

JAN SZARGUT

Katedra Energetyki Ciepłej

KAZIMIERZ MACZEK

Centralny Ośrodek Chłodnictwa - Kraków

BILANS EGZERGETYCZNY ZIĘBIAREK ABSORPCYJNYCH<sup>1)</sup>

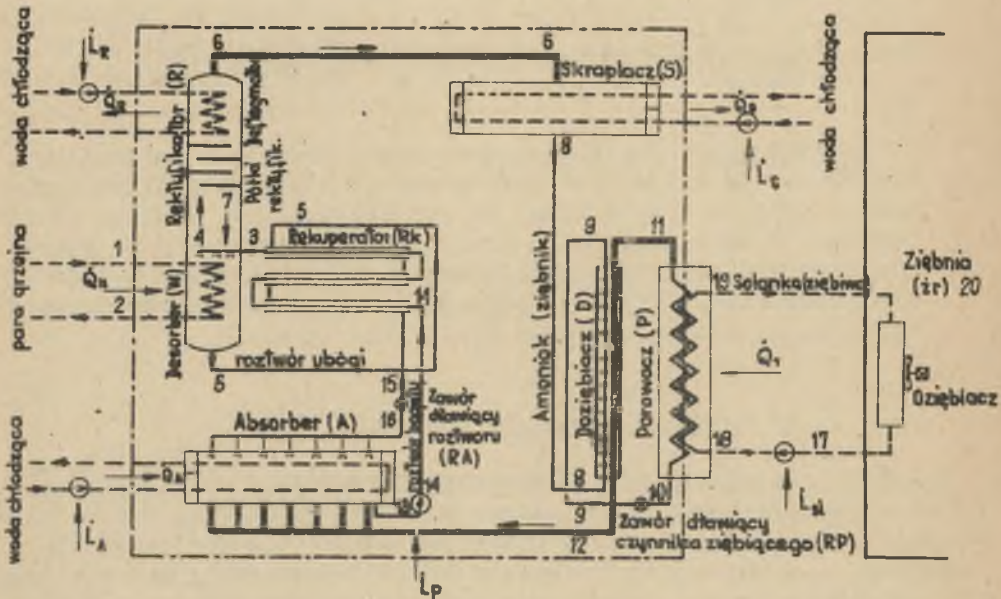
Streszczenie. Analiza egzergetyczna pozwala w racjonalny sposób ocenić wpływ przebiegu przemian w poszczególnych ogniwach ziębiarki absorpcyjnej na jej doskonałość. Rozkład strat egzergii w ziębiarce można przejrzysto przedstawić na wykresie Sankey'a. Straty egzergii można obliczyć szybko i z dostateczną dla praktyki dokładnością w oparciu o prawo Gouya-Stodoli, za pomocą wykresów (g,i) oraz (g,s).

1. Miara ekonomiczności ziębiarki

W bilansie energetycznym ziębiarki absorpcyjnej uwzględnia się jedynie ilości energii doprowadzane lub odprowadzane na sposób ciepła lub pracy, poprzez osłonę bilansową wyodrębniającą układ bilansowany - ziębiarkę. Na podstawie bilansu energetycznego nie jest możliwe wywnioskować, czy słuszna jest powszechna opinia, że ziębiarki absorpcyjne są mniej ekonomiczne od sprężarkowych. Ziębiarka absorpcyjna różni się od sprężarkowej głównie tym, że energia potrzebna do sprężania czynnika ziębiącego (ziębnika) jest dostarczana na sposób ciepła a nie pracy, jak to ma miejsce w ziębiarce sprężarkowej. Sprężanie czynnika ziębiącego zachodzi w procesach mieszania, rozdzielania oraz zmiany energii dzięki różnicy temperatur czynników obiegowych. Nieodwracalny przebieg powyższych procesów powoduje obniżanie się jakości energii czynników obiegowych biorących udział w tych procesach. Prawidłową ocenę tej jakości można przeprowadzić za pomocą egzergii [8], [9]. Określenie więc strat egzergii w ziębiarce absorpcyjnej i porównanie ich ze stratami w ziębiarce sprężarkowej pracującej w tych samych warunkach,

<sup>1)</sup> Praca była tematem referatu, wygłoszonego na II Sympozjonię Termodynamiki Technicznej (Szczyrk 7-14.II.1963 r.).

umożliwia ocenę ekonomiczności obu typów ziębiarek. Straty energii można określić z bilansu energetycznego poszczególnych części urządzenia lub przez bezpośrednie zastosowanie prawa Gouya-Stodoli [8]. Rys. 1 przedstawia schemat jednostopniowej amoniakalnej ziębiarki absorpcyjnej wyposażonej w normalny zespół urządzeń. Osłona bilansowa wyodrębnia grupę urządzeń obiegu wewnętrznego ziębiarki (obiegu czystego amoniaku i roztworu wodnego amoniaku) od urządzeń obiegów zewnętrznych [solanki (ziębiwa) i wody (chłodziwa)], podtrzymujących ustalony ruch ziębiarki.



Rys. 1. Schemat jednostopniowej ziębiarki absorpcyjnej

## 2. Równanie bilansu energetycznego

Bilans energetyczny ziębiarki absorpcyjnej w najogólniejszej postaci, można wyrazić za pomocą równania:

$$-\Delta \dot{B}_N + \dot{L}_P = \Delta \dot{B}_Z + \Delta \dot{L}_1 + \Delta \dot{L}_2 \quad (1)$$

1) Wskaźnik oznacza wielkości odniesione do jednostki czasu.

gdzie:

- $\Delta \dot{B}_N$  - spadek egzergii czynnika napędowego,
- $\dot{I}_P$  - moc napędowa pompy roztworu,
- $\Delta \dot{B}_Z$  - przyrost egzergii substancji lub przestrzeni ziębnionej w procesie ziębnienia,
- $\Delta \dot{I}_i$  - suma strat egzergii w procesach zachodzących w obrębie osłony bilansowej (rys. 1),
- $\Delta \dot{I}_z$  - suma strat egzergii w procesach zachodzących na zewnątrz osłony bilansowej (rys. 1).

Z równania bilansu egzergetycznego wynika, że egzergia potrzebna do napędu ziębiarki absorpcyjnej, zużywa się na podniesienie egzergii substancji lub przestrzeni ziębnionej i na pokrycie strat z powodu nieodwracalności zjawisk zachodzących podczas procesu ziębnienia [4].

Sumę wewnętrznych strat egzergii można wyrazić za pomocą równania:

$$\begin{aligned} \Delta \dot{I}_i = & \Delta \dot{I}_W + \Delta \dot{I}_R + \Delta \dot{I}_S + \Delta \dot{I}_D + \Delta \dot{I}_{RP} + \Delta \dot{I}_{RA} + \Delta \dot{I}_A + \Delta \dot{I}_{RK} + \\ & + \Delta \dot{I}_g + \Delta \dot{I}_{t i} + \Delta \dot{I}_{c i} + \Delta \dot{I}_{c z o} \end{aligned} \quad (2)$$

gdzie indeksy przy poszczególnych stratach oznaczają straty spowodowane przez:

- W - skończoną różnicę temperatur pomiędzy czynnikiem napędowym, a roztworem w warniku oraz nierównowagę stanów roztworów mieszanych i faz rozdzielanych w procesie desorpcji,
- R - nierównowagę faz odsieku i pary na półkach rektyfikacyjnych oraz skończoną różnicę temperatur w procesie deflegmacji,
- S - skończoną różnicę temperatur w procesie skraplania,
- D - skończoną różnicę temperatur w procesie doziębniania cieplego ziębnika płynącego do parowacza, parą ziębnika płynącego do absorbera,
- RP - dławienie w zaworze regulacyjnym ziębnika,
- RA - dławienie w zaworze regulacyjnym roztworu ubogiego,
- A - nierównowagę faz roztworu absorbującego i pary absorbowanej oraz skończoną różnicę temperatur w procesie absorpcji,

- Rk - skończoną różnicę temperatur w procesie rekuperacji ciepła roztworów ubogiego i bogatego,  
 g - niezamierzoną obecność w ziębiarce gazów nieskrapających się (zapowietrzenie instalacji),  
 cz o - przenikanie czynnika ziębiącego do otoczenia,  
 t i - opory przepływu wewnątrz ziębiarki,  
 c i - straty przez izolacje wewnątrz ziębiarki.

Sumę strat zewnętrznych egzergii można wyrazić przy pomocy równania:

$$\Delta \dot{I}_z = \Delta \dot{I}_P + \Delta \dot{I}_{\text{źr}} + \Delta \dot{I}_{t z} + \Delta \dot{I}_{c z} + \Delta \dot{I}_{w ch} \quad (2a)$$

gdzie indeksy przy poszczególnych stratach oznaczają straty spowodowane przez:

- P - skończoną różnicę temperatur pomiędzy parującym ziębnikiem a substancją ziębioną w parowaczu,  
 źr - skończoną różnicę temperatur w procesie utrzymywania stałej temperatury źródła,  
 t z - opory przepływu na zewnątrz ziębiarki,  
 c z - straty przez izolacje na zewnątrz ziębiarki,  
 w ch - wyparowywanie wody chłodzącej do otoczenia.

### 3. Sprawność egzergetyczna ziębiarki absorpcyjnej

W oparciu o równanie bilansu egzergetycznego ziębiarki absorpcyjnej, można określić sprawność egzergetyczną ziębiarki [7].

Sprawność egzergetyczną wewnętrzną ziębiarki absorpcyjnej, można wyrazić wzorem:

$$\eta_{b i} = \frac{\Delta \dot{B}_1}{-\Delta \dot{B}_N + \dot{I}_P} \quad (3)$$

gdzie:

- $\Delta \dot{B}_1$  - egzergia czynnika ziębiącego za zaworem dławiącym pomniejszona o egzergię czynnika ziębiącego opuszczającego parowacz (wydajność egzergetyczna ziębiarki).

Sprawność egzergetyczną efektywną ziębiarki absorpcyjnej można wyrazić wzorem:

$$\eta_{be} = \frac{\Delta B_z}{-\Delta \dot{B}_N + \Delta \dot{L}_P} \quad (4)$$

Sprawność egzergetyczną ogólną ziębiarki absorpcyjnej można wyrazić wzorem:

$$\eta_{bo} = \frac{\Delta B_z}{-\Delta \dot{B}_N + \Delta \dot{L}_N} \quad (5)$$

gdzie:

$\dot{L}_N$  - suma mocy napędowej pomp i maszyn pomocniczych, do których można zaliczyć:

- $\dot{L}_P$  - pompy roztworu,
- $\dot{L}_R$  - pompy wody do deflegmatora,
- $\dot{L}_S$  - pompy wody do skraplacza,
- $\dot{L}_A$  - pompy wody do absorbera,
- $\dot{L}_{sl}$  - pompy solanki,
- $\dot{L}_{Dm}$  - dmuchawy, wentylatory,
- $\dot{L}_{AA}$  - automatyczne przyrządy regulacyjne i pomiarowe.

Jeżeli czynnikiem napędowym jest para nasycona o temperaturze  $t_N$  ziębienie zaś odbywa się przez bezpośrednie odparowanie czynnika ziębiącego w temperaturze  $t_1$  przy czym oziębiacz umieszczony jest w komorze, której temperatura wynosi  $t_{zr}$ , wówczas można zastosować wzory na izotermiczną zmianę egzergii [8]: Np. dla przestrzeni ziębionej

$$\Delta \dot{B}_{zr} = - \dot{Q}_1 \frac{T_{zr} - T_o}{T_{zr}} \quad (6)$$

Równanie zaś (5) na sprawność egzergetyczną ogólną przyjmuje postać:

$$\tau_{b o} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_N + \frac{T_N}{T_N - T_o} \dot{I}_N} \frac{T_N}{T_{zr}} \frac{T_o - T_{zr}}{T_N - T_o} = \varepsilon_{z o} \frac{1}{\varepsilon_{z o C}} \quad (5a)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_N$  - ilość ciepła napędowego,
- $\dot{Q}_1$  - wydajność ziębienia w parowaczu,
- $T_o$  - temperatura bezwzględna otoczenia,
- $\varepsilon_{z o}$  - ogólna sprawność termiczna ziębiarki,
- $\varepsilon_{z o C}$  - sprawność termiczna ziębiarki cieplnej działającej podług obiegu Carnota, przy temperaturze ziębienia wynoszącej  $t_{zr}$ .

#### 4. Obliczanie egzergii w ziębiarce absorpcyjnej

Przy małych wartościach energii kinetycznej i potencjalnej, egzergię termiczną jednorodnego czynnika ziębiącego np. amoniaku lub solanki można wyrazić wzorem [8].

$$b = i - i_b - T_o (s - s_b) \quad (7)$$

lub

$$b = i - T_o s + a \quad (7a)$$

gdzie:

- $i, s$  - entalpia i entropia właściwa czynnika ziębiącego,
- $i_b, s_b$  - entalpia i entropia właściwa czynnika ziębiącego przy parametrach stanu odniesienia,
- $a = -i_b + T_o s_b$  - jest dla przyjętego stanu odniesienia wielkością stałą.

Egzergię termiczną roztworu, np. wodno-amoniakalnego, można wyrazić wzorem [8]

$$b_r = i_r - \sum g_i i_{b_i} - T_0 (s_r - \sum g_i s_{b_i}) =$$

$$= i_r - T_0 s_r + a_r + b_r s_{\text{NH}_3} \quad (8)$$

gdzie:

$i_r, s_r$  - entalpia i entropia właściwa roztworu,

$g_i$  - udział gramowy danego składnika w roztworze,

$i_{b_i}, s_{b_i}$  - entalpia i entropia właściwa składnika roztworu przy parametrach stanu odniesienia,

$a_r, b_r$  - współczynniki stałe.

Współczynniki  $a_r, b_r$  ustala się tak, by fizyczna nadwyżka egzergii była we wszystkich punktach układu dodatnia, przy czym w punktach o najmniejszej egzergii powinny wystąpić wartości możliwie bliskie zera. W związku z tym należy wziąć pod uwagę takie 2 punkty ziębiarki, w których występuje najmniejsza egzergia, przy czym w jednym punkcie roztwór zawiera jak najwięcej  $\text{H}_2\text{O}$ , w drugim jak najwięcej  $\text{NH}_3$ .

Egzergię właściwą czynnika napędowego np. wody grzejnej lub pary, podobnie jak dla czynnika ziębiącego, można wyrazić wzorem (7).

Egzergię właściwą  $b_{w\text{ ch}}$  wody chłodzącej można wyrazić wzorem:

$$b_{w\text{ ch}} = i_{w\text{ ch}} - i_0 - T_0 (s_{w\text{ ch}} - s_0) + T_0 R \ln \frac{1}{\varphi_0} \quad (9)$$

gdzie:

$i_{w\text{ ch}}, s_{w\text{ ch}}$  - entalpia i entropia wody chłodzącej,

$i_0, s_0$  - entalpia i entropia wody chłodzącej w temperaturze otoczenia,

$\varphi_0$  - wilgotność powietrza otaczającego,

$R$  - stała gazowa pary wodnej.

Ostatni wyraz wzoru (9) znosi się w obliczeniach, jeżeli ilość wody pozostaje stała. Wyraz ten należy więc uwzględniać tylko przy obliczaniu egzergii wody traconej w chłodni wieżowej do otoczenia.

### 5. Obliczenie bilansu egzergetycznego - wykres Sankeya

Bilans egzergetyczny można bardzo przejrzysto przedstawić na wykresie Sankeya. Poszczególne wartości entalpii i entropii potrzebne do obliczenia wartości egzergii czynnika ziębiącego i roztworu, można odczytać z wykresów: udział gramowy - entalpia ( $g, i$ ) oraz udział gramowy - entropia ( $g, s$ ), po odtworzeniu na nich rzeczywistego obiegu ziębiarki absorpcyjnej [1], [2].

Dla przykładu rozważono ziębiarkę absorpcyjną do ziębienia solanki  $\text{CaCl}_2$  od temperatury  $t_{sl 1} = -5^\circ\text{C}$  do temperatury  $t_{sl 2} = -7^\circ\text{C}$ . Temperatura pomieszczenia ziębionego  $t_{zr} = -1^\circ\text{C}$ . Temperatura otoczenia  $t_o = 20^\circ\text{C}$ . Jako czynnik napędowy dla tej ziębiarki przyjęto parę wodną nasyconą suchą o ciśnieniu  $5,88 \text{ bar}^1$ ). Wodę chłodzącą pobiera się w dowolnej ilości z rzeki o  $t_w = 20^\circ\text{C}$ . Dla uproszczenia rozważań przyjęto wzorcową wydajność ziębiarki  $Q_1 = 4186,80 \text{ kJ/h}$ .

Ponieważ przy rozpatrywaniu obiegów, operuje się różnicami egzergii czynników termodynamicznych, przyjęto stany odniesienia w sposób następujący:

- 1) dla pary grzejnej,  $p_b = 5,88 \text{ bar}$   $t_b = 158^\circ\text{C}$ , stan ciekły.  
Stała  $a$  w równaniu (7a) ma wówczas wartość

$$a_N = -103,4 \text{ kJ/kg}$$

- 2) dla solanki ziębionej w parowaczu [5]  
 $t_{b sl} = -5^\circ\text{C}$   $c_{sl} = 3,35 \text{ kJ/(kg grd)}$ ,

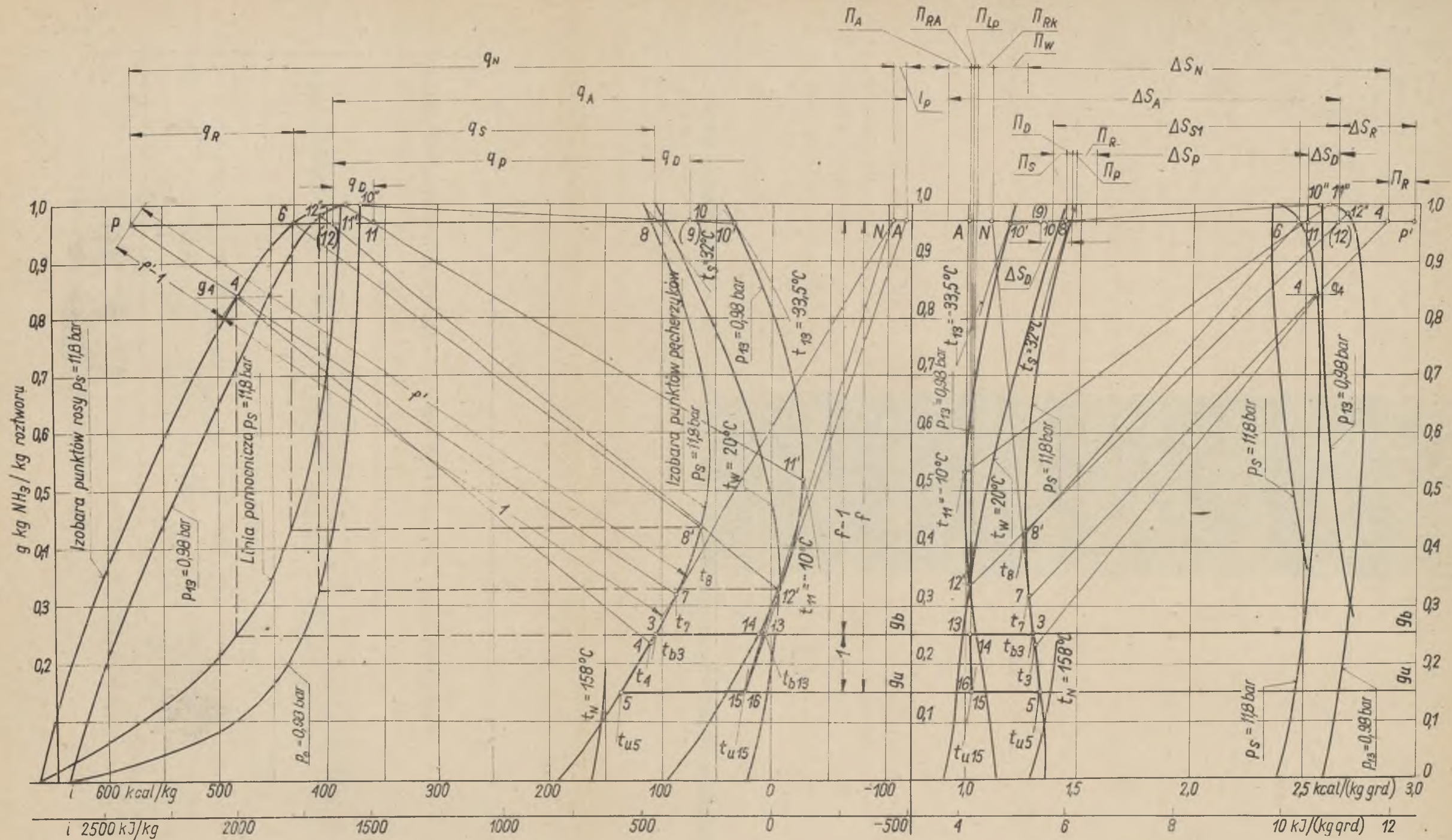
- 3) dla roztworu i czynnika ziębiącego współczynniki w równaniu (8) wynoszą:

$$a_r = 1096,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad b_r = 535,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg NH}_3}$$

Na rys. 2 przedstawiony jest obieg ziębiarki absorpcyjnej oraz wykreślne obliczenie jednostkowych przyrostów entalpii i entropii roztworu amoniaku uczestniczącego przy realizacji procesu ziębienia. Jest to tzw. metoda wykreślna obliczenia bilansu energetycznego oraz entropowego, która pozwala na określenie - w sposób szybki i dla celów praktycznych wystarczająco dokładny - wszystkich danych potrzebnych do obliczenia ziębiarki lub danych potrzebnych do sprawdzenia dobroci działania ziębiarki.

<sup>1)</sup> W niniejszej pracy podane są wartości ciśnień bezwzględnych.





Rys.2. Wykres obliczeniowy (g, i) oraz (g, s) jednostopniowej  
 ziębiarki absorpcyjnej

Tablica 1

Zestawienie bilansów energetycznych poszczególnych aparatów

Nazwa aparatu	Desorber W	Rektyfikator R	Skraplacz S	Dozbiębiacz D	Parowacz P	Absorber A	Rekuper. RK	Dziębiacz Zr
Wykres poglądowy procesu								
Jednostkowe przyrosty entalpii $q$ kJ/kg $\text{NH}_3$	$q_W = 2897,3$	$q_R = 623,8$	$q_S = 1356,5$	$q_D = 142,3$	$q_1 = 1201,6$	$q_A = 2143,6$	$q_{RK} = 3198,7$	$q_{Zr} = 1143,0$
Wydajność procesu $\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_i}{q_i}$ kJ/h	$\dot{Q}_W = 10090,2$	$\dot{Q}_R = 2171,3$	$\dot{Q}_S = 4726,9$	$\dot{Q}_D = 496,5$	$\dot{Q}_1 = 4186,8$	$\dot{Q}_A = 7452,5$	$\dot{Q}_{RK} = 11115,9$	$\dot{Q}_{Zr} = 3977,4$

Górna część wykresu ( $g, i$ ) roztworu wodnego amoniaku na rys. 2, pozwala na bezpośredni odczyt jednostkowych wartości bilansu energetycznego i substancjalnego (na 1 kg czynnika ziębiącego).

Na podstawie wykresu obliczeniowego, bilans energetyczny oraz ilości substancji obiegowych można przedstawić następująco:

Równanie bilansu energetycznego ziębiarki:

$$\dot{Q}_N + \dot{Q}_1 + \dot{L}_D = \dot{Q}_R + \dot{Q}_S + \dot{Q}_A$$

$$10090,2 + 4186,8 + 73,7 = 2171,3 + 4726,9 + 7452,5$$

Ilość czynnika napędowego

$$G_N = \frac{\dot{Q}_N}{\Delta i_N} = 4,82 \text{ kg/h}$$

Ilość czynnika ziębiącego w obiegu ziębiarki

$$G_{cz} = \frac{\dot{Q}_1}{q_1} = 3,48 \text{ kg/h}$$

Ilość roztworu bogatego wpływającego z absorbera

$$G_{r b} = f G_{cz} = 28,48 \text{ kg/h}$$

Ilość roztworu uboższego wpływającego do absorbera

$$G_{r u} = (f - 1) G_{cz} = 25,0 \text{ kg/h}$$

Ilość pary wytworzonej w wanniku przed rektyfikatorem

$$G_p = f' G_{cz} = 4,35 \text{ kg/h}$$

Ilość odcieku z ostatniej półki rektyfikatora

$$\dot{G}_r = (f' - 1) \dot{G}_{cz} = 0,87 \text{ kg/h}$$

gdzie:

- $f$  kg roztworu/kg  $\text{NH}_3$ <sup>1)</sup> - obieg właściwy roztworu,  
 $f'$  kg pary z warnika/kg  $\text{NH}_3$ <sup>1)</sup> - obieg właściwy pary desorbowa-  
nej.

Ilość wody chłodzącej absorber

$$\dot{G}_{wA} = \frac{\dot{Q}_A}{\Delta t_{wA}} = 356 \text{ kg/h}$$

Ilość wody chłodzącej skraplacz i deflegmator

$$\dot{G}_{wS+R} = \frac{\dot{Q}_{S+R}}{\Delta t_{wS+R}} = 226 \text{ kg/h}$$

Ilość solanki krążącej w obiegu

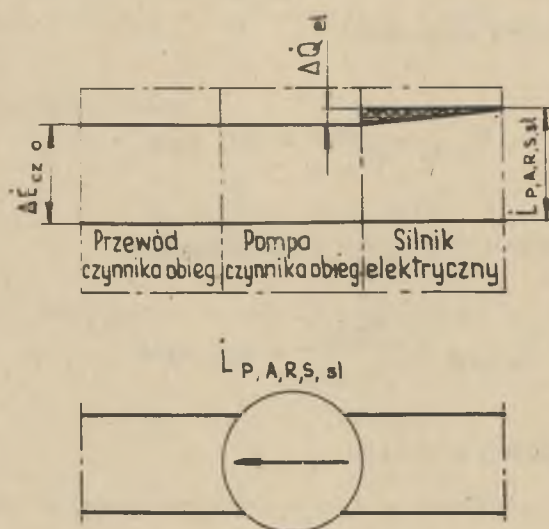
$$\dot{G}_{sl} = \frac{\dot{Q}_1}{c_{sl} \Delta t_{sl}} = 625,0 \text{ kg/h}$$

Przy obliczeniu bilansu pomp przyjęto, że ciepło wydzielone w silniku elektrycznym określone sprawnością  $\eta_{el}$  przejmują otoczenie, natomiast ciepło tarcia w pompie określone sprawnością  $\eta_c = \eta_i \eta_m$ , oraz ciepło tarcia wskutek oporów przepływu w rurociągach zostaje całkowicie przejęte przez pompowany czynnik. Wykres Sankeya bilansu energetycznego pompy, rzeczywisty i uproszczony, przedstawia rys. 3. Przyjęto również, że sprężanie czynnika pompowanego i jego dławienie wywołane oporami przepływu odbywa się przy tych samych parametrach termicznych  $T, v$ .

<sup>1)</sup> Naniesione i odczytane na wykresie (g,i).

Do obliczenia mocy napędowej przy pompowaniu czynników obiegowych posłużono się wzorem:

$$\dot{L} = \frac{\dot{G} \varepsilon (H_p + H_t)}{\eta_c \eta_{el}} \quad (10)$$



Rys. 3. Wykres Sankeya bilansu energetycznego pompy

gdzie:

- $\dot{G}$  - natężenie przepływu czynnika pompowanego,
- $\varepsilon$  - przyspieszenie grawitacyjne,
- $H_p, H_t$  - wysokości podnoszenia odpowiadające różnicy ciśnień między dwoma zbiornikami oraz spadkowi ciśnienia na opory przepływu czynnika pompowanego,
- $\eta_c, \eta_{el}$  - sprawność pompy i silnika.

W oparciu o powyższe założenia, bilans egzergetyczny pomp obliczono za pomocą wzorów:

Strata egzergii w silniku elektrycznym pompy

$$\Delta \dot{I}_{el} = \dot{I} (1 - \eta_{el})$$

Przyrost egzergii czynnika w obrębie pompy

$$\Delta \dot{B}_{cz p} = \dot{G} g (H_p + H_t) \frac{T_o}{T_p} \left( \frac{1}{\eta_c} \frac{T_p - T_o}{T_o} + 1 \right)$$

Strata egzergii w obrębie pompy

$$\Delta \dot{I}_{L p} = \dot{I} \eta_{el} - \Delta \dot{B}_{cz p}$$

Strata egzergii przez dławienie czynnika w przewodzie

$$\Delta \dot{I}_{t i} = \dot{G} g H_t \frac{T_o}{T_d}$$

Dodatek egzergii sprężania w czynniku pompowanym

$$\dot{B}_d = \left[ \dot{G} g (H_p + H_t) \frac{T_o}{T_p} \left( \frac{1}{\eta_c} \frac{T_p - T_o}{T_o} + 1 \right) - \dot{G} H_t \frac{T_o}{T_d} \right]$$

który stanowi różnicę pomiędzy przyrostem egzergii czynnika podczas sprężania w pompie i straty egzergii na dławienie w przewodzie.

Strata egzergii przez dławienie czynnika w zaworze dławiącym

$$\Delta \dot{I}_{R A} = \dot{G} g H_f \frac{T_o}{T_d}$$

gdzie:

$T_d, T_p$  - temperatura czynnika na dolocie i wylocie pompy lub zaworu.

Bilans egzergetyczny pompy roztworu

Przyjęto:  $\eta_{el} = 0,88$ ;  $\eta_c = 0,568$ ;  $H_p = 110$  m;  $H_t = 40$  m;

$$T_p = T_d = 303 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Moc napędowa silnika elektrycznego

$$\dot{L}_P = 83,7 \text{ kJ/h}$$

Strata egzergii w silniku elektrycznym

$$\Delta \dot{L}_{el} = 10,0 \text{ kJ/h}$$

Strata egzergii w pompie

$$\Delta \dot{L}_{LP} = 30,6 \text{ kJ/h}$$

Przyrost egzergii roztworu w pompie

$$\Delta \dot{B}_{LP} = 43,1 \text{ kJ/h}$$

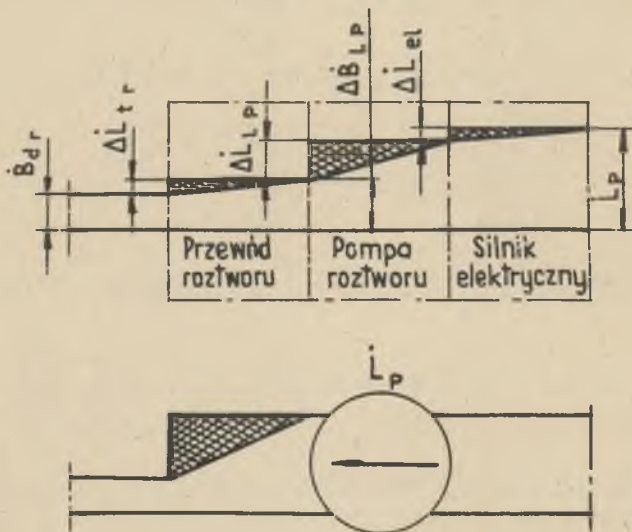
Strata egzergii w przewodzie

$$\Delta \dot{L}_{tr} = 10,9 \text{ kJ/h}$$

Dodatek egzergii sprężania roztworu

$$\dot{B}_{dr} = 32,2 \text{ kJ/h}$$

Powyższy bilans został odwzorowany za pomocą rzeczywistego i uproszczonego wykresu Sankeya (rys. 4).



Rys. 4. Wykres Sankeya bilansu egzergetycznego pompy roztworu

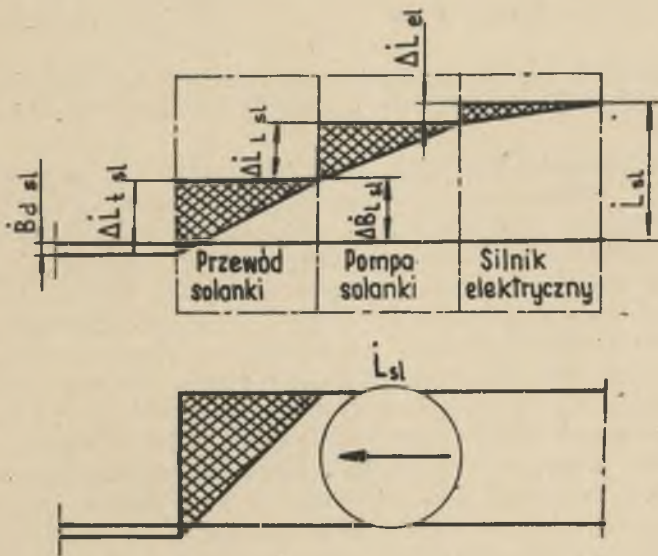
Bilans egzergetyczny pompy solanki:

Przyjęto:  $\eta_{el} = 0,86$ ;  $\eta_c = 0,515$ ;  $H_p = 0$ ;  $H_t = 20$  m;

$$T_p = T_d = 268 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Moc napędowa silnika elektrycznego	$\dot{L}_{sl} = 242,8 \text{ kJ/h}$
Strata egzergii w silniku elektrycznym	$\Delta \dot{L}_{el} = 33,9 \text{ kJ/h}$
Strata egzergii w pompie	$\Delta \dot{L}_{Lsl} = 97,1 \text{ kJ/h}$
Przyrost egzergii solanki w pompie	$\Delta \dot{B}_{Lsl} = 111,8 \text{ kJ/h}$
Strata egzergii w przewodzie	$\Delta \dot{L}_t sl = 134,0 \text{ kJ/h}$
Dodatek egzergii sprężania solanki	$B_d sl = -22,2 \text{ kJ/h}$

Bilans pompy solanki, podobnie jak pompy roztworu został odwzorowany na wykresie Sankeya (rys. 5).



Rys. 5. Wykres Sankeya bilansu egzergicznego pompy solanki

Bilans egzergiczny pompy wody chłodzącej absorber

Przyjęto:  $\eta_{el} = 0,9$ ;  $\eta_c = 0,623$ ;  $H_p = 0$ ;  $H_t = 20 \text{ m}$ ;  
 $T_d = T_p = T_o$

Moc napędowa silnika elektrycznego	$\dot{L}_A = 125,6 \text{ kJ/h}$
Strata egzergii w silniku elektrycznym	$\Delta \dot{L}_{el} = 12,6 \text{ kJ/h}$
Strata egzergii w pompie	$\Delta \dot{L}_{LA} = 43,1 \text{ kJ/h}$
Przyrost egzergii wody w pompie	$\Delta \dot{B}_{LA} = 69,9 \text{ kJ/h}$
Strata egzergii w przewodzie	$\Delta \dot{L}_t A = 69,9 \text{ kJ/h}$
Dodatek egzergii sprężania wody	$B_d A = 0,0 \text{ kJ/h}$



Bilans egzergetyczny pompy wody chłodzącej deflegmator i skraplacz

Przyjęto:  $\gamma_{el} = 0,893$ ;  $\gamma_o = 0,623$ ;  $H_p = 0$ ;  $H_t = 40$  m;

$$T_d = T_p = T_o$$

Moc napędowa silnika elektrycznego	$I_{R+S} = 159,1$ kJ/h
Strata egzergii w silniku elektrycznym	$\Delta I_{el} = 14,2$ kJ/h
Strata egzergii w pompie	$\Delta I_{R+S} = 56,1$ kJ/h
Przyrost egzergii wody w pompie	$\Delta B_{L R+S} = 88,8$ kJ/h
Strata egzergii w przewodzie	$\Delta I_{t R+S} = 88,8$ kJ/h
Dodatek egzergii sprężania wody	$B_d R+S = 0,0$ kJ/h.

Wykres Sankeya bilansu egzergetycznego pomp wody chłodzącej jest podobny do bilansu pomp roztworu i solanki z tym, że dla pomp wody  $B_d = 0$ .

W oparciu o sporządzony bilans energetyczny i substancjalny można przystąpić do obliczania bilansu egzergetycznego, który dla sporządzenia wykresu Sankeya, najlepiej zestawić w formie tabeli.

Obliczone wartości bilansu energetycznego i egzergetycznego zostały przedstawione za pomocą wykresów Sankeya odpowiednio, na rys. 6 - bilans energetyczny, na rys. 7 - bilans egzergetyczny. Osłony bilansowe rektyfikatora, skraplacza, absorbera pompy roztworu i pompy solanki na wykresie Sankeya bilansu egzergetycznego, obejmują zjawiska w przewodach czynników pompowanych. Z wykresu bilansu energetycznego wynika, że największe straty energii występują w absorberze, następnie w skraplaczu i deflegmatorze. Bilans energetyczny nie wykazuje żadnych strat w desorberze, parowaczu, rekuperatorze, doziębiaczu i zaworach dławiających. Bilans egzergetyczny pozwala w sposób właściwy ocenić straty w absorberze, skraplaczu i deflegmatorze, a ponadto ujawnia również pozostałe straty. Najistotniejszą zaletą bilansu egzergetycznego, jest ujawnienie właściwych proporcji wielkości strat w poszczególnych procesach ziębiarki. Z wykresu bilansu egzergetycznego widać np. wyraźnie, że dla rozpatrywanego przykładu, źródłem najpoważniejszych strat jest proces rozdzielania desorber i rektyfikator, a nie absorber, jak można by sądzić na podstawie bilansu energetycznego. Odmienność oceny strat w obu bilansach, znajduje również swój wyraz przy obliczaniu sprawności, które dla rozpatrywanej ziębiarki mają następujące wartości:

Stopień wykorzystania ciepła czynnika napędowego w ziębiarce

$$\epsilon = \frac{Q_2}{H} = 0,415$$

Obliczenie egzergii czynników obiegowych w ziębiarce absorpcyjnej

Lp.	N a z w a substancji lub przestrzeni ziębionej	p bar.	t °C	g kg NH <sub>3</sub> kg roztw.	i <sub>r</sub> kJ kg	s <sub>r</sub> kJ kg grd	a kJ kg	b kJ kg	G kg h	B kJ h	$\frac{B}{\Delta E_N}$ %
1	Para grzejna	5,88	158,0	0,00	2756,2	6,765	-103,4	670,62	4,82	3232,4	100,0
2	Skropliny pary	5,88	158,0	0,00	667,0	1,925	-103,4	0,00	4,82	0,0	0,0
3	Roztwór bogaty do desorbera	11,77	120,0	0,25	437,1	5,472	1230,9	64,68	28,48	1843,4	57,1
4	Para roztworu	11,77	123,0	0,84	2018,0	10,685	1547,1	434,45	4,35	1889,9	58,5
5	Roztwór ubogi z desorbera	11,77	144,0	0,15	561,9	5,577	1177,3	105,19	25,00	2629,7	81,4
6	Para do skraplacza	11,77	82,0	0,97	1804,5	10,260	1616,7	374,05	3,48	1301,7	40,3
7	Odciek z półek	11,77	105,0	0,32	364,2	5,321	1268,4	73,68	0,87	64,1	2,0
8	Czynnik skroplony	11,77	28,0	0,97	448,0	6,058	1616,7	289,59	3,48	1007,8	31,2
9	Czynnik doziebiony	11,77	-2,0	0,97	305,6	5,601	1616,7	280,92	3,48	977,6	30,2
10	Czynnik zdławiony	0,98	-33,0	0,97	305,6	5,652	1616,7	266,24	3,48	926,5	28,6
11	Para z parowacza	0,98	-10,0	0,97	1507,2	10,564	1616,7	33,80	3,48	117,6	3,6
12	Para z doziebiacza	0,98	20,0	0,97	1649,4	11,103	1616,7	12,99	3,48	45,2	1,4
13	Roztwór bogaty	0,98	30,0	0,25	31,4	4,291	1230,9	4,92	28,48	140,3	4,3
14	Roztwór bogaty pompowany <sup>1)</sup>	15,69	30,0	0,25	-	-	-	6,05	28,48	172,5	5,4
15	Roztwór ubogi z rekuperatora <sup>1)</sup>	11,77	40,0	0,15	105,5	4,291	1177,3	25,44	25,00	636,0	19,7
16	Roztwór ubogi zdławiony <sup>1)</sup>	0,98	40,0	0,15	-	-	-	24,44	25,00	610,9	18,9
17	Solanka z ziębni <sup>1)</sup>	0,98	-5,0	-	-	-	-	0,03	625,00	22,2	0,7
18	Solanka do parowacza <sup>1)</sup>	3,20	-5,0	-	-	-	-	0,00	625,00	0,0	0,0
19	Solanka oziebiona <sup>1)</sup>	3,20	-7,0	-	-	-	-	0,64	625,00	403,2	12,5
20	Komora ziębiona (ziębnia) <sup>1)</sup>	-	-	-	-	-	-	-	-	307,3	9,5

1) Wartości egzergii wyznaczone obliczeniowo. Pozostałe wartości egzergii obliczono w oparciu o odczyty z tablic dla pary wodnej [4] oraz z wykresów (g,i) i (g,s) [2].

## Zestawienie bilansu egzergetycznego ziębiarki absorpcyjnej

	Ip.	N a z w a	Symbol	kJ/h	%
Egzergia napędowa ziębiarki	1	Czynnik napędowy	$\Delta B_N$	3232,4	100,0
	2	Pompa roztworu	$\dot{L}_P$	83,7	2,6
	3	Pompa solanki	$\dot{L}_{sl}$	242,8	7,5
	4	Pompa wody chłodzącej deflegm.	$\dot{L}_R$	79,5	2,5
	5	Pompa wody chłodzącej skraplacz	$\dot{L}_S$	79,5	2,5
	6	Pompa wody chłodzącej absorber	$\dot{L}_A$	125,6	3,9
Suma egzergii doprowadzanej do ziębiarki			$\Delta B_N + \dot{L}_N$	3843,5	119,0
Straty egzergii w obiegach wewnętrznych ziębiarki $\Delta L_i$	1	Desorber	$\Delta \dot{L}_W$	620,1	19,2
	2	Rektyfikator	$\Delta \dot{L}_R$	524,1	16,2
	3	Skraplacz	$\Delta \dot{L}_S$	293,9	9,1
	4	Doziewbiacz	$\Delta \dot{L}_D$	102,7	3,2
	5	Zawór dławiaczy czynnik	$\Delta \dot{L}_{RP}$	51,1	1,6
	6	Absorber	$\Delta \dot{L}_A$	515,8	16,0
	7	Rekuperator	$\Delta \dot{L}_{Rk}$	322,8	10,0
	8	Zawór dławiaczy roztwór	$\Delta \dot{L}_{RA}$	25,1	0,8
	9	Silnik i pompa roztworu	$\Delta \dot{L}_{LP}$	40,6	1,3
	10	Opory przepływu	$\Delta \dot{L}_{ti}$	10,9	0,3
	11	Zapowietrzenie	$\Delta \dot{L}_g$	0,0	0,0
	12	Niezamierzone przenikanie ciepła	$\Delta \dot{L}_{ci}$	0,0	0,0
	13	Nieszczelność	$\Delta \dot{L}_{czo}$	0,0	0,0
			R a z e m	2507,1	77,7
Straty egzergii w obiegach zewnętrznych $\Delta L_z$	14	Parowacz	$\Delta \dot{L}_P$	405,7	12,5
	15	Oziewbiacz	$\Delta \dot{L}_{\dot{z}r}$	73,7	2,3
	16	Silniki i pompy obiegów zewn.	$\Delta \dot{L}_L$	257,1	7,9
	17	Opory przepływu	$\Delta \dot{L}_{tz}$	292,6	9,1
	18	Niezamierzone przenikanie ciepła	$\Delta \dot{L}_{cz}$	0,0	0,0
	19	Parowanie wody do otoczenia	$\Delta \dot{L}_{wch}$	0,0	0,0
			R a z e m	1029,1	31,8
Skutek egzergetyczny ziębienia komory			$\Delta B_{\dot{z}r}$	307,3	9,5
Suma egzergii odprowadzanej i strat egzergii			$\Delta B_z + \Delta \dot{L}$	3843,5	119,0
	1	Wydajność egzergetyczna ziębiarki	$\Delta B_1$	808,9	25,0
	2	Skutek egzergetyczny ziębienia solanki	$\Delta B_{sl}$	403,2	12,5

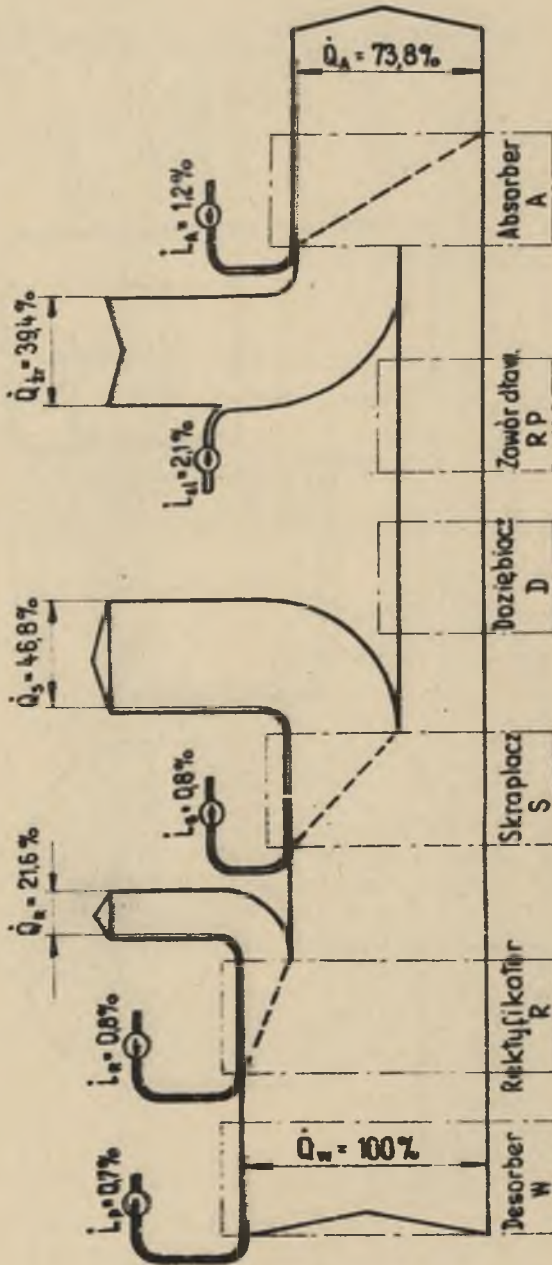
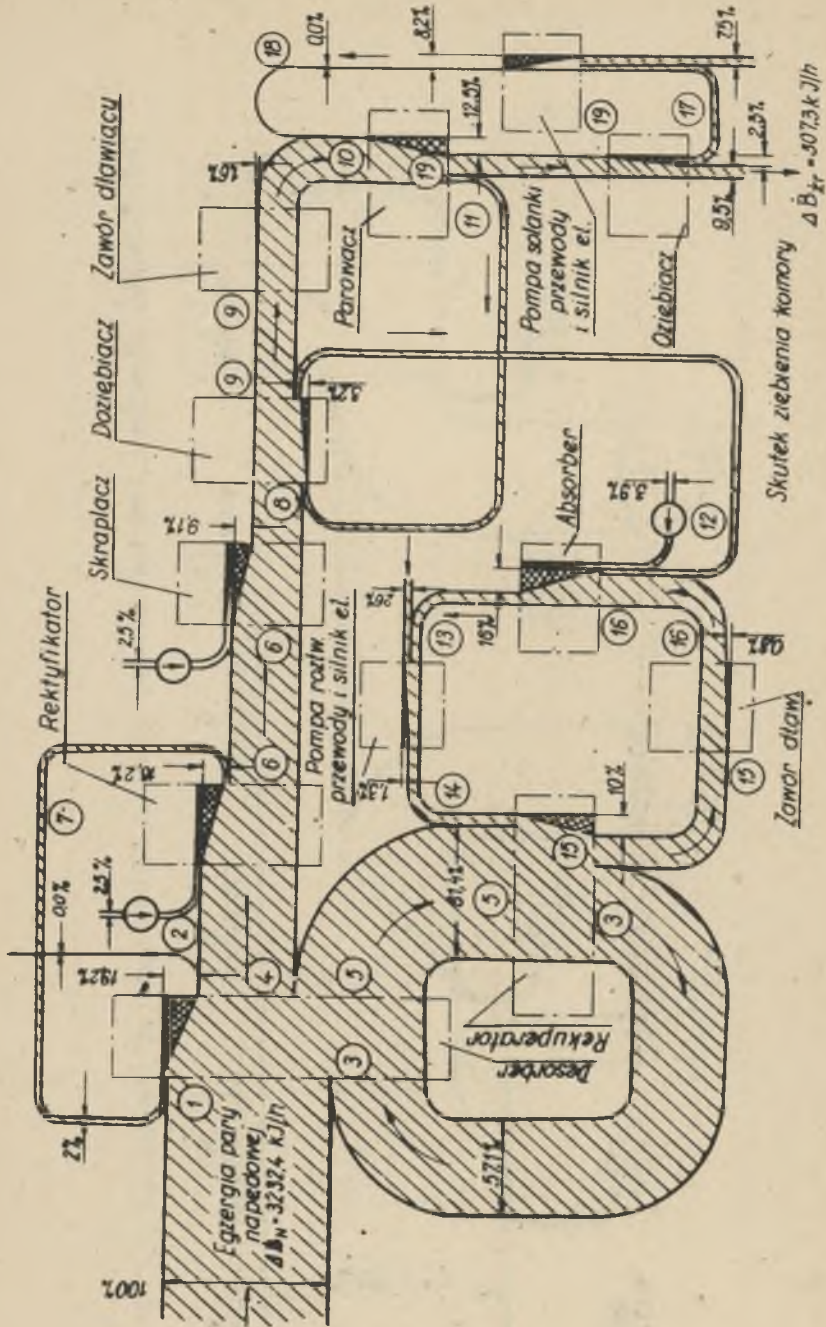


Рис. 6. Выкres Санкеяа билансу энергетычногоа једностопной зięбаркы абсорпцыйной



Rys. 7. Wykres Sankeya bilansu egzergetycznego zięblarki absorpcyjnej

Sprawność termiczna wewnętrzna ziębiarki

$$\varepsilon_{z i} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_N + \frac{T_N}{T_N - T_0} \dot{I}_P} = 0,404$$

Sprawność termiczna ziębiarki cieplnej działającej podług obiegu Carnota

$$\varepsilon_{z o C} = \frac{T_{\dot{z}r} \frac{T_N - T_0}{T_N}}{T_0 - T_{\dot{z}r}} = 4,14$$

Sprawność egzergetyczna wewnętrzna ziębiarki wg równania (3)

$$\eta_{b i} = 0,244$$

Sprawność egzergetyczna efektywna ziębiarki wg wzoru (4)

$$\eta_{b e} = 0,0926$$

Sprawność egzergetyczna ogólna ziębiarki na podstawie równania (5)

$$\eta_{b o} = 0,08$$

Dla celów praktycznych, przy ocenie ekonomiczności ziębiarki absorpcyjnej, można posłużyć się znacznie prostszą metodą obliczania strat egzergii w oparciu o prawo Gouya-Stodoli, które w zastosowaniu do ziębiarki absorpcyjnej przedstawionej na rys. 1 wyraża się wzorem:

$$\Delta \dot{L} = \dot{\Pi} T_0 = \dot{\Pi}_i T_0 + \dot{\Pi}_z T_0 \quad (11)$$

gdzie:

$\Delta \dot{L}$  - suma wszystkich strat egzergii,

$\dot{\Pi}_i$  - suma przyrostów entropii wszystkich ciał w procesach wewnętrznych ziębiarki [wewnątrz osłony bilansowej (rys. 1)]

$\dot{\pi}_z$  - suma przyrostów entropii wszystkich ciał biorących udział w procesach ziębiarki poza osłoną bilansową ziębiarki, obciążających ziębiarkę,

$T_0$  - temperatura otoczenia.

Do wyznaczenia przyrostów entropii w głównych procesach wewnętrznych ziębiarki, można posłużyć się wykresem  $(g, s)$  roztworu wodnego amoniaku. Odtworzenie na wykresie  $(g, s)$  obiegu ziębiarki absorpcyjnej, przy zastosowaniu wykreślnej metody obliczeniowej, umożliwia liczbowe określenie przyrostów entropii w poszczególnych procesach ziębiarki. Stosując metodę rzutów biegunowych w odniesieniu do strumieni czynników obiegowych oraz nanosząc przyrosty entropii strumieni czynników przecinających osłonę bilansową, odczytuje się wprost z wykresu, sumy przyrostów entropii w poszczególnych procesach ziębiarki (rys. 2), gdzie indeksy wyróżniające poszczególne przyrosty entropii, odpowiadają oznaczeniom aparatów przyjętym na schemacie ziębiarki (rys. 1).

Suma jednostkowych przyrostów entropii w procesach ziębiarki określonych na wykresie  $(g, s)$  ma więc postać [1]

$$\dot{\pi} = \dot{\pi}_W + \dot{\pi}_R + \dot{\pi}_{Rk} + \dot{\pi}_A + \dot{\pi}_S + \dot{\pi}_{RP} + \dot{\pi}_{RA} + \dot{\pi}_P \quad (12)$$

gdzie indeksy przy jednostkowych przyrostach entropii oznaczają to samo co we wzorach (2a) i (2b).

Suma przyrostów entropii w procesie ziębienia solanki

$$\dot{\pi} = \dot{G}_{cz} \bar{\pi} \quad (13)$$

Sprawność egzergetyczną można wyrazić wzorem:

$$\eta_b = \frac{-\Delta B_N - \dot{\pi} T_0}{-\Delta B_N + \dot{L}_P} \quad (14)$$

Sprawność egzergetyczna ziębienia solanki z rozważonego wyżej przykładu obliczona w oparciu o sporządzony bilans egzergetyczny wynosi:

$$\eta_b = \frac{\Delta B_{sl}}{-\Delta B_N + \dot{L}_P} = 0,122$$

Z równania zaś (14) otrzymuje się:

$$\eta_b = 0,126$$

Sprawność egzergetyczna obliczona za pomocą wzoru ogólnego (5a) dla założonych stałych temperatur źródeł energetycznych, ma wartość:

$$\eta_b = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_N + \frac{T_N}{T_N - T_0} \dot{L}_p} \frac{T_N}{T_{sl}} \frac{T_0 - T_{sl}}{T_N - T_0} = 0,123$$

Obliczone liczby wskazują, że sprawność egzergetyczna rozpatrywanej ziębiarki absorpcyjnej jest bardzo mała. Tak mała sprawność egzergetyczna wynika z faktu, że autorzy celowo przyjęli szczególnie niekorzystne warunki pracy po stronie odbiorców zimna i słabo zrektyfikowany czynnik ziębiący, do realizacji procesu ziębienia. Chodziło o bardziej obrazowe przedstawienie na wykresach (g,i) oraz (g,s) wykreślnej metody obliczeniowej bilansu cieplnego i sumy przyrostów entropii. W praktyce przyjmuje się zwykle udział amoniaku w skraplanym roztworze  $g = 0,995$  i wówczas nie jest konieczne uciekanie się do tak dużej różnicy temperatur pomiędzy początkiem i końcem procesu parowania, jak to miało miejsce w przytoczonej ziębiarce (na początku  $-33^{\circ}\text{C}$ , na końcu  $-10^{\circ}\text{C}$ , solanką  $-7^{\circ}\text{C}$ ). W praktyce stosuje się poza tym większe podgrzanie solanki w odbiornikach zimna ( $t = 3^{\circ}\text{C}$  do  $5^{\circ}\text{C}$ ) oraz zmienną temperaturę czynnika napędowego (para przegrzana a skropliny przechłodzone lub woda gorąca o dużym spadku temperatury albo wreszcie gorące spaliny). Oczywiście w takim przypadku, sprawność egzergetyczna ziębiarki absorpcyjnej obliczona za pomocą wzoru ogólnego (5a) dla założonych stałych temperatur źródeł energetycznych, byłaby obciążona poważnym błędem.

Obliczanie egzergii strumieni czynników obiegowych w ziębiarce absorpcyjnej, bilansowanie egzergii czynników w poszczególnych procesach, jest żmudne i nie daje pełnego obrazu alternatywnych możliwości realizacji tych procesów i ich wzajemnego wpływu na siebie. Straty egzergii w ziębiarce absorpcyjnej, obliczone w oparciu o prawo Gouya-Stodoli i wartości przyrostów entropii z wykresu (g,s) jakkolwiek mogą być obciążone błędami wynikającymi z niedokładności wykonania wykresów i niedoskonałości obliczeń metodą wykreślną, można już na pierwszy rzut oka szacować, redukować i przesuwac z urządzeń nadmiernie obciążonych, na urządzenia niedociążone, co ma zasadnicze znaczenie przede wszystkim dla konstruk-



torów i użytkowników. Można również sporządzić wykresy  $(i,b)$  i  $(g,b)$  dla roztworu wodnego amoniaku i na nich analizować obieg absorpcyjny. Wykresy te jednak w porównaniu z wykresem  $(g,s)$  mają tę niedogodność, że egzergia właściwa roztworu jest naniesiona i odczytywana dla przyjętej, ściśle określonej temperatury otoczenia. Wykresy tego typu mogą mieć zastosowanie przy konstruowaniu urządzeń i analizach porównawczych a priori, natomiast wykres  $(g,s)$  może być wykorzystany również do analizy pomiarów przeprowadzonych na urządzeniu w danych warunkach otoczenia.

## LITERATURA

- [1] Fr. BOŠNJAKOVIĆ: Technische Thermodynamik II Teil, 1960.
- [2] Fr. BOŠNJAKOVIĆ: Diagramm - Mappe, 2 Auflage, 1961.
- [3] W.A. KYRILLIN i A.E. SZEJNDLIN: Tiermodinamika rastworow, 1956.
- [4] St. OCHĘDUSZKO: Teoria Maszyn Ciepłych, część I i II 1961.
- [5] St. OCHĘDUSZKO, J. SZARGUT: Zbiór Żadań z Termodynamiki Technicznej, 1960.
- [6] L.M. ROZENFELD i A.G. TKACZEW: Chołodilnyje maszyny i apparaty, 1960.
- [7] J. SZARGUT: Termodynamika Techniczna dla kierunków nieenergetycznych, 1960.
- [8] J. SZARGUT: Bilans eksergetyczny procesów ciepłych, Energetyka Przemysłowa, 1961, nr 3.
- [9] J. SZARGUT: Pojęcie egzergii w odróżnieniu od energii i możliwości praktycznego stosowania egzergii, Energetyka Przemysłowa, 1962, nr 11.
- [10] J. SZARGUT, R. PETELA: Zastosowanie egzergii do oceny ekonomicznej strat dławienia, Archiwum Budowy Maszyn, 1964.

## ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС АБСОРБИЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

## Р е з ю м е

За основу оценки качества работы абсорбционной холодильной установки можно принять сумму потерь эксергии во внутренних и внешних процессах установки. Расчет эксергетических балансов отдельных процессов и нанесение значений эксергии термодинамических агентов на диаграмме Сенки дает представление разложения потерь эксергии в абсорбционной установке и подтверждает преимущество эксергетического баланса над тепловым, который выявляет только потери энергии. Кроме источников потерь, выявленных в тепловом балансе, эксергетический баланс показывает потери в десорбере, теплообменнике, переохладителе, дроссельном вентиле и охладителях.

Эксергетический баланс включает в себя, кроме того, более точно, чем тепловой баланс, количественные пропорции потерь в абсорбционной установке. Для практических целей можно очень быстро рассчитать потери эксергии пользуясь законом Гуя-Стодоли, а графически - при помощи диаграмм:  $(g, i)$  - весовая доля, энтальпия и  $(g, s)$  - весовая доля, энтропия.

На основе формулы для расчета эксергетического КПД абсорбционной установки [уравнение (5a)], можно прийти к выводу, что тепловой коэффициент абсорбционной установки лучше было бы выражать при помощи наиболее общей формулы

$$\epsilon_E = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_N + \frac{T_N}{T_N - T_0} \dot{I}}$$

вместо часто применяемых формул

$$\epsilon_E = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_N}$$

или

$$\epsilon_E = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_N + \dot{I}}$$

## THE EXERGETIC BALANCE OF ABSORPTION REFRIGERATING SYSTEMS

## S u m m a r y

For economical evaluation of an absorption refrigerating system is advisable to consider internal and external losses of exergy. Exergetic balance calculation of each of the particular processes makes possible to present the substance's exergy values in a form of the Sankey's chart which illustrates exergy losses plotting in the absorption system. The exergetic balance has the advantage over the energetic balance, as it shows not only results of losses but also their sources and places. Besides those, revealed in the energetic balance it reveals also losses in such places as reboiler, distillation column, liquor heat exchanger, evaporator, pre-cooler, cooler and expansion valve.

The exergetic balance demonstrates also more properly than the energetic balance the quantitative loss proportions in absorption system. Exergy losses, given by Gouy - Stodola's formula, may be easily and quickly obtained by means of graphical calculation method, when using concentration - enthalpy ( $g, i$ ) and concentration - entropy ( $g, s$ ), diagrams.

From equation (5a) may be clearly seen that the proper expression for the thermal efficiency of an absorption refrigerating system should be formula

$$\varepsilon_z = \frac{\dot{Q}_z}{\dot{Q}_N + \frac{T_N}{T_N - T_0} \dot{L}}$$

instead of commonly used formulas

$$\varepsilon_z = \frac{\dot{Q}_z}{\dot{Q}_N} \quad \text{or} \quad \varepsilon_z = \frac{\dot{Q}_z}{\dot{Q}_N + \dot{L}}$$