter is filled with frost proof liquid, lies 1 m in ground after every 1.5 m.
2. Taking into account large heat capacity of ground $C_p = 1840 \text{ J/(kgK)}$ (Incropera, DeWitt, 1996) and unlimited depth of ground mentioned, it can be regarded as unlimited heat container.
3. It is presumed, that the temperature of the ground is yearly 4–6°C and daily temperature change on the ground is not relevant (Kabasnikov *et al.*, 2002).
4. Whole area of heated rooms is 401.34 m².
5. Overall length of floor heating collector in heated rooms is 1001 running meters.
6. In household rooms the step of floor heating piping is 300 mm, in milk room 600–800 mm, distance from outer walls minimal 150 mm.

To diagnose heat pumps cold devices effective state on i-lgP diagram method: 1) agent temperature from pipes connecting the nodes has to be measured from cold device in good technical condition; 2) draw up with i-lgP diagram method the circular process of cold device's work (Figure 1); 3) appoint characteristic features of cold device's functional condition's (P_o , P_k , i , v_l); 4) calculate characteristic features of cold devices and its nodes effective condition (q' , q'_0 , l , ε_j , ε_s , q_v , G_a , V_b , Q_0); 5) make conclusions based on circular processes composed by measured temperatures and calculation results of working device (Viljasoo, 1998).

In case using i-lgP diagram-method in formula (9) are compressor's theoretical V_{hs} and agent's bulk cooling productivity q_v dispensable with compressor bulk capacity actual bulk efficiency V_t and agent actual bulk cooling productivity. Feeding factor λ_e , that characterizes size of compressor all losses and that is possible to appoint according to compressor compressive strength, is in this formula, related to usage of actual factors, not necessary (Viljasoo, 1998).

As is it seen from heat pump cooling system working principle scheme (Figure 2) heat amount q'_0 is taken from liquid carrying cold to boil cold agent. To keep agent continuously circling in compressor work l is used, which joins as dissipation of heat with heat amount q'_0 . Total amount of heat conducted into environment consonant with law of conservation of energy forms heat amount q' .

For determining functional-technical state of working heat pump was measured from it's connecting pipes the nodes agent and cold carrying liquid temperatures (Table 1).

In the vaporizer of heat pump refrigerator happened agent R404a (R125+R143a+R134a) boiling and in the condensator it's deliquescing according to EN 255 conditions in mean at 0/35°C and 0/50 24°C. From cold carrying (KK) temperature (ϑ_{kk}) before vaporizer and after vaporizer (ϑ'_{kk}) can conclude that it's temperature reduces in heat exchange approximately by 3 °C.

Nodes of heat pump's refrigerator (com. – compressor, con. – condensator, fil. – filter, TRV – thermo regulating vent, vap. – vaporizer) were in working order. In diagnosing time outdoor (ϑ_{vk}) and indoor environment (ϑ_{sk}) temperatures according to the interval 4.7...–10.7°C and 14.2–19°C.

Being based on diagnosis data in the research methodology according to presented conditions and by formula 1 and 2 calculated parameters are brought in the Tables 2–4. From Table 2 is seen that milk waiting area mean air temperature (6.15 °C) is quite (2.06 °C) higher from outdoor air temperature (4.09 °C) whereby mean temperature (10.2 °C) of floor of milk waiting area, which is heated by heat pump, is approximately 4 °C higher from mean air temperature of room.

In the part of para-climate parameters was registered quite lower oxygen content (19.7–19.9%) and quite bigger according to indoor and outdoor air carbon dioxide content (0.225–0.261%). Ammonia content (0.92–0.71 ppm) and radioactivity (0.149 $\mu\text{Sv/h}$) were in norm. At air electrostatic state maybe electro-climate diagnosing was cleared up that in indoor environment (793 cm⁻³) is legally less air ions than outdoor environment (1123 cm⁻³), but indoor climate sanitary-hygienical state in the milk waiting area was both factor of unipolarity (0.77) and relative freshness of air (21.4%) point of view better than in the outdoor environment. The reason of it at present time were openwater baths and milk waiting area cleaning with plentiful water.

From Table 3 is seen that mean of air temperature (0.2 °C) in the milk waiting area is quite (1.7 °C) higher from outdoor air temperature (–1.5 °C) whereby mean temperature (4.5 °C) of floor of milk waiting area, which is heated by heat pump, is 4.3 °C higher from mean air temperature of room.

In the part of para-climate parameters was registered, in comparison with previous results of measurement (Table 2) quite higher accordingly in the indoor and outdoor air ammonia content (4.33–3.93 ppm) other data of analysis have remained similar with previous.

For lower air temperature reason was according to both indoor and outdoor conditions air ions sum ($445\text{--}418\text{ cm}^{-3}$) smaller and here was too both indoor and outdoor environment electrostatic state according to air ions factor of unipolarity (1.48–1.31) worse. Milk waiting area indoor relative freshness air negative result (Table 3) means air relative pollutedness by 12,8%. Heated up with heat pump heating water inflow mean temperatures (Table 4) in the interval $17.27\text{--}22.68\text{ }^{\circ}\text{C}$ is notably with bigger unsteadiness ($1.85\text{--}7.25\text{ }^{\circ}\text{C}$) higher than heating water outflow mean temperatures in the interval $14.68\text{--}21.63\text{ }^{\circ}\text{C}$.

In connection with the fact that offices and wardrobes are most closer to heat pump, it's rooms mean temperatures of floor are quite approximated with heating water inflow mean temperatures. Means air temperatures ($16.4\text{--}20.5\text{ }^{\circ}\text{C}$) in these rooms in comparison with temperatures of floor ($19.05\text{--}21.15\text{ }^{\circ}\text{C}$) were quite ($0.65\text{--}2.56\text{ }^{\circ}\text{C}$) lower, despite in these rooms using additional heating devices based on electrical energy.

The aim of using of heating of a floor in the milk waiting area is cold milking parlor construction floor protection from damage of a frost and internal climate providing appropriate to milking parlor. Temperatures of inflow collector heating water of milk waiting area, milk canal surroundings, six cows leashing area and washroom, in the interval $20.62\text{--}22.03\text{ }^{\circ}\text{C}$, are notably different from temperature of outflow collector heating water in the interval $14.68\text{--}16.43\text{ }^{\circ}\text{C}$, (accordingly $5.15\text{--}7.25\text{ }^{\circ}\text{C}$), but from these rooms average temperatures of floor of milk waiting area and milk canal surroundings ($5.93\text{ ja } 7.33\text{ }^{\circ}\text{C}$) are higher only by $1.5\text{--}3.27\text{ }^{\circ}\text{C}$ than indoor air temperature in the milk waiting area ($2.66\text{ }^{\circ}\text{C}$) and milk canal surroundings ($5.83\text{ }^{\circ}\text{C}$).

The worse condition in the milk canal, where according to diagnosis data (Table 4) in the contour of heating of a floor circulates with lower inflow and outflow temperature ($\sim 17.4\text{ }^{\circ}\text{C}$) heating water, mean temperature of floor is $6.43\text{ }^{\circ}\text{C}$ and at it's place, at height of 1.5 meter, mean air temperature is $4.73\text{ }^{\circ}\text{C}$, which disaccords to established working environment temperature at milking works.

Analyze of heat pump cooling systems circular processes enables to get complete review of devices work. Advantages of i-lgP diagram method are diagnose method being scientific, possibility to link diagnosed heat pump cooling system nodes functional-technical indices with freezing theory, opportunity to make cyclograms comparing circular processes of cooling system (Figure 3), taking into account cooling systems work circular processes special and effective indices and trace with their help thermo dynamical processes occurring in cooling systems nodes.

In table 5 are presented special and effective indices of heat pump EKO CLASSIC 155 working in cattle farm.

From table 5 it is possible to make following conclusions:

1. Agent boiling temperature $\bar{\theta}_0$ is between $-0.4\text{--}0.9\text{ }^{\circ}\text{C}$, in mean $0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$.
2. Agent condensing temperature $\bar{\theta}_k$ is between $30.95\text{--}52.35\text{ }^{\circ}\text{C}$, in mean $35.87\text{ }^{\circ}\text{C}$.
3. Compressor suction pressure P_0 is between $598\text{--}620\text{ kPa}$, in mean 610 kPa .
4. Compressor compressive pressure P_k is between $1600\text{--}2650\text{ kPa}$, in mean 1890 kPa .
5. Weighty special cold productivity q'_0 is between $86\text{--}124.5\text{ kJ/kg}$, in mean 111.5 kJ/kg .
6. Compressor specific work l is between $17\text{--}34\text{ kJ/kg}$, in mean 23.7 kJ/kg .
7. Condensator specific heat productivity q' is between $103.5\text{--}139\text{ kJ/kg}$, in mean 127.8 kJ/kg .
8. Refrigerant factor of cycle ε_j is between $2.5\text{--}7.3$, in mean 5.2 .
9. Heating factor of cycle ε_s is between $3.0\text{--}8.2$, in mean 5.9 .
10. Specific cubage of steam sucked in v_l is relatively constant $0.035\text{ m}^3/\text{kg}$.
11. Bulk specific cold productivity q_v is between $2457.1\text{--}3557.1\text{ kJ/m}^3$, in mean 3194.3 kJ/m^3 .
12. Agent usage G_a is between $0.12\text{--}0.17\text{ kg/s}$, in mean 0.13 kg/s .
13. Actual bulk capacity of compressor V_l is between $0.0042\text{--}0.00595\text{ m}^3/\text{s}$, in mean $0.00469\text{ m}^3/\text{s}$.
14. Cold capacity of heat pump cooling device Q is according to manual 15 kW .
15. Cooling devices actual cold capacity Q_0 is between $14.62\text{--}14.93\text{ kW}$, in mean 14.72 kW .

In Table 5 it is seen, that when condensing temperature $\bar{\theta}_k$ rises, compressive pressure P_k , compressor's specific work l , specific usage of cooling agent G_a and compressor actual bulk capacity V_l increase; when boiling temperature $\bar{\theta}_0$ rises, suction pressure P_0 increases and compressor specific work l decreases; when increasing cubage q'_v and weighty q'_0 production condensator specific heat productivity q' also increases. When comparing effective indices q' , q'_0 , l , q (Table 6) determined by i-lgP diagram method it becomes obvious, that total heat amount defining error Δ is between $0.0\text{--}16.5\text{ kJ/kg}$, in mean 7.7 kJ/kg , which is in mean $5.7\text{--}6.0\%$ of relative error. Reasons of definite relative error may be measuring errors or changes in the work routine of heat pump during measuring or reading enthalpies numeral values from diagrams.

Based on data in Table 6 it is possible to conclude that heat pump cooling devices working mode is most optimal, when analogue to what is presented on Figure 2, devices weight specific heat productivity was

129.0 kJ/kg, specific cold productivity 112.5 kJ/kg, compressor specific work 16.5 kJ/kg, cooling factor 6.8 and warming factor 7.8, actual cooling capacity 14.62 kW. From Figure 3 and Tables 5 and 6 results, that heat pump cooling devices functional-technical condition and special and effective indices were according to devices technical working parameters in good condition.

Heat pump EKO CLASSIC 155 working with presented special and effective indices is able to provide in offices and wardrobes, also in milk waiting area and area round it, floor and air temperature with plus degrees in case of until $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ outside temperature while working with partial capacity (it means that part of heating duty in winter will be covered with electrical heater of 6 kW).

When temperature outside remains $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ for longer period or when the temperature is lower, in offices and wardrobes additional autonomous electrical heaters are used and in milk waiting area floors icing appears.

Temperature of working environment of milking channel ($4.95\text{ }^{\circ}\text{C}$) does not conform to demands for milking works.

When using heat pump, the role of electrical heater (6 kW) should not be larger than 15–20% of winter heating load. In the present work mentioned demand has not been checked.