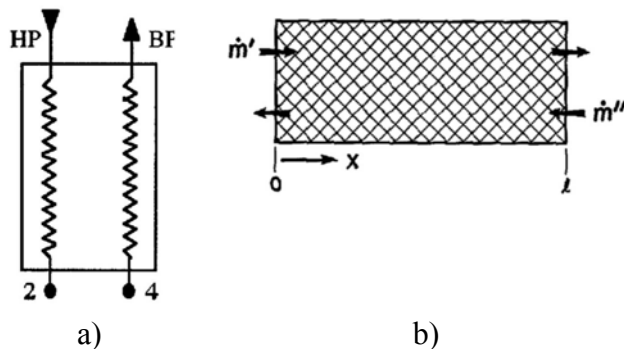


5. Obiegi wielostopniowe (kaskadowe). Metoda obliczania obiegów kaskadowych.

W każdym, dowolnie skomplikowanym obiegu kriogenicznym można wyróżnić stopnie, w których wytwarzana jest moc chłodnicza przez realizację pojedynczego procesu termodynamicznego. Zastosowanie wielu stopni w obiegu pozwala na wytwarzanie mocy chłodniczej na różnych poziomach temperatury, a więc na minimalizację pracy skraplania gazów lub nakładów energetycznych na kriostatowanie obiektów.

W skład stopni chłodziarek i skraplaarek kriogenicznych wchodzi wymienniki ciepła pozwalające na wstępne obniżenie temperatury gazu przed realizacją procesu termodynamicznego wytwarzającego moc chłodniczą. Moc chłodnicza jest wytwarzana przez odparowanie doprowadzanej z zewnątrz cieczy kriogenicznej, rozprężanie gazu z wykonaniem pracy zewnętrznej, wypływ swobodny gazu lub jego dławienie.

Stosowane w urządzeniach kriogenicznych wymienniki są dwojakiego rodzaju: rekuperatory lub regeneratory. Zasadę działania rekuperatora i regeneratora przedstawia rysunek 1.



Rysunek 1. Wymienniki ciepła stosowane w urządzeniach kriogenicznych, a- rekuperator, b - regenerator.

W rekuperatorze można wyróżnić dwa strumienie gazu: wysokociśnieniowy strumień pierwotny (HP) i niskociśnieniowy strumień powrotny (BP). Gaz w strumieniu pierwotnym oziębia się, natomiast gaz w strumieniu powrotnym - ogrzewa. Rekuperatory pracują w sposób ciągły. Zwróćmy uwagę, że w przypadku skraplaarek, niskociśnieniowy strumień powrotny w rekuperatorze jest mniejszy od wysokociśnieniowego strumienia pierwotnego o tę ilość gazu, która ulega skropleniu w końcowym stopniu skraplarki.

Przez regenerator gaz przepływa cyklicznie raz w jednym, raz w drugim kierunku. W trakcie przepływu przez regenerator ciepły gaz będący pod wysokim ciśnieniem oziębia się, następnie przechodzi przemianę, w której jego temperatura jeszcze bardziej obniża się i ponownie przepływając przez regenerator ogrzewa się, oziębiając równocześnie wypełnienie regeneratora. Regeneratory pracują zawsze w sposób niestacjonarny. Wypełnieniem regeneratora powinien być materiał porowaty o dużej pojemności cieplnej (np. kulki ołowiane).

W dalszej części tego rozdziału zostaną przeanalizowane stopnie wyposażone w rekuperacyjne wymienniki ciepła.

W stopniach takich procesami prowadzącymi do wytworzenia mocy chłodniczej mogą być:

- wymiana ciepła z zewnętrznym źródłem oziębiania,

- rozprężanie z wykonaniem pracy zewnętrznej,
- dławienie.

W stopniach z rekuperacyjnymi wymiennikami ciepła w zasadzie nie stosuje się procesu swobodnego wypływu gazu. Proces swobodnego wypływu jest realizowany w chłodziarkach wyposażonych w wymienniki regeneracyjne (omówione w dalszej części wykładu chłodziarki McMahona i rury pulsacyjne).

Pomimo złożonej budowy skraplarek kriogenicznych, szczególnie o dużej wydajności skraplania, różnorodność stopni, z których są one zbudowane jest stosunkowo niewielka.

Przed wszystkim są to:

- stopnie z zewnętrznym źródłem oziębiania,
- stopnie z rozprężarką,
- stopnie z dławieniem.

W dalszej analizie poszczególne stopnie kriogeniczne będą traktowane jako otwarte systemy termodynamiczne działające w stanach stacjonarnych. Podstawowym równaniem jest bilans energii stopnia, który w sposób ogólny przedstawia wyrażenie 1:

$$\sum_k \dot{L}_k + \sum_k \dot{M}_k h_k + \sum_k \dot{Q}_k = 0 \quad (1)$$

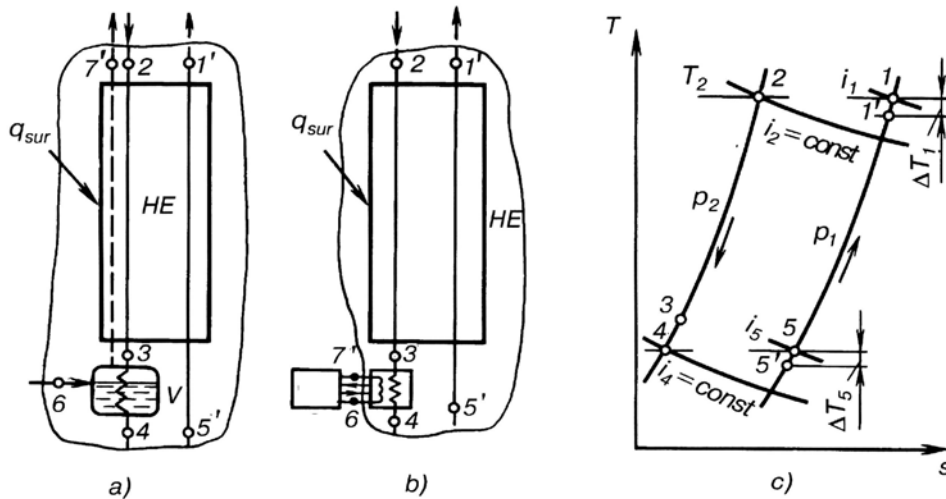
gdzie: \dot{L}_k - praca mechaniczna wykonana w jednostce czasu [W], \dot{M}_k - strumień masowy wpływający lub wypływający ze stopnia [kg/s], h_i - właściwa entalpia [J/kg] \dot{Q}_k - strumień ciepła wpływający lub wypływający ze stopnia [W].

W bilansach energetycznych poszczególnych stopni skraplarek i chłodziarek kriogenicznych z reguły pomija się energie potencjalną i kinetyczną.

5.1. Stopień z zewnętrznym źródłem oziębiania.

W stopniu z zewnętrznym źródłem oziębiania moc chłodnicza jest wytwarzana dzięki wymianie ciepła z niskotemperaturowym źródłem ciepła, którym może być ciekły gaz doprowadzany z zewnątrz do stopnia lub autonomiczna chłodziarka kriogeniczna np. typu Gifforda-McMahona, Stirlinga, rura pulsacyjna lub inna.

Schemat stopnia z zewnętrznym źródłem oziębiania przedstawia rysunek 2.



Rys. 2. Schemat stopnia z zewnętrznym źródłem oziębiania, a- z wanną z ciekłym gazem (np. azotem), b - z autonomiczną chłodziarką, c- odwzorowanie procesów zachodzących w stopniu na wykresie T-s.

Jeżeli w stopniu wykorzystywana jest wanna z ciekłym gazem, to parametry gazu na wejściu do stopnia określa punkt 6 (rysunek 2c). Strumień \dot{M}_o odparowuje powodując obniżenie temperatury gazu w strumieniu pierwotnym od temperatury T_3 do temperatury T_4 . Następnie pary cieczy przechodzą przez wymiennik ciepła HX i ogrzewają się do temperatury T_7 . Ciecz doprowadzana do stopnia może być skraplana w zewnętrznej skraplarce lub w pomocniczym obiegu pracującym równolegle do obiegu głównego. Chłodziwa najczęściej stosowane jako zewnętrzne źródła oziębiania to: amoniak, freony, azot, wodór, neon. Jeżeli zewnętrznym źródłem oziębiania jest chłodziarka, to ciepło od strumienia pierwotnego jest odbierane również w przedziale temperatur T_3 - T_4 , natomiast przez wymiennik ciepła HE nie przepływają pary cieczy - porównaj położenia punktu 7' na rysunkach 2a i 2b.

Pierwotny strumień gazu \dot{M} obniża temperaturę od T_2 do T_4 , natomiast strumień powrotny ($\dot{M} - \dot{m}$) ogrzewa się od T_5 do T_1 . Jak już wspomniano w przypadku skraplarek strumień pierwotny jest większy od strumienia powrotnego o \dot{m} , czyli tę ilość gazu, która ulega skropleniu w końcowym stopniu skraplarki.

Bilans energii "i-tego" stopnia z wewnętrznym źródłem oziębiania wynika z zastosowania równania (1) do schematu przedstawionego na rysunku 1a. Zwróćmy uwagę, że w bilansie energetycznym takiego stopnia nie występują składniki związane z wykonaniem pracy zewnętrznej, a jedynie składniki opisujące energie strumieni substancji i strumieni ciepła:

$$\dot{M}_i h_2 + (\dot{M}_i - \dot{m}) h_5 + \dot{M}_o h_6 + \dot{M}_i q_s - (\dot{M}_i - \dot{m}) h_1 - \dot{M}_i h_4 - \dot{M} h_7 = 0 \quad (2)$$

W równaniu 2 określono całkowity strumień ciepła dopływający do stopnia z otoczenia jako iloczyn strumienia pierwotnego gazu oraz jednostkowego strumienia ciepła q [J/kg]. Taki sposób określania strat ciepłych pozwala na porównanie ze sobą różnych rozwiązań technicznych izolacji cieplnej, niezależnie od ich wydajności chłodniczej stopnia. Zwróćmy uwagę, że pomiędzy pierwotnym i powrotnym strumieniem gazu panuje różnica temperatur, która na "ciepłym" końcu wymiennika jest równa $\Delta T_1 = T_2 - T_1$, przy czym $T_2 = T_1$

(porównaj rysunek 2). Podobnie na "zimnym" końcu wymiennika otrzymujemy $\Delta T_5 = T_4 - T_5'$, przy czym $T_4 = T_5'$.

Wprowadzając oznaczenia: $\Delta h_{T1} = h_1 - h_2$ oraz $\Delta h_T = h_5 - h_4$ i przekształcając równanie (2) otrzymujemy równanie opisujące moc chłodniczą $\dot{Q}_o = \dot{M}_o (h_{7'} - h_6)$ stopnia z zewnętrznym źródłem oziębienia:

$$\dot{Q}_o = \dot{M}_o (h_{7'} - h_6) = \dot{m}(h_{1'} - h_{5'}) + \dot{M}_i [(\Delta h_{T5} - \Delta h_{T1}) + c_p (\Delta T_1 - \Delta T_5) + q_s] \quad (3)$$

Lewa strona równania (3) określa wydajność zewnętrznego źródła oziębienia konieczną na obniżenie temperatury od $T_{1'}$ do $T_{5'}$, strumienia gazu \dot{m} , który następnie ulegnie skropleniu oraz na kompensację strat mocy chłodniczej w analizowanym stopniu.

Straty te wynikają z:

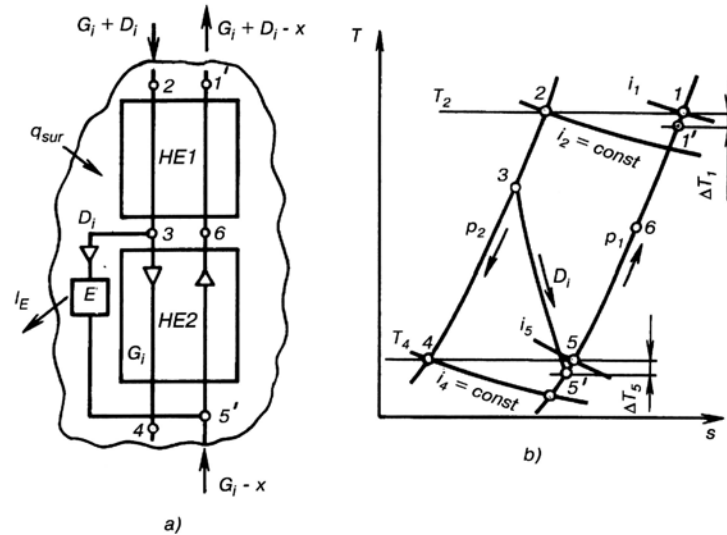
- Różnicy w izotermicznym efekcie dławienia Δh_T na ciepłym i zimnym końcu wymiennika ciepła. W przypadku gazów rzeczywistych efekt ten zależy od temperatury i wzrasta wraz z obniżaniem temperatury gazu. Straty te są równe $\dot{M}_i (\Delta h_{T5} - \Delta h_{T1})$ i wynikają z własności gazu, a więc nie można ich uniknąć przez zmiany konstrukcyjne stopnia, a jedynie przez modyfikacje własności termodynamicznych czynnika roboczego (np. zastąpienie czystego gazu mieszaniną). Zauważmy, że jeżeli analizujemy jedynie pojedynczy i-ty stopień, to niezerowa wartość $\dot{M}_i (\Delta h_{T5} - \Delta h_{T1})$ oznacza stratę mocy chłodniczej w tym stopniu. Jeżeli jednak analizowany jest cały obieg, to strata ta jest kompensowana wzrostem mocy chłodniczej ostatniego stopnia, w którym gaz jest dławiony przy większym izotermicznym efekcie dławienia Δh_T .
- Różnicy temperatury gazu pomiędzy strumieniem pierwotnym i strumieniem powrotnym gazu w stopniu. Straty te są równe $\dot{M}_i c_p (\Delta T_1 - \Delta T_5)$ i mogą być ograniczane przez prawidłową konstrukcję wymiennika ciepła, prowadzącą do niewielkiej różnicy temperatur pomiędzy strumieniami gazu.
- Straty wynikające z dopływów ciepła z otoczenia q_s . Straty te można silnie ograniczyć przez dobrze wykonaną izolację cieplną stopnia. Całkowite uniknięcie dopływów ciepła z otoczenia nie jest jednak możliwe.

Jeżeli znana jest wydajność chłodnicza \dot{Q}_o stopnia z zewnętrznym chłodzeniem, to na podstawie równania (3) ilość zużywanej cieczy jest równa:

$$\dot{M} = \frac{\dot{Q}_o}{h_{7'} - h_6} \quad (4)$$

5.2 Stopień z rozprężarką.

Schemat stopnia z rozprężarką oraz odwzorowanie procesów na wykresie T-s przedstawia rysunek 3.



Rysunek 3. Stopień z rozprężarką, a - schemat stopnia, b - odwzorowanie procesów na wykresie T-s.

Moc chłodnicza tego stopnia jest wytwarzana w trakcie adiabatycznego rozprężania strumienia gazu \dot{D}_i w rozprężarce E. Wytworzona moc mechaniczna jest równa

$L_E = \dot{D}_i (h_3 - h_{5'})$ i jest wyprowadzana na zewnątrz stopnia. Praca rozprężania miałaby wartość maksymalną, gdyby proces rozprężania przebiegał izentropowo. W rzeczywistości zawsze następuje wzrost entropii rozprężanego czynnika, natomiast pracę rozprężarki charakteryzuje izentropowa sprawność $\eta_s = \Delta h_{3-5'} / \Delta h_s$ równa stosunkowi rzeczywistego spadku entalpii do spadku entalpii w procesie idealnym (izentropowym). Izentropowe sprawności η_s wahają się w dość szerokich granicach i są równe około 0,7 ... 0,8 w przypadku rozprężarek tłokowych, oraz 0,72 ... 0,85 w przypadku rozprężarek turbinowych. Ogólna zasada mówi, że im większa wydajność rozprężarki, tym wyższa jej sprawność.

Bilans energetyczny stopnia z rozprężarką opisuje równanie 5:

$$\left(\dot{M}_i + \dot{D}_i \right) h_2 + \left(\dot{M}_i - \dot{m} \right) h_{5'} - \dot{M}_i h_4 - \left(\dot{M}_i + \dot{D}_i - \dot{m} \right) h_{1'} - \dot{D}_i (h_3 - h_{5'}) + \dot{M}_i q_s = 0 \quad (5)$$

Przekształcając równanie (5) otrzymujemy wyrażenie (6) opisujące wydajność chłodniczą stopnia z rozprężarką, analogiczne do równania (3):

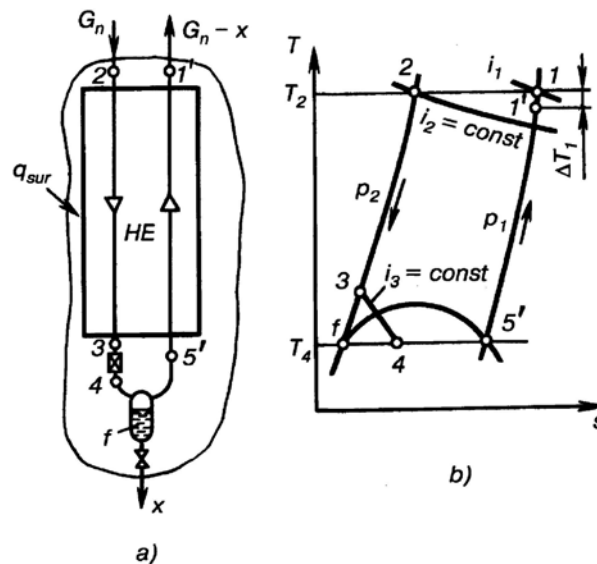
$$\dot{Q}_E = \dot{D}_i (\Delta h_{si} \eta_{si} + \Delta h_{T1i} - c_p \Delta T_1) = \dot{m} (h_{1'} - h_{5'}) + \dot{M}_i [(\Delta h_{T5} - \Delta h_{T1}) + c_p (\Delta T_1 - \Delta T_5) + q_s] \quad (6)$$

Lewa strona równania (6) opisuje moc chłodniczą stopnia, która jest równa spadkowi entalpii gazu w rozprężarce $D_i \Delta h_{si} \eta_{si}$ powiększonej o izotermiczny efekt dławienia $D_i \Delta h_{T1i}$ i pomniejszonej o straty wynikłe z niedoskonałości procesu odzysku ciepła w wymienniku (niedorekuperacji) $D_i c_p \Delta T_1$. Prawa strona równania (6) jest sumą spadku entalpii w analizowanym stopniu tej części gazu, która w dalszych stopniach ulegnie skropleniu oraz strat omówionych szczegółowo przy dyskusji równania (3).

Możliwe są również inne konfiguracje stopni rozprężarką, np. rozprężanie całego lub części gazu do ciśnienia pośredniego p_m .

5.3 Stopień z dławieniem.

Schemat stopnia, w którym obniżenie temperatury gazu zachodzi w procesie izentalpowego dławienia jest pokazany na rysunku 4.



Rysunek 4. Stopień z izentalpowym dławieniem, a- schemat stopnia, b- odwzorowanie procesów zachodzących w stopniu na wykresie T-s.

Jest ogólną zasadą, że stopień z dławieniem izentalpowym jest ostatnim stopniem w skraplarkach, a więc moc chłodnicza stopnia jest rozwijana na najniższym poziomie temperatury T_f . Wpływający do stopnia gaz D_i , ($i=n$) przy temperaturze T_2 jest oziębiany izobarycznie w wymienniku ciepła HE, a następnie zostaje zdławiony w zaworze Joule-Thomsona (zawór J-T).

Skroplona część gazu m zostaje odprowadzona poza skraplarkę. Będące w równodze z cieczą pary o stanie termodynamicznym przedstawionym przez punkt 5' wpływają do wymiennika ciepła i odbierają ciepło od strumienia pierwotnego. Bilans energetyczny stopnia z dławieniem ma postać:

$$M_n h_2 - m h_f - \left(M - m \right) h_1 + M_n q_s = 0 \quad (7)$$

natomiast moc chłodnicza stopnia z dławieniem jest równa:

$$\dot{Q}_{dl} = \dot{M} \Delta h_{T1} = \dot{m}(h_{1'} - h_f) + \dot{M}_n (c_p \Delta T_1 + q_s) \quad (8)$$

Moc chłodnicza stopnia z dławieniem zależy od izotermicznego efektu dławienia na wlocie do stopnia. Jest ona wydatkowana na skroplenie strumienia \dot{m} gazu oraz na kompensację strat wynikających z niedorekuperacji jak również dopływów ciepła z otoczenia.

5.4. Obiegi chłodziarek.

Celem działania chłodziarek jest wytwarzanie mocy chłodniczej na najniższym poziomie temperatury T_f . W odróżnieniu od skraplarek z chłodziarek nie odprowadza się skroplonej części gazu ($\dot{m} = 0$), który w całości odparowuje w parowaczu (porównaj rysunek 5) i w obiegu cyrkuluje jednakowy strumień substancji zarówno w części nisko- jak i wysokociśnieniowej. Użyteczna moc chłodnicza może być wytwarzana jedynie w ostatnim stopniu lub może być rozdzielona pomiędzy stopnie, zależnie od wymaganych poziomów temperatury kriostatowania obiektu. W przypadku chłodziarek bilanse energetyczne i równania opisujące moc chłodniczą stopni przyjmują postać:

Stopień z zewnętrznym chłodzeniem:

Bilans energetyczny:

$$\dot{M}_i h_2 + \dot{M}_i h_{5'} + \dot{M}_o h_6 + \dot{M}_i q_s - \dot{M}_i h_{1'} - \dot{M}_i h_4 - \dot{M} h_{7'} = 0 \quad (9)$$

Moc chłodnicza stopnia:

$$\dot{Q}_o = \dot{M}_o (h_{7'} - h_6) = \dot{M}_i [(\Delta h_{T5} - \Delta h_{T1}) + c_p (\Delta T_1 - \Delta T_5) + q_s] \quad (10)$$

Zwróćmy uwagę, że moc stopnia chłodziarki różni się od mocy stopnia analogicznej skraplarki (porównaj równanie 3) o czynnik $\dot{m}(h_{1'} - h_{5'})$, czyli o ilość ciepła konieczną do oziębienia w stopniu tej ilości gazu, która w skraplarkach ulega skropleniu i odprowadzeniu na zewnątrz urządzenia. W chłodziarkach cała ilość gazu w strumieniu pierwotnym przepływa przez strumień powrotny i ilość zrekuperowanego ciepła jest większa właśnie o ten czynnik, stąd moc chłodnicza stopnia jest odpowiednio mniejsza. Analogiczna zasada obowiązuje również dla stopni chłodziarek z rozprężarką i zaworem dławiącym. Oznacza to, że chłodziarki wymagają mniejszych nakładów energetycznych niż skraplarki rozwijające analogiczną moc chłodniczą.

Stopień z rozprężarką:

Bilans energetyczny stopnia chłodziarki z rozprężarką opisuje równanie 5:

$$\left(\dot{M}_i + \dot{D}_i \right) h_2 + \dot{M}_i h_{5'} - \dot{M}_i h_4 - \left(\dot{M}_i + \dot{D}_i \right) h_{1'} - \dot{D}_i (h_3 - h_{5'}) + \dot{M}_i q_s = 0 \quad (11)$$

Przekształcając równanie (11) otrzymujemy wyrażenie (12) opisujące wydajność chłodniczą stopnia z rozprężarką:

$$\dot{Q}_E = D_i (\Delta h_{si} \eta_{si} + \Delta h_{T1i} - c_p \Delta T_1) = M_i [(\Delta h_{T5} - \Delta h_{T1}) + c_p (\Delta T_1 - \Delta T_5) + q_s] \quad (12)$$

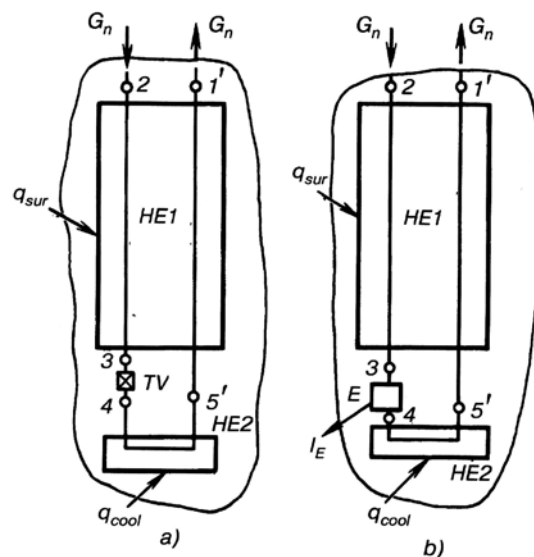
Jeżeli stopień z rozprężarką jest ostatnim stopniem w chłodziarce, to jego bilans energetyczny i wydajność chłodniczą opisują równania 13, 14.

$$M_n h_2 + \dot{Q}_x - M_n h_{1'} - D_i (h_3 - h_{5'}) + M_i q_s = 0 \quad (13)$$

$$\dot{Q}_E = M_n (\Delta h_{sn} \eta_{sn} + \Delta h_{T1i}) = \dot{Q}_x + M_n (c_p \Delta T_1 + q_s) \quad (14)$$

Stopień z dławieniem

Podobnie jak w przypadku skraplarek stopień z dławieniem jest z reguły ostatnim stopniem chłodziarki - rysunek 5 a. Bilans energetyczny stopnia opisuje równanie 15:



Rysunek 5. Ostatnie stopnie chłodziarek, a - stopień z dławieniem, b- stopień z rozprężarką.

$$M_n h_2 + \dot{Q}_x - M_n h_{1'} + M_n q_s = 0 \quad (15)$$

gdzie: \dot{Q}_x - efektywna moc chłodnicza, natomiast całkowita moc chłodnicza \dot{Q}_{dl} stopnia z dławieniem jest równa:

$$\dot{Q}_{dl} = M_n \Delta h_{T1} = \dot{Q}_x + M_n (c_p \Delta T_1 + q_s) \quad (16)$$

5.5 Ogólne równanie stopnia chłodziarki lub skraplarki kriogenicznej.

Przedstawione powyżej bilanse energetyczne stopni skraplarek i chłodziarek kriogenicznych można sprowadzić do uogólnionego równania 17:

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_x + \dot{M}_i [(\Delta h_{T5} - \Delta h_{T1}) + c_p (\Delta T_1 - \Delta T_5) + q_s] \quad (17)$$

Pierwszy składnik \dot{Q}_x jest tą częścią mocy chłodniczej stopnia, która wytwarza użyteczny efekt. W przypadku skraplarek $\dot{Q}_x \approx \dot{m}(h_1 - h_5)$ i jest liczbowo równy ciepłu odbieranemu w analizowanym stopniu od gazu, który dalej ulega skropleniu. W przypadku chłodziarek \dot{Q}_x jest ciepłem odbieranym od kriostatowanego obiektu. Dalsza część równania 17 oznacza część mocy chłodniczej stopnia koniecznej do kompensacji strat łącznie ze stratą wynikającą ze zmiany izotermicznego efektu dławienia na długości stopnia.

Ogólnie można zapisać, że suma strat przypadających na jednostkową ilość czynnika przepływającego przez dany stopień jest równa:

$$q_{\sum,i} = [(\Delta h_{T5} - \Delta h_{T1}) + c_p (\Delta T_1 - \Delta T_5) + q_s] \quad (18)$$

Z ogólnego równania 17 wynika, że każdy stopień musi wytwarzać moc chłodniczą równą sumie użytecznej mocy chłodniczej stopnia oraz mocy koniecznej dla kompensacji strat.

5.6 Metoda obliczania parametrów obiegu wielostopniowej skraplarki lub chłodziarki kriogenicznej.

W celu określenia wartości parametrów węzłowych punktów wielostopniowej skraplarki kriogenicznej należy napisać układ n równanie o postaci 17 dla każdego ze stopni:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 &= \dot{m}(h_1 - h_5)_1 + \dot{M}_1 q_{\sum,1} \\ \dots & \\ \dot{Q}_i &= \dot{m}(h_1 - h_5)_i + \dot{M}_i q_{\sum,i} \\ \dots & \\ \dot{Q}_n &= \dot{m}(h_1 - h_5)_n + \dot{M}_n q_{\sum,n} \end{aligned} \quad (19)$$

W przypadku chłodziarki układ 19 przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 &= \dot{M}_1 q_{\sum,1} \\ \dots & \\ \dot{Q}_i &= \dot{M}_i q_{\sum,i} \\ \dots & \\ \dot{Q}_n &= \dot{Q}_x + \dot{M}_n q_{\sum,n} \end{aligned} \quad (20)$$

Analiza obiegu skraplarki lub chłodziarki została więc sprowadzona do rozwiązania układu n równań, gdzie n - ilość stopni obiegu. W efekcie zostaną wyznaczone wartości \dot{M}_i , D_i , \dot{m} , \dot{Q}_x . Dodatkowo należy napisać bilanse masowe stopni. Należy również zauważyć, że układy równań 19 i 20 nie zawsze są zamknięte. Na przykład w przypadku rozprężarek pracujących szeregowo nie może zostać na ich podstawie określone ciśnienie pośrednie. W takim przypadku ciśnienie to powinno zostać założone, a pozostałe parametry obiegu wyznaczone przez rozwiązanie jednego z powyższych układów równań.