



POLITECHNIKA POZNAŃSKA

Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki

**INSTYTUT INŻYNIERII ŚRODOWISKA I INSTALACJI
BUDOWLANYCH**

Zakład Ogrzewnictwa, Klimatyzacji i Ochrony Powietrza

Lawrence Drojetzki

**Wybór energoptymalnego systemu chłodzenia opartego na naturalnych
czynnikach chłodniczych dla lodowisk zewnętrznych zadaszonych**

Rozprawa Doktorska

Promotor:

dr hab. inż. Mieczysław Porowski prof. PP

Poznań, 2023

*Szanownemu Promotorowi,
dr. hab. inż. Mieczysławowi Porowskiemu prof. PP ,
za ogrom pomocy merytorycznej oraz okazane zaufanie*

*Ukochanej małżonce Katarzynie Drojetzki,
za nieustanne wsparcie, dzięki któremu ta praca była możliwa*

Spis treści

Streszczenie	5
Abstract	6
Spis ważniejszych oznaczeń.....	7
Indeksy	7
Wielkości umowne	8
Symbole i skrót	10
1 Wprowadzenie i geneza podjęcia badań.....	11
2 Stan badań nad systemami wytwarzania i dystrybucji chłodu dla lodowisk	12
2.1 Standardy i charakterystyka technologii lodowisk	12
2.2 Struktura systemów wytwarzania i dystrybucji chłodu	12
2.2.1 Standardy i charakterystyka systemów chłodniczych dla lodowisk	12
2.2.2 Instalacje wykorzystujące syntetyczne czynniki chłodnicze	14
2.2.3 Instalacje amoniakalne	15
2.2.4 Instalacje z wykorzystaniem dwutlenku węgla.....	18
2.3 Systemy chłodnicze średnio i niskotemperaturowe o potencjale aplikacyjnym dla lodowisk.....	22
3 Problem badawczy, cel i zakres pracy	27
4 Zagadnienie wyboru energooptimalnego systemu chłodniczego.....	28
4.1 Metodologia – charakterystyka ogólna.....	28
4.2 Model systemu chłodniczego	28
4.3 Warunki ograniczające, warianty dopuszczalne	29
4.4 Algorytm ogólny – elementy składowe, analiza systemowa, funkcja celu.....	29
5 Wybór energooptimalnego systemu chłodniczego dla lodowiska – systemy dopuszczalne.....	40
5.1 Model technologiczny lodowiska	40
5.2 Parametry stałe, zmienne decyzyjne, ograniczenia.....	40
5.3 Analiza systemowa, zbiór wariantów dopuszczalnych.....	40
5.3.1 Zbiór wszystkich możliwych wariantów systemu chłodniczego	40
5.3.2 Warunki ograniczające, zbiór wariantów dopuszczalnych	47
6 Modele symulacyjne.....	52
6.1 Algorytm ogólny	52
6.2 Model obciążeń chłodniczych	54
6.2.1 Założenia i dane wejściowe	54
6.2.2 Algorytm wyznaczania obciążeń chłodniczych.....	54
6.2.3 Wyniki obliczeń – obciążenia chłodnicze w funkcji czasu.....	57
6.3 Model systemu chłodniczego	59
6.3.1 Założenia i dane wyjściowe	59
6.3.2 Opis dopuszczalnych systemów chłodniczych poddane analizie	63
7 Funkcja celu – wariant optymalny.....	65
7.1 Wyniki obliczeń, wariant optymalny, dyskusja.....	65
7.2 Analiza wrażliwości – temperatura lodu	72
7.3 Wariant optymalny – algorytmy sterowania.....	74
8 Walidacja wyników symulacyjnych	75
8.1 Założenia	75
8.2 Porównanie modelu z oprogramowaniem Pack Calculation Pro	76
8.2.1 Charakterystyka programu jako narzędzia obliczeniowego	76
8.2.2 Porównanie wyników obliczeń.....	76
8.3 Wyniki uzyskane w programie symulacyjnym PCP są zbieżne z wynikami symulacji autora w stopniu zadowalającym. Porównanie modelu z danymi literaturowymi dla zbliżonych danych wejściowych.....	77
9 Podsumowanie.....	82
10 Bibliografia.....	87
11 Załączniki	91

Spis rysunków

Rys. 1 Przekrój przez płytę lodowiska z rozdzielaczem umieszczonym centralnie (ASHRAE, 2018)	13
Rys. 2 Odzysk ciepła w instalacji amoniakalnej i z dwutlenkiem węgla (ASHRAE, 2018)	19
Rys. 3 Podstawowy schemat systemu transkrytycznego z CO ₂	21
Rys. 4 Wykres logp–h przemian termodynamicznych czynnika chłodniczego dla obiegu transkrytycznego CO ₂	21
Rys. 5 Koperta pracy sprężarki CO ₂ firmy Dorin, typ CD 5201M PRO+ (Dorin S.p.A., 2022)	22
Rys. 6 Schemat systemu chłodniczego typu Booster CO ₂ 3' generacji dla obiektów komercyjnych (Drojetzki, Porowski, 2023)	24
Rys. 7 System Booster NH ₃ z pompowym zasilaniem parowników płynnym CO ₂ dla obiektów komercyjnych (Drojetzki, Porowski, 2023)	26
Rys. 8 Algorytm ogólny metody wyboru energoptymalnego systemu chłodniczego	30
Rys. 9 Algorytm wyznaczania macierzy XzJ - zbioru wszystkich możliwych wariantów systemu chłodniczego w z-tej strefie normowania parametrów stałych x_{iz}	31
Rys. 10 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 1$	48
Rys. 11 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 2$	49
Rys. 12 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 3$	49
Rys. 13 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 4$	50
Rys. 14 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 5$	50
Rys. 15 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 6$	51
Rys. 16 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 7$	51
Rys. 17 Algorytm wyboru energoptymalnego systemu chłodniczego	53
Rys. 18 Algorytm wyznaczania obciążeń chłodniczych	56
Rys. 19 Zapotrzebowanie na chłód dla płyty lodowiska w danym miesiącu symulacji	57
Rys. 20 Wykres zmienności obciążeń chłodniczych i zysków ciepła w trakcie sezonu	58
Rys. 21 Zmienność sprawności izentropowych w funkcji sprężu	60
Rys. 22 Zmienność sprawności całkowitych w funkcji sprężu	61
Rys. 23 Zapotrzebowanie na energię elektryczną do zasilania pomp, sprężarek i skraplaczy obiegów chłodniczych w ciągu roku	65
Rys. 24 Zapotrzebowanie na energię elektryczną do zasilania sprężarek obiegów chłodniczych w ciągu roku ...	68
Rys. 25 Zapotrzebowanie na energię elektryczną do zasilania pomp obiegowych systemów chłodniczych w ciągu roku	68
Rys. 26 Zapotrzebowanie na energię elektryczną do zasilania wentylatorów skraplaczy systemów chłodniczych w ciągu roku	69
Rys. 27 Wykres zapotrzebowania na energię do napędu pomp i sprężarek w układach chłodniczych dla każdego z rozpatrywanych miesięcy	70
Rys. 28 Zmienność COP symulowanych systemów chłodniczych względem temperatury zewnętrznej	72
Rys. 29 Zmienność COP symulowanych systemów chłodniczych względem temperatury zewnętrznej - wycinek	72
Rys. 30 Roczne zapotrzebowanie na chłód w zależności od temperatury lodu	73
Rys. 31 Wykres zmienności zadanej temperatury lodu ($T_{i,z}$) oraz rzeczywistej temperatury lodu ($T_{i,r}$) w ciągu doby w przykładowym tygodniu	74
Rys. 32 Różnica względna w wynikach uzyskanych między wariantem bazowym, a pozostałymi wariantami z wykorzystaniem oprogramowania PCP oraz w analizie własnej	77
Rys. 33 Porównanie różnic w COP całkowitym systemów opisanych w raporcie (CanmetENERGY, 2013) a uzyskanych w symulacji dla instalacji o zbliżonej strukturze – porównywać parami	79
Rys. 34 Porównanie różnic w zapotrzebowaniu na energię dla sprężarek i pomp obiegów chłodniczych w ciągu roku dla systemów opisanych w raporcie (CanmetENERGY, 2013) a uzyskanych w symulacji dla instalacji o zbliżonej strukturze	80

Spis tabel

Tab. 1 Syntetyczne czynniki chłodnicze stosowane w instalacjach lodowisk	14
Tab. 2 Dane technologiczne odbiornika chłodu	40
Tab. 3 Strefy normowanych parametrów stałych systemu chłodniczego	40
Tab. 4 Interpretacja wektorów w_1, m_{14} (wierszy macierzy $W_{1,4}$)	42
Tab. 5 Interpretacja wyrazów $g_1, r_i, m_{1i}r_i, m_{1i} = 0$ w macierzy G_{1i}	44
Tab. 6 Warianty dopuszczalne systemu chłodniczego - xng	48
Tab. 7 Sprawności sprężarek i pomp obiegowych w modelu symulacyjnym	59
Tab. 8 Założenia dla poszczególnych elementów symulowanych systemów chłodniczych	61
Tab. 9 Założenia – podsumowanie źródeł	62
Tab. 10 Główne wyniki obliczeń dla zapotrzebowania na energię	65
Tab. 11 Zestawienie systemów uszeregowanych malejąco względem średniorocznej sprawności wytwarzania chłodu dla trzech wariantów temperatury lodu.....	73
Tab. 12 Wyniki zapotrzebowania na chłód i energię dla optymalnych systemów chłodniczych z uwzględnieniem zmiennej temperatury lodu	75
Tab. 13 Zestawienie rezultatów analizy własnej i symulacji w programie Pack Calculation Pro	76
Tab. 14 Wybrane dane dotyczące istniejących instalacji chłodniczych lodowisk w Kanadzie (CanmetENERGY, 2013).....	78
Tab. 15 Zapotrzebowanie na energię dla istniejących instalacji chłodniczych lodowisk w Kanadzie (CanmetENERGY, 2013).....	78
Tab. 16 Harmonogram dobowy obciążeń chłodniczych dla płyty lodowiska w hali lodowej.....	79
Tab. 17 Skrócony opis systemów dopuszczalnych $n_g=1 \div 7$	82

Spis załączników

Załącznik 1 Tabela parametrów stałych w procedurze metody wyboru energoptymalnego systemu chłodniczego	91
Załącznik 2 Tabela zmiennych decyzyjnych w procedurze metody wyboru energoptymalnego systemu chłodniczego.....	91
Załącznik 3 Tabela warunków ograniczających w procedurze metody wyboru energoptymalnego systemu chłodniczego.....	95
Załącznik 4 Tabela strumieni objętości chłodziw wyrażonych w m^3/h dla przepływu o mocy chłodniczej 350 kW; dla CO_2 - stopień recyrkulacji równy 2, dla chłodziw $dT=3$ K	98
Załącznik 5 Tabela lepkości dynamicznej ν [m^2/s] dla poszczególnych chłodziw w funkcji temperatury	98
Załącznik 6 Tabela spadków ciśnienia w przewodzie okrągłym dla symulacji $Q_c=350$ kW, $t_z/t_p=-12/-9^\circ C$ (dla CO_2 : $n=2$, $t_z=-9^\circ C$) – chłodziwa, stal czarna; CO_2 – miedź chłodnicza	98
Załącznik 7 Parametry projektowe skraplaczy dla systemów $n_g=1 \div 7$	99

STRESZCZENIE

Przedmiotem niniejszej dysertacji jest wybór energoptymalnych systemów chłodzenia zewnętrznych lodowisk zadaszonych, wykorzystujących naturalne czynniki chłodnicze. Na początku pracy usystematyzowano procedurę wyboru systemu chłodniczego. W tym celu zaadaptowano istniejącą metodologię dotyczącą systemów wentylacyjnych poprzez stworzenie oryginalnych zestawów parametrów stałych, zmiennych decyzyjnych i warunków ograniczających odpowiednich dla systemów chłodniczych. Jako punkt wyjścia wyboru dopuszczalnej struktury systemu zakłada się z góry określoną funkcję użytkową systemu chłodniczego - normowanie temperatury lodu w zakresie od $-2,5^{\circ}\text{C}$ do -8°C .

Zastosowano analizę systemową i rachunek macierzowy do pełnej identyfikacji zbioru dopuszczalnych wariantów systemów chłodniczych, co stanowi innowację w porównaniu z dotychczasowymi praktykami. W ramach procedury wyłoniono 7 dopuszczalnych struktur systemów chłodniczych ($n_g=1\div 7$): systemy chłodnicze oparte na dwutlenek węgla z bezpośrednim odparowaniem ($n_g=1$) i z wykorzystaniem wody amoniakalnej ($n_g=2$), wariant bazowy - standardowy system z R134A i glikolem etylenowym ($n_g=3$), usprawniony system z R134a – parownikami zalanymi i wodą amoniakalną ($n_g=4$) lub w kaskadzie z CO_2 w obiegu pompowym ($n_g=5$, układy amoniakalne – kaskadowy z CO_2 o bezpośrednim odparowaniu ($n_g=6$) oraz pośredni z wodą amoniakalną ($n_g=7$). Spośród wymienionych, w trakcie dalszej analizy wyróżniono podwarianty uwzględniające inne usprawnienia, np. sterowanie. Następnie opracowano algorytm symulacyjny określający zapotrzebowanie na chłód dla standardowego lodowiska o wymiarach 25,9 m x 61 m i powierzchni 1518 m². Obliczenia przeprowadzono dla danych klimatycznych miasta Poznania. Zapotrzebowanie na chłód w sezonie chłodniczym wyniosło 666,61 MWh/rok, co przekłada się na 3898 kWh/dobę. W kolejnym kroku wyznaczono sezonowe zapotrzebowanie na energię elektryczną dla poszczególnych systemów chłodniczych.

W wyniku analizy symulacyjnej wykazano, że roczne zapotrzebowanie na energię elektryczną jest istotnie zróżnicowane w zależności od zastosowanego systemu chłodzenia. Wykazano, iż energoptymalnym systemem jest instalacja z dwutlenkiem węgla o bezpośrednim odparowaniu oraz usprawnionym sterowaniem ciśnieniem skraplania ($n_g=1b$), którego zapotrzebowanie na energię wyniosło 92,6 MWh/sezon (541 kWh/dobę) i było o 57% niższe niż w przypadku wariantu bazowego ($n_g=3$), który wymaga 214,2 MWh/sezon (1254 kWh/dobę). Również w zbiorze systemów z wykorzystaniem chłodziw pośrednich instalacje z CO_2 w obiegu pierwotnym wykazywały najwyższą efektywność energetyczną.

Analizując zmienność COP (współczynnika efektywności) poszczególnych systemów w funkcji temperatury zewnętrznej, stwierdzono, że system $n_g=1b$ jest najefektywniejszy w temperaturach niższych niż 19°C , a szczególnie wysoką różnicę wykazuje w okresie temperatur niższych od 4°C .

W pracy przeanalizowano również wpływ temperatury lodu na kształtowanie się obciążeń chłodniczych oraz zapotrzebowania na energię elektryczną dla systemów chłodniczych. Wykazano, iż wprowadzenie zmiennej temperatury lodu w ciągu doby w zakresie $-4^{\circ}\text{C} \div -6^{\circ}\text{C}$ – podwyższenie temperatury lodu w nocy - pozwoliło ograniczyć zapotrzebowanie na chłód w ciągu sezonu o 5,8% i osiągnąć całkowitą redukcję zapotrzebowania na energię elektryczną wynoszącą niemal 60% dla systemu $n_g=1b$ ze zmienną temperaturą lodu względem wariantu bazowego.

ABSTRACT

This dissertation focuses on the selection of energy-optimal cooling systems for outdoor covered ice rinks using natural refrigerants. The work starts with the systematization of the cooling system selection procedure. For this purpose, the existing methodology for ventilation systems is adapted by creating original sets of fixed parameters, decision variables and boundary conditions suitable for cooling systems. As a starting point for the selection of an acceptable system structure, a predetermined cooling system utility function is assumed - the normalization of ice temperatures in the range -2.5°C to -8°C .

Matrix computation was used to fully identify a set of acceptable refrigeration system variants, which is innovative compared to existing practices. The process identified 7 acceptable refrigeration system structures ($n_g=1\div 7$). Cooling systems based on carbon dioxide with direct evaporation ($n_g=1$) and using ammonia water ($n_g=2$). Basic variant - standard system with R134a and ethylene glycol ($n_g=3$). Enhanced system with R134a - flooded evaporators and ammonia water ($n_g=4$) or in cascade with CO_2 in a pumped circuit ($n_g=5$). Ammonia systems - cascade with CO_2 with direct evaporation ($n_g=6$) and indirect with ammonia water ($n_g=7$). From these, sub-options were identified for further analysis, including other improvements such as controls. A simulation algorithm was then developed to determine the cooling demand for a standard ice rink with dimensions of 25.9 m x 61 m and an area of 1518 m². The calculations were performed for the climatic data of the city of Poznan. The cooling demand in the cooling season was 666.61 MWh/year, which corresponds to 3898 kWh/day. The next step was to determine the seasonal electricity demand for each cooling system.

The simulation analysis showed that the annual electricity demand varied significantly depending on the cooling system used. The carbon dioxide system with direct evaporation and improved condensing pressure control ($n_g=1b$) proved to be the most efficient, with an energy requirement of 92.6 MWh/season (541 kWh/day), 57% lower than the baseline ($n_g=3$), which requires 214.2 MWh/season (1253 kWh/day). Also among the systems using intermediate refrigerants, the systems with CO_2 in the primary circuit showed the highest efficiency.

By analyzing the variation of the COP (Coefficient of Performance) of the different systems as a function of the outside temperature, it was found that the $n_g=1b$ system is most effective at temperatures below 19°C and shows a particularly large difference at temperatures below 4°C .

The study also analyzed the effect of ice temperature on the evolution of cooling loads and electricity demand for the cooling systems. It was shown that the introduction of a variable ice temperature during the day in the range $-4^{\circ}\text{C} \div -6^{\circ}\text{C}$ - increasing the ice temperature at night - reduced the cooling demand during the season by 5.8% and achieved an overall reduction in electricity demand of almost 60% for the $n_g=1b$ variable ice temperature system compared to the baseline variant.

SPIS WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

Indeksy

i – numer godziny roku porównawczego TRY/TMY, $i = 1, \dots, 8760$,

i – indeks parametru stałego system chłodniczego

I^* - liczba normalizowanych parametrów stałych przez system chłodniczy

j – indeks zmiennej decyzyjnej system chłodniczego

j^* – numer zmiennej decyzyjnej ze zbioru zmiennych decyzyjnych (Załącznik 2)

J – liczba zmiennych decyzyjnych systemu chłodniczego

J_Z – liczba zmiennych decyzyjnych system chłodniczego do normalizowania wszystkich parametrów stałych w z -tej strefie

J_Z^g – liczba zmiennych decyzyjnych system chłodniczego do normalizowania wszystkich parametrów stałych w z -tej strefie po uwzględnieniu warunków ograniczających

k – indeks k -tego ograniczenia

l – numer przedziału dyskretyzacji czasu, $l = 1, \dots, L$,

L – liczba przedziałów dyskretyzacji czasu

m_{zi} lub $r(i, m_{zi})$ – numer m_{zi} -tego lub $r(i, m_{zi})$ -tego wariantu kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j dla normowania x_{iz} -tego parametru stałego w z -tej strefie systemu chłodniczego

M_{zi} (M_Z) - liczba wszystkich możliwych wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j systemu chłodniczego dla normowania x_{iz} -tego parametru stałego (wszystkich parametrów stałych) w z -tej strefie,

M_{zi}^g (M_Z^g) - liczba wszystkich wariantów dopuszczalnych kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j systemu chłodniczego dla normowania x_{iz} -tego parametru stałego (wszystkich parametrów stałych) w z -tej strefie, po uwzględnieniu ograniczeń,

n , (n^g) – numer n -tego wariantu (n^g -tego wariantu dopuszczalnego) systemu chłodniczego

N – liczba wszystkich możliwych wariantów normalizowania wszystkich parametrów stałych we wszystkich strefach systemu chłodniczego

n_z , (n_z^g) – numer n_z -tego wariantu (n_z^g -tego wariantu dopuszczalnego) w z -tej strefie normowania parametrów stałych systemu chłodniczego

N_Z (N_Z^g) – liczba wariantów (dopuszczalnych) dla normalizowania parametrów stałych w z -tej strefie systemu chłodniczego

N_Z^S – liczba wariantów dopuszczalnych dla normalizowania parametrów stałych we wszystkich strefach systemu chłodniczego

$r(z, n_z^g)$ – numer $r(z, n_z^g)$ -tego wariantu dopuszczalnego struktury systemu chłodniczego oznaczający numer n_z^g -tego wariantu dopuszczalnego dla z -tej strefy systemu chłodniczego

z - numer strefy normowania (regulacji) parametrów stałych systemu chłodniczego

Z – liczba stref normowania (regulacji) parametrów stałych systemu chłodniczego

LT – układ niskotemperaturowy - mroźniczy,

MT – układ średnotemperaturowy - chłodniczy,

IT – układ o pośredniej temperaturze odpowiadający ciśnieniu międzystopniowemu

DX – układ chłodniczy o bezpośrednim odparowaniu czynnika chłodniczego

IX – układ chłodniczy z wykorzystaniem chłodziw pośredniczących

Wielkości umowne

E_{el} – roczne zapotrzebowanie na energię elektryczną, kWh/a

$E_{el}(\bar{x}_{ng})$ – funkcja celu (kryterium optymalizacji) stanowiąca roczne zapotrzebowanie na energię elektryczną \bar{x}_{ng} -tego wariantu systemu chłodniczego

$E_{i,l}, E_p, E_{i,g}$ – łączna entalpia płyty lodowiska (beton, woda, chłodziwo), odpowiednio w l -tej godzinie roku porównawczego, początkowa, docelowa (przy osiągnięciu zadanej temperatury T_i)

g_{nn} – wartość binarna w macierzy ograniczeń G dla n -tego wariantu struktury systemu chłodniczego opisanego wektorem \bar{x}_n w macierzy X^j

$g_{z,jj}$ – wartość binarna w macierzy eliminacji zbędnych zmiennych decyzyjnych G_z^j dla j -tej zmiennej decyzyjnej systemu chłodniczego w z -tej strefie normowania parametrów stałych

$g_{z,r(i,m_{zi})r(i,m_{zi})}$ – wartość binarna w macierzy eliminacji zbędnych zmiennych decyzyjnych G_z^i dla $r(i,m_{zi})$ -tego wariantu kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j dla normowania x_{iz} -tego parametru stałego w z -tej strefie systemu chłodniczego opisanego wektorem $\bar{w}_{z,r(i,m_{zi})}$ w macierzy W_z

$g_k(x_j)$ – funkcja k -tego ograniczenia

$g_{()k}(x_j)$ – k -te ograniczenie (T) – technologiczne, (H) – higieniczne, (A) – akustyczne, (E) – energetyczne, (M) – materiałowe, (AK) – architektoniczno-konstrukcyjne, (BN) – bezpieczeństwa i niezawodności będące funkcją zmiennych decyzyjnych x_j systemu chłodniczego

G – macierz binarna warunków ograniczających dla systemu chłodniczego

G_z – macierz binarna warunków ograniczających w z -tej strefie normowania parametrów stałych systemu chłodniczego

G_z^i – macierz binarna warunków ograniczających dla macierzy W_z

G_z^j – macierz binarna eliminacji zbędnych zmiennych decyzyjnych

n – współczynnik recyrkulacji w pompowym zasilaniu parowników, -

N_{el} – łączna moc elektryczna wszystkich urządzeń systemu chłodniczego, kW

$N_{el,c}$ – moce elektryczne sprężarek, kW

$N_{el,p}$ – moce elektryczne pomp obiegowych chłodziwa, kW

\dot{Q}_p – moc chłodnicza parowników, kW

p_{gc} – ciśnienie w skraplaczu / chłodnicy gazu, bar

t – temperatura, °C

t_{cond} – temperatura skraplania czynnika chłodniczego, °C

t_o – temperatura parowania czynnika chłodniczego, °C

t_{ext} – powietrza zewnętrznego, °C

t_i – temperatura lodu, °C

t_{IPR} – temperatura w zbiorniku pośrednim (systemy CO₂), °C

t_z/t_p – temperatura chłodziwa – zasilania / powrotu, °C

$t_{out,cond}, t_{out,gc/cond}, t_{out,gc}$ – temperatura czynnika opuszczającego skraplacz / chłodnicę gazu, °C

TRY – rok porównawczy ($t_{ei}/\varphi_{ei}, i = 1 \dots 8760$)

TMY – typowy rok meteorologiczny (t_{ei}/φ_{ei} , $i = 1 \dots 8760$)

\dot{V} – przepływ chłodziwa, m^3/s

$\bar{w}_{z,m_{zi}}$ lub $\bar{w}_{z,r(i,m_{zi})}$ (\bar{w}_{z,m_{zi}^g} lub $\bar{w}_{z,r(i,m_{zi}^g)}$) – wektor binarny opisujący m_{zi} -ty lub $r(i, m_{zi})$ -ty wariant (m_{zi}^g lub $r(i, m_{zi}^g)$ -ty wariant dopuszczalny) kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j dla normowania x_{iz} -tego parametru stałego w z -tej strefie systemu chłodniczego

$w_{z,r(i,m_{zi})}$ lub $w_{z,r(i,m_{zi}^g)}$ – wartość binarna j -tej zmiennej decyzyjnej $r(i, m_{zi})$ -tego wariantu ($r(i, m_{zi}^g)$ -tego wariantu dopuszczalnego) kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych normujących x_{iz} -ty parametr stały w z -tej strefie systemu chłodniczego

$W_{z,i}$, – macierz binarna wszystkich możliwych wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j do normowania x_i -tego parametru stałego w z -tej strefie systemu C-systemu

W_z , (W_z^g) – macierz binarna wszystkich możliwych wariantów (wariantów dopuszczalnych) kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j do normowania wszystkich parametrów stałych w z -tej strefie systemu chłodniczego

x_i – parametry stałe systemu chłodniczego

x_{iz} – wartość binarna dla i -tego parametru stałego normowanego w z -tej strefie systemu chłodniczego (wyraz macierzy X^{I*} lub wektora \bar{x}_{iz})

x_j – zmienne decyzyjne systemu chłodniczego

\bar{x} – wektor systemu chłodniczego

\bar{x}^* – wektor wariantu optymalnego systemu chłodniczego

\bar{x}_{iz} – wektor parametrów stałych normowanych w z -tej strefie systemu chłodniczego

\bar{x}_{z,n_z} (\bar{x}_{z,n_z^g}) – wektor binarny opisujący n_z -ty wariant (n_z^g -ty wariant dopuszczalny) systemu chłodniczego w z -tej strefie normowania parametrów stałych

\bar{x}_n (x_{n^g}) – wektor binarny opisujący n -ty wariant (n^g -ty wariant dopuszczalny) struktury systemu chłodniczego do normowania wszystkich parametrów stałych

x_{nn^g} lub $x_{nr(z,n_z^g)}$ ($x_{n^g n_z^g}$ lub $x_{n^g r(z,n_z^g)}$) – wartość binarna w n -tym wariacie (n^g -tym wariacie dopuszczalnym) struktury systemu chłodniczego dla n_z^g -tego lub $r(z, n_z^g)$ -tego wariantu dopuszczalnego dla z -tej strefy normowania parametrów stałych

X – stopień suchości czynnika chłodniczego (w kontekście przemian termodynamicznych), -

X^{I*} - macierz binarna wszystkich znormalizowanych parametrów stałych systemu chłodniczego

X_z^I (X_z) – macierz binarna wszystkich możliwych wariantów (wariantów dopuszczalnych) systemu chłodniczego w z -tej strefie normowania parametrów stałych

X^I , (X) – macierz binarna wszystkich możliwych wariantów (wariantów dopuszczalnych) systemu chłodniczego

Δp – spiętrzenie pompy – pot. wysokość podnoszenia, kPa

Δt_d – dochłodzenie czynnika chłodniczego, K

Δt_s – przegrzanie czynnika chłodniczego w parowniku, K

Δt_{sa} – dodatkowe przegrzanie czynnika chłodniczego w przewodach ssawnych, K

η_s – izentropowa sprawność sprężarek, -

η_t – całkowita sprawność sprężarek, -

η_p – całkowita sprawność pomp, -

φ_e – wilgotność powietrza zewnętrznego, %

σ – spręż sprężarki, -

Symbole i skróty

COP – *Coefficient of Performance* – ang. wskaźnik efektywności – w Polsce odnoszony do systemów grzewczych, ale w zagranicznej literaturze chłodniczej stosowany również w kontekście obiegów klimatyzacyjnych i chłodniczych

GWP – potencjał tworzenia efektu cieplarnianego (ang. Global Warming Potential)

ODP – potencjał niszczenia warstwy ozonowej (ang. Ozone Depletion Potential)

HVACR – systemy ogrzewania, wentylacyjne, klimatyzacyjne i chłodnicze

LF – *load factor* – ang. współczynnik obciążenia – iloraz obciążeń chłodniczych średnotemperaturowych i niskotemperaturowych

1 WPROWADZENIE I GENEZA PODJĘCIA BADAŃ

Zapotrzebowanie na energię elektryczną dla systemów chłodniczych i klimatyzacyjnych w roku 2018 zostało oszacowane jako 3,4% udziału globalnego zapotrzebowania. Prognozuje się, że udział ten potroi się do roku 2050 (International Energy Agency, 2020). W związku z wysoką energochłonnością systemy chłodzenia są przedmiotem ciągłego zainteresowania w świecie nauki. W ostatnich latach nastąpił gwałtowny rozwój technologiczny w dziedzinie instalacji chłodniczych wywołany głównie zmianami prawodawczymi w Unii Europejskiej. W związku z powyższymi odnotowuje się wzmożone zainteresowanie chłodnictwem opartym o wykorzystywanie naturalnych czynników chłodniczych.

W środowisku naukowym zorientowanym na prace badawcze w dziedzinie chłodnictwa od lat panuje silny trend związany z instalacjami nisko i średniotemperaturowymi w kontekście obiektów komercyjnych. Przedmiotem badań są różne konfiguracje i kolejne ulepszenia systemów chłodniczych obsługujących lodówki i zamrażarki w marketach, jak również instalacje obejmujące zintegrowaną obsługę grzewczo-chłodzącą dla całego budynku. Innym rodzajem obiektów powszechnie występujących w krajobrazie europejskim, szczególnie w klimacie umiarkowanym i chłodniejszym są lodowiska. W zakresie tych obiektów liczba publikacji jest znacząco niższa niż w przypadku marketów.

W przypadku rozpatrywania lodowisk rozróżnia się trzy główne typy obiektów. Pierwszym są rekreacyjne lodowiska niezadaszone na otwartym powietrzu. Kolejno wyróżnia się pełnowymiarowe lodowiska zewnętrzne zadaszone. Najbardziej zaawansowanymi obiektami są kryte hale lodowe. W przypadku pierwszych dwóch rodzajów mamy do czynienia z obiektami wyposażonych w mobilne lub stacjonarne systemy chłodnicze. W przypadku ostatnich – hal lodowych – oprócz instalacji chłodniczych wymagane są zaawansowane systemy obróbki powietrza zapewniające utrzymanie odpowiedniej temperatury oraz wilgotności poprzez ogrzewanie, chłodzenie, nawilżanie i osuszanie powietrza w hali w zależności od chwilowego zapotrzebowania i warunków zewnętrznych oraz przygotowanie ciepłej wody użytkowej.

W Polsce, wg danych ministerialnych (Stankiewicz, Ludwig, 2023), zlokalizowanych jest 96 lodowisk zadaszonych i hal lodowych z czego 35 obiektów jest oficjalnie zatwierdzonych przez Międzynarodową Organizację Hokeja na lodzie (IIHF). Dla porównania, w innych krajach europejskich lista zarejestrowanych przez IIHF lodowisk hokejowych wynosi 399 w Szwecji, 373 w Finlandii, 219 w Niemczech. Najwięcej lodowisk znajduje się w Kanadzie – 7860 zarejestrowanych obiektów, następnie w Rosji (6736), kolejno w Stanach Zjednoczonych (2055) oraz w Chinach (1187) (Steiss et al., 2022). Powyższe statystyki dotyczą zarówno lodowisk zadaszonych zewnętrznych, jak i hal lodowych.

Typowe hale lodowe stosujące konwencjonalne systemy w Skandynawii charakteryzuje zapotrzebowanie na energię elektryczną rzędu od 3 do 6 MWh dziennie, a średnioroczne zapotrzebowanie na energię stanowi między 750 a 1500 MWh, z czego za około 43% odpowiada zużycie energii przez system chłodzenia (Bolteau et al., 2016; Rogstam et al., 2023). Dla porównania – obiekty biurowe zużywają między 150 a 200 kWh/(m²·r) a komercyjne między 300 a 600 kWh/(m²·r) (Gullo et al., 2018). Statystyczne zapotrzebowanie na chłód dla lodowisk zewnętrznych zadaszonych w klimacie umiarkowanym kształtuje się na poziomie 200-250 W/m², co przy wielkości płyty lodowiska ok. 1500 m² stanowi o zapotrzebowaniu rzędu 300÷375 kW mocy chłodniczej. W związku z powyższym występuje istotna przesłanka dla podjęcia tematu ograniczania zapotrzebowania na energię elektryczną dla systemów zaopatrzenia w chłód dla lodowisk, co zostało podjęte w niniejszej pracy.

2 STAN BADAŃ NAD SYSTEMAMI WYTWARZANIA I DYSTRYBUCJI CHŁODU DLA LODOWISK

2.1 Standardy i charakterystyka technologii lodowisk

Systemy chłodnicze lodowisk to charakterystyczne, podobne do siebie instalacje niezależnie od miejsca występowania. Dzieje się tak za sprawą ustandaryzowania parametrów technologicznych samych płyt lodowiska ze względu na wymagania określonych dziedzin sportu.

Najczęściej spotykane są lodowiska hokejowe lub zbliżone do nich. Standard północnoamerykański wymaga, aby płyta lodowiska miała wymiary 25,9 m na 61 m, z zaokrągleniami o promieniu 8,5 m – powierzchnia 1517,9 m². Wymiar olimpijski i międzynarodowy to 30,48 m na 61 m z zaokrągleniami o promieniu 8,5 m – powierzchnia 1797,3 m². Tory do łyżwiarstwa szybkiego są owalami o prostej długości na 120 m i promieniu wewnętrznym łuku równym 25 m. Powierzchnia takiego toru wynosi około 4300 m².

W zależności od przeznaczenia płyty lodowej zmienia się pożądana temperatura lodu. Dla 32 mm warstwy lodu temperatura pomiędzy -6,7°C a 5,6°C jest odpowiednia dla hokeja. łyżwiarstwo figurowe wymaga temperatury między -4,4°C a -3,3°C. Dla zastosowań rekreacyjnych dopuszcza się temperatury między -3,3°C a -2,2°C. Dla osiągnięcia powyższych założeń zazwyczaj stosuje się temperatury chłodziwa między 3 a 6°C niższe, chociaż czasami wymagana różnica może wynieść nawet 11°C przy wysokich zyskach ciepła.

Hale lodowe, w których odbywają się widowiska sportowe są obiektami o specyficznych wymaganiach. Jednocześnie występują w nich zapotrzebowanie na chłód, ciepło. Systemy wentylacyjne wymagają pełnej obróbki powietrza nawiewanego w tym zaawansowane sterowanie wilgotnością. Aby uniknąć powstawania mgły, wymaga się, aby temperatura punktu rosy powietrza nad płytą lodowiska nie przekraczała 7°C. Bezpośrednio przed imprezami sportowymi wymaga się utrzymywania temperatury punktu rosy maksymalnie 1,7°C na godzinę przed rozpoczęciem wydarzenia (ASHRAE, 2018), a zalecane poziomy w trakcie imprez wynoszą między 0 a 2°C. W związku z tak rygorystycznymi wymaganiami w zakresie wilgotności konieczne staje się stosowanie rotorów sorpcyjnych na cele osuszania powietrza (Rogstam et al., 2023).

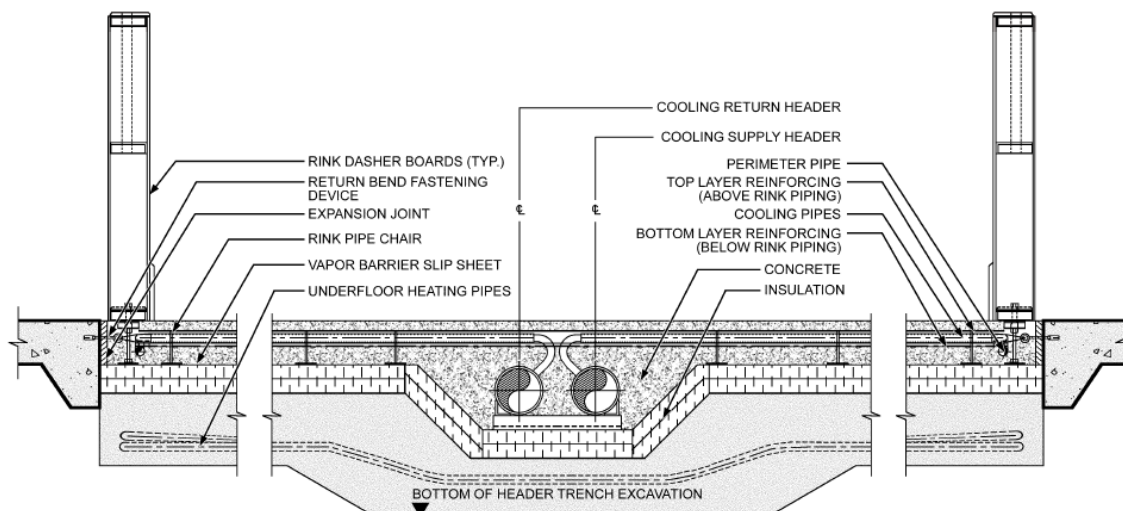
Inną kategorią obiektów są lodowiska zewnętrzne, które mogą być otwarte bądź kryte. Lodowiska otwarte posiadają sezonowy, rekreacyjny charakter. Ich zapotrzebowanie na chłodzenie jest silnie zmienne w zależności od nasłonecznienia bądź opadów atmosferycznych i mieści się na ogół w zakresie 200÷450 W/m² (Przydróżny et al., 2010). Lodowiska zewnętrzne zadaszone, to obiekty, w których płyta lodowiska nie znajduje się w zamkniętym budynku, tylko zlokalizowana jest na świeżym powietrzu, ale została przykryta dachem, aby zabezpieczyć ją przed opadami atmosferycznymi oraz bezpośrednim nasłonecznieniem. Zgodnie z metodyką obliczania zapotrzebowania na moc chłodniczą dla lodowisk prezentowanych w krajowej literaturze technicznej (Krzyżaniak, Gaziński, 2002; Pawlus, Florek, 2006; Przydróżny et al., 2010) – obciążenie chłodnicze z tytułu nasłonecznienia może sięgać 150÷250 W/m². Stosowanie zadaszenia niskoemisyjnego ogranicza ten aspekt nawet o 95%, stąd średnie zapotrzebowanie na moc chłodniczą dla obiektów zadaszonych wynosi na ogół 200÷250 W/m². Zwyczajowo takie obiekty nie posiadają widowni ani rozbudowanego zaplecza, a co za tym idzie, zapotrzebowania na ciepło.

2.2 Struktura systemów wytwarzania i dystrybucji chłodu

2.2.1 Standardy i charakterystyka systemów chłodniczych dla lodowisk

Wyróżnia się dwie główne składowe instalacje zaopatrzenia w chłód dla lodowiska: instalację wytworzenia chłodu – źródło - oraz instalację dystrybucji chłodu. Zwyczajowo, płyta lodowiska chłodzona jest poprzez cyrkulację chłodziwa w sieci przewodów zatopionych w betonowej płycie pod warstwą lodu. Przykładowy przekrój przez płytę lodowiska przedstawiono na Rys. 1. Chłodziwem w zdecydowanej większości instalacji są solanki lub wodne roztwory glikoli. Jako czynnik chłodniczy w instalacji wytworzenia chłodu wykorzystuje się najczęściej R22, R404a, R507 oraz R717 (ASHRAE, 2018) – dotyczy to instalacji w ujęciu globalnym. W krajach europejskich zakazane jest wykorzystywanie czynnika R22 ze względu na niedopuszczalny współczynnik ODP>0, który wskazuje

na właściwości niszczące warstwę ozonową. R404a oraz R507 natomiast charakteryzują się wysokimi współczynnikami GWP odpowiednio 3922 oraz 3985, stąd również są one ograniczane przez wzgląd na politykę emisyjną. W nowych instalacjach rekomenduje się stosowanie bardziej ekologicznych czynników chłodniczych, takich jak R744, R717, R290, R134a, R513A oraz R1234yf (Rogstam et al., 2023), przy czym główny nacisk kładzie się na stosowanie czynników chłodniczych naturalnych, a zwłaszcza R717 i R744 (Garry et al., 2022).



Rys. 1 Przekrój przez płytę lodowiska z rozdzielaczem umieszczonym centralnie (ASHRAE, 2018)

Zwyczajowo stosuje się jeden system chłodniczy dla każdej z płyt lodowiska, choć co raz częściej ze względów ekonomicznych dla większych obiektów projektuje się scentralizowany system chłodniczy obsługujący kilka powierzchni lodowych. W prefabrykowanych wytwornicach wody lodowej najczęściej stosuje się suche parowniki płytowe. Dedykowane systemy chłodnicze pozwalają na większą dowolność i w takich układach regularnie spotykane są parowniki zalane grawitacyjnie (termosyfon) typu płaszczowo-rurowego. Zalane parowniki tego typu dla chłodzenia roztworów glikoli lub chlorku wapnia wykonuje się ze stali węglowych. Parowniki płytowe dla instalacji glikolowych konstruowane są najczęściej ze stali nierdzewnej, natomiast w przypadku stosowania CaCl_2 wymagane jest zastosowanie parownika płytowego tytanowego (ASHRAE, 2018; Garry et al., 2022; Rogstam et al., 2023).

Systemy lodowisk wymagają stosowania dwóch lub więcej kompresorów chłodniczych. Sprężarki i parowniki zwykle pracują przy ciśnieniu ssania odpowiadającym średniej różnicy temperatur od 4,4 do 5,6 K między czynnikiem chłodzącym a pierwotnym czynnikiem chłodniczym w systemach pracujących z wtórnymi czynnikami chłodzącymi lub między lodem a czynnikiem chłodniczym w lodowiskach z bezpośrednim czynnikiem chłodniczym (ASHRAE, 2018). Wspomniane różnice temperatur mogą być zmniejszone w przypadku stosowania parowników zalanych. Zazwyczaj stosuje się sprężarki tłokowe, rzadko typu scroll, przy czym ze względu na rozwój sprężarek śrubowych o małych wydajnościach są one coraz częściej wybieranim rodzajem sprężarek – szczególnie preferowane w przypadku instalacji amoniakalnych (ASHRAE, 2018; CanmetENERGY, 2013; Rogstam et al., 2023).

Chłodzenie płyty lodowiska odbywa się poprzez cyrkulację chłodziwa w warstwie betonu bezpośrednio pod powierzchnią lodu. Obieg wtórny o wysokim przepływie wykorzystuje standardowe rury ze stali miękkiej, cienkościennie rury z polietylenu lub rury z polietylenu o wysokiej gęstości (HDPE) o średnicy 25 lub 32 mm. Są one rozmieszczone w odstępach 90 lub 100 mm na podłodze lodowiska. Niektóre lodowiska wykorzystują maty kapilarne o średnicy 6 mm wykonane z elastycznego tworzywa sztucznego z rozstawem rurek wynoszącym średnio 20 mm lub jedną podwójną rurkę co 40 mm. Lodowiska z bezpośrednim odparowaniem zazwyczaj wykorzystują stalowe lub miedziane rurki o średnicy od 12 do 22 mm, które są rozmieszczone co 75 mm na lodowiskach zewnętrznych i co 100 mm na lodowiskach krytych. Pętle rurowe lodowisk z polietylenu HDPE powinny być spawane. Magistralny

rozdzielacz przebiega zazwyczaj wzdłuż krótszego boku lodowiska. Po jednej stronie lub środkiem. Stosując układ Tichelmana zapewnia się równomierny przepływ przez kolejne obiegi. Systemy z pośrednim chłodzeniem wykorzystujące chłodziwa jednofazowe charakteryzuje relatywnie niska różnica temperatur pomiędzy zasilaniem a powrotem, co skutkuje znacznymi przepływami. Średnio utrzymuje się różnicę temperatur między 1 a 3 K. Większa różnica – 6 do 7 K spotykana jest w momentach występowania znacznych obciążeń chłodniczych. Typowa wymagana wysokość podnoszenia pompy kształtuje się między 280 a 350 kPa (ASHRAE, 2018) dla pomp w obiegach z roztworami glikoli lub chlorku wapnia. W przypadku wykorzystywania wody amoniakalnej, opory hydrauliczne obiegów są niższe.

2.2.2 Instalacje wykorzystujące syntetyczne czynniki chłodnicze

2.2.2.1 Syntetyczne czynniki chłodnicze

Systemy chłodnicze wykorzystujące czynniki chłodnicze z grupy HFC są wciąż bardzo rozpowszechnione na świecie. W roku 2022 w USA i Meksyku 50% wszystkich lodowisk było zasilanych z wykorzystaniem HFC – w większości R22. W przypadku Kanady udział ten to tylko 7% (Garry et al., 2022). W Europie od lat odchodzi się od stosowania R22 i można stwierdzić, iż takie zastosowanie jest marginalne, ze względu na regulacje dotyczące ochrony warstwy ozonowej. Najczęściej wykorzystywane czynniki chłodnicze z grupy syntetycznych zebrano w Tab. 1.

Tab. 1 Syntetyczne czynniki chłodnicze stosowane w instalacjach lodowisk

Czynnik chłodniczy	Toksyczność	Palność	Rodzaj	Skład	GWP	Przeznaczenie
R404A	Nietoksyczny	Niepalny	Mieszanina zeotropowa	R125 / R143A / R134A	3922	Chłodnictwo przemysłowe średnio i niskotemperaturowe
R134A	Nietoksyczny	Niepalny	Jednorodny	HFC134A	1430	Klimatyzacja, chłodnictwo średniotemperaturowe
R513A	Nietoksyczny	Niepalny	Mieszanina azeotropowa	R1234yf / R134A	631	Chłodnictwo średniotemperaturowe
R449A	Nietoksyczny	Niepalny	Mieszanina zeotropowa	R32 / R125 / R1234yf / R134A	1397	Chłodnictwo średnio i niskotemperaturowe
R1234yf	Nietoksyczny	Palny A2L	Jednorodny	HFO1234yf	4	Klimatyzacja samochodowa, domowe chłodziarki, instalacje średniotemperaturowe
R1234ze	Nietoksyczny	Palny A2L	Jednorodny	HFO1234ze	7	Chillery chłodnicze i klimatyzacyjne

Czynnik R404A jest dedykowany dla rozwiązań chłodniczych nisko i średniotemperaturowych i wykazuje w tych zastosowaniach wyższą sprawność niż czynnik R134A. Jednakże ze względu na bardzo wysoki współczynnik GWP nie może być stosowany w nowych instalacjach na terenie Unii Europejskiej. R134A jest częstym i bezpiecznym wyborem, gdyż jest sprawdzony, powszechny i niepalny. Niemniej – jego parametry ekologiczne, choć dopuszczalne, nie są satysfakcjonujące jako rozwiązanie na przyszłość, gdyż wraz z zaostrzającymi się wymaganiami środowiskowymi dla instalacji chłodniczych może zostać zakazany. Dalej wyróżniamy rozwiązania pośrednie będące mieszkankami czynników z grupy HFC i HFO i ich reprezentantami są R449A i R513A. Wykazują one w zastosowaniach dla lodowisk nieznacznie wyższą sprawność niż systemy z R404A i R134A.

Aby złagodzić efekt cieplarniany powodowany przez HFC, proponowane są inne zamienniki chemiczne - HFO (hydrofluoroolefiny). Te syntetyczne czynniki chłodnicze mają średnie lub bardzo niskie wartości GWP i nie zubożają warstwy ozonowej. Jednak kilka badań donosi o innych zagrożeniach dla środowiska i zdrowia, które wprowadzają HFO.

W przypadku wycieku do atmosfery, w ciągu zaledwie 10-14 dni HFO przekształcają się w inny związek chemiczny - kwas trifluoroctowy (TFA). Głównym problemem powodowanym przez TFA,

sugerowanym przez różne badania, jest negatywny wpływ na układ odpornościowy i rozwój człowieka, rak i inne szkodliwe komplikacje zdrowotne. Obecnie, przy relatywnie niewielkim wykorzystaniu czynników z grupy HFO już można zaobserwować produkty degradacji tych czynników w wodzie pitnej. Powyższe obawy stawiają pod znakiem zapytania przyszłość instalacji wykorzystujących HFO lub ich pochodne w perspektywie dalszych zmian legislacyjnych (Garry et al., 2022). Należy podkreślić, iż ze względu na bardzo wysoką cenę tych czynników, ogranicza się ich stosowanie do instalacji pośrednich, w których naładowanie czynnikiem jest możliwie niskie.

Na podstawie powyższych rozważań można stwierdzić iż najbezpieczniejszą, ekologiczną i przyszłościową opcją jest stawianie na czynniki naturalne, takie jak amoniak czy CO₂, co wpisuje się w postanowienia z Kigali, które wzywa do redukcji o 85% zastosowań HFC do roku 2036 w krajach rozwiniętych ("The Kigali Amendment 2016," n.d.).

2.2.2.2 Struktura systemów z HFC/HFO

W przypadku systemów wykorzystujących czynniki chłodnicze z grupy HFC/HFO mowa jest głównie o instalacjach wykorzystujących chłodziwa pośredniczące. W Polsce często spotykane są instalacje chłodnicze dla lodowisk wykorzystujące dedykowane wytwornice wody lodowej, które wytwarzają chłodziwo o określonej temperaturze. Są to klasyczne instalacje podobne do systemów klimatyzacyjnych z wykorzystaniem układów pośrednich. Odbiornikiem chłodu jest układ rur zatopionych w betonie pod taflą lodu. Takie układy zazwyczaj nie posiadają odzysku ciepła. Ich zaleta jest niski koszt inwestycyjny. Niektóre obiekty działające sezonowo korzystają z opcji wypożyczenia wytwornicy wody lodowej od popularnych dostawców.

Stosowanie instalacji z bezpośrednim odparowaniem, z uwagi na wysokie ekwiwalenty ton CO₂ w przypadku czynników z grupy HFC oraz ogromne koszty inwestycyjne w przypadku czynników z grupy HFO jest nieuzasadnione. Powyższe czynniki chłodnicze wykorzystuje się w zdecydowanej większości instalacji w ograniczeniu do obiegów pierwotnych w postaci scentralizowanych instalacji chłodniczych lub dedykowanych wytwornic wody lodowej.

W kontekście parowników dopuszczalne są wszelkie powszechnie występujące rozwiązania, głównie parowniki płytowe lub płaszczowo-rurowe. Sprężarki mogą być śrubowe lub tłokowe. Ze względu na moc chłodniczą instalacji dla lodowisk rzędu kilkuset kilowatów, rozwiązania ze sprężarkami typu scroll nie są popularne, przy czym mogą występować, szczególnie przy stosowaniu komercyjnych chillerów, jednakże sprężarki tego typu mają na ogół ograniczenia temperatury odparowania do minimum -15°C.

Skraplacze dla instalacji z czynnikami z grupy HFC najczęściej są powietrzne i wykorzystuje się do tego celu podstawowy wachlarz urządzeń, tj. urządzenia poziome, pionowe bądź typu V-bank.

2.2.3 Instalacje amoniakalne

2.2.3.1 Właściwości NH₃ jako czynnika chłodniczego

Amoniak jest jednym z pierwszych czynników chłodniczych stosowanych w technice chłodniczej. Obecnie jego zastosowanie jest powszechne w instalacjach przemysłowych. Wcześniej stosowano go szeroko w różnego rodzaju instalacjach ze względu na niski koszt, naturalne pochodzenie oraz wyjątkowo korzystne właściwości termodynamiczne. Wraz z rozwojem czynników chłodniczych z grupy syntetycznych rezygnowano z amoniaku, jednakże w ostatnich latach w związku z uwarunkowaniami legislacyjnymi dotyczącymi wycofywania czynników z grupy HFC ponownie zyskuje zainteresowanie z tytułu zerowego wpływu na efekt cieplarniany (GWP=0).

Jest to czynnik naturalny, nieszkodliwy dla środowiska, toksyczny dla ludzi i zwierząt, niszczący żywność. W odpowiednim środowisku posiada właściwości palne i wybuchowe oraz silnie trujące. Charakteryzuje go ostry, gryzący zapach. Amoniak jest lżejszy od powietrza, w związku z czym jest podatny na usuwanie z wykorzystaniem systemów wywiewnych. Rozpuszczalność amoniaku w wodzie jest nieograniczona, natomiast w oleju – niewielka. Choć określany jako palny, to w wolnej przestrzeni nie pali się bez dodatkowego źródła zapłonu. Aby doszło do zapłonu amoniaku stężenie w pomieszczeniu musi wynosić co najmniej 20%, przy czym zapłon jeśli już wystąpi jest krótkotrwały ze względu na błyskawiczne zużycie zawartego w powietrzu tlenu w procesie utleniania amoniaku. W

W pomieszczeniach o skutecznej wentylacji zapłon jest praktycznie niemożliwy. Nie zostały również odnotowane przypadki, w których pożar pomieszczenia z amoniakiem zostałby spowodowany przez wyposażenie elektrotechniczne. Dolna i górna granica wybuchowości w mieszaninie z powietrzem wynosi odpowiednio 15 i 28 % obj. O ile para amoniaku są palne, o ciekły amoniak jest substancją trudno zapalną, czasami nawet gasi płomień. Temperatura zapłonu cieczy w obecności elementów stalowych wynosi 630°C (Grzebielec et al., 2011).

Istotną cechą amoniaku działającą pozytywnie w kontekście bezpieczeństwa w przypadku nieszczelności i wycieku par jest fakt, iż jest on wyczuwalny przez przeciętnego człowieka już przy stężeniu 25 ppm, natomiast przy 100 ppm odór jest niemożliwy do wytrzymania. Stężenie, przy którym może nastąpić podrażnienie śluzówki oczu, nosa i dróg oddechowych to dopiero 400-700 ppm, a dopuszczalny czas przebywania dla tego stężenia bez groźnych następstw to jedna godzina. Tak szeroka rozpiętość stężenia od progu wyczuwalności do stężenia groźnego dla zdrowia powoduje, iż jest dużo czasu na reakcję w przypadku wystąpienia niewielkich wycieków. Dawka śmiertelna przekracza próg wykrywalności 200-krotnie (Bonca et al., 2000).

Amoniak jako czynnik chłodniczy wyróżnia bardzo duża masowa wydajność chłodnicza. W tym kontekście jedynie wodę cechują lepsze własności. Charakteryzuje go również bardzo duża objętościowa wydajność chłodnicza oraz umiarkowane ciśnienie skraplania w temperaturach od -50° do 50°C. Amoniak jest również ekonomicznym czynnikiem ze względu na relatywnie niską cenę.

Aby zagwarantować trwałość amoniaku w instalacji chłodniczej należy unikać przekraczania temperatury 120°C, powyżej której może dochodzić do rozkładu amoniaku i wydzielania wodoru. Ze względu na reaktywność amoniaku z miedzią należy unikać jej przy projektowaniu instalacji. Najczęściej stosuje się komponenty stalowe. W związku z wysokim wykładnikiem izentropii temperatura amoniaku podczas sprężania rośnie mocniej niż w przypadku CO₂ czy czynników syntetycznych, toteż przy sprężu przekraczającym 6 lub różnicy między temperaturą parowania a skraplania wyższą od 50K stosuje się systemy wielostopniowe. W przypadku stosowania sprężarek śrubowych o bezpośrednim wtrysku oleju, warunek ten nie musi być zachowany ze względu na efektywne chłodzenie sprężanych par poprzez olej. Konieczne jest natomiast wówczas stosowanie chłodnic oleju.

2.2.3.2 Wymagania bezpieczeństwa dla instalacji amoniakalnych

Instalacje amoniakalne nie stwarzają zagrożenia, o ile zachowuje się w nich poprawne temperatury użytkowania oraz nie ma wycieków poza instalację. Szczególnie istotne jest ograniczanie możliwości rozkładu amoniaku w instalacji poprzez:

- Niedopuszczenie do osiągnięcia temperatury przekraczającej 140°C w jakimkolwiek miejscu instalacji,
- Niedopuszczenie do przedostania się wilgoci do instalacji,
- Niedopuszczenie do infiltracji powietrza lub innych gazów do instalacji,
- Niedopuszczenie do gromadzenia się oleju w instalacji.

Aby zapewnić powyższe warunki należy regularnie dbać o szczelność instalacji amoniakalnej.

Wymagania dla maszynowni dla urządzeń o napełnieniu do 50 kg stanowią, iż pomieszczenie powinno posiadać powierzchnię spełniającą warunek co najmniej 10 m² na każdą osobę przebywającą w maszynowni. Należy wyposażyć ją w czujniki wycieku i system bezpieczeństwa, który załącza alarm w sytuacji wycieku oraz uruchamia wentylację awaryjną. Obsługa maszynowni powinna posiadać odpowiednie przeszkolenie. Wentylacja awaryjna uruchamiana z zewnątrz i z wewnątrz powinna być nawiewno-wywiewna zapewniająca utrzymanie stężenia amoniaku poniżej NDS, tj. 14 mg/m³, ale nie mniej niż 10 wymian powietrza na godzinę. Dodatkowo w pomieszczeniu powinna być stosowana wentylacja bytowa o strumieniu co najmniej odpowiadającemu 3 wymianom powietrza na godzinę. Nawiew należy realizować do strefy przypodłogowej, wyciąg zaś lokalizować w najwyższym punkcie pomieszczenia. Wyrzut awaryjny powietrza z parami amoniaku powinien być realizowany ponad dach, a w przypadku występowania zagrożenia dla otoczenia - uzdatniany z zastosowaniem płuczki wodnej (Kalinowski, 2005).

Wymagana przestrzeń w maszynowni powinna umożliwiać dogodny dostęp do każdego miejsca instalacji z uwzględnieniem pracy służb w kombinezonach i z aparatami tlenowymi. Oświetlenie i oznakowanie powinno spełniać wymogi prawne, tj. posiadać osobne źródło zasilania włączające się w przypadku awarii podstawowej sieci elektrycznej. Pomieszczenie powinno być szczelne względem pomieszczeń sąsiadujących uniemożliwiając przedostanie się wycieków do innych pomieszczeń oraz otoczenia w sposób niekontrolowany. Pod zbiornikami ciekłego amoniaku należy wykonywać posadzkę z materiałów niepalnych lub wyposażać je w tacę ociekową o odpowiedniej wielkości. Nie należy stosować układów zraszających ani natryskowych, gdyż wycieków ciekłego amoniaku nie należy polewać wodą. Maszynownia powinna być strefą wydzieloną pożarowo a przegrody powinny posiadać odporność ogniową co najmniej REI60, aby chronić maszynownię przed pożarem z zewnątrz. Nie jest konieczne wykonywanie instalacji w standardzie przeciwwybuchowym (EX) (Kalinowski, 2005).

Zabrania się stosowania urządzeń, które stwarzają zagrożenie pożarowe w postaci wytwarzania otwartego płomienia. Nie wolno również składować w maszynowni materiałów palnych, co dotyczy również butli z amoniakiem. Instalacje elektryczne o napięciu 600V i wyższym w obrębie maszynowni należy wykonać w standardzie EX. Drogi ewakuacyjne są wymagane, a drzwi powinny otwierać się od wewnątrz i być wyposażone w „zamknięcia antypanikowe”. Drzwi wewnętrzne powinny być szczelne. Wymaga się, aby maszynownia posiadała co najmniej jedno wyjście bezpośrednio na zewnątrz budynku (Kalinowski, 2005).

Zawory bezpieczeństwa oraz upustowe należy wyposażyć w przewody wyrzutowe bezpośrednio na dach budynku. Wysokość emitorów powinna być dobrana tak, aby uniemożliwić podsysanie par amoniaku po stronie zawietrznej budynku. W przypadku braku możliwości bezpiecznego wypuszczenia par amoniaku do atmosfery należy zastosować odpowiednie zbiorniki pośrednie, absorpcyjne, płuczki lub inne rozwiązania techniczne mające za zadanie zredukowanie zagrożenia związanego z wyciekiem (Kalinowski, 2005).

2.2.3.3 Struktura systemów amoniakalnych

Lodowiska z wykorzystaniem amoniakalnych źródeł chłodu są najbardziej rozpowszechnione w Kanadzie odpowiadając za 90% tamtejszego rynku (Garry et al., 2022).

Systemy amoniakalne stosowane w instalacjach lodowisk to w zdecydowanej większości instalacje wykorzystujące chłodziwa pośrednie. Polskie Normy zabraniają wykorzystywania amoniaku w układzie bezpośrednim dla lodowisk.

Jako parowniki stosuje się najczęściej konstrukcje zalane, płytowe skręcane półhermetyczne bądź płaszczowo-rurowe (ASHRAE, 2018; Garry et al., 2022). Parowniki płytowe charakteryzuje bardziej zwarta budowa i niższe napełnienie czynnikiem chłodniczym. Parowniki płaszczowo-rurowe natomiast są droższe, większe, ale umożliwiają lepszą wymianę ciepła, a co za tym idzie podnoszenie temperatury parowania oraz gwarantują niższe spadki ciśnienia po stronie czynnika i chłodziwa (Bonca et al., 2000).

W zależności od wymagań bezpieczeństwa stosowane są różne rozwiązania skraplaczy. W przypadku zastrzonych wymagań bezpieczeństwa i ograniczania zładu NH_3 stosuje się skraplacze wodne płytowe lub płaszczowo-rurowe, a dalej pośredni sposób odprowadzenia ciepła skraplania do atmosfery z wykorzystaniem dry-coolerów lub wież chłodniczych. W miejscach, w których można sobie na to pozwolić wykorzystywane są bezpośrednie skraplacze, najczęściej natryskowo-wyparne lub skraplacze suche z sekcjami adiabatycznymi (Bonca et al., 2000; Garry et al., 2022). Oczywistym jest, iż zastosowanie skraplaczy bezpośrednich jest rozwiązaniem korzystniejszym energetycznie niż wykorzystywanie pośrednich systemów odprowadzenia ciepła skraplania.

Sprężarki wykorzystywane w układach to konstrukcje tłokowe bądź śrubowe, ze znaczącą przewagą tych drugich. Sprężarki tłokowe charakteryzuje większa sprawność oraz lepsze możliwości regulacji mocy poprzez odłączanie tłoków lub wykorzystywanie przetwornic częstotliwości. Niemniej ze względu na mniejsze wydajności oraz mniejszy możliwy spręż (ograniczenie ze względu na temperaturę końca sprężania) takie konstrukcje są rzadziej stosowane w instalacjach lodowisk (Bonca et al., 2000; Garry et al., 2022). Sprężarki śrubowe mają szersze spektrum wydajności oraz wyższy możliwy spręż przy jednostopniowych zastosowaniach. Regulacja wydajności najczęściej odbywa się poprzez wykorzystanie suwaka regulacyjnego lub przetwornic częstotliwości (Bonca et al., 2000).

Instalacje amoniakalne wykazują przewagę nad instalacjami z dwutlenkiem węgla w okresach o wyższych temperaturach zewnętrznych. W lokalizacjach, w których temperatura zewnętrzna w trakcie działania lodowiska regularnie przekracza $+20^{\circ}\text{C}$ układy NH_3/CO_2 z bezpośrednim odparowaniem CO_2 mają potencjał być najkorzystniejszymi pod względem energochłonności.

Amoniak może być wykorzystywany również w instalacji dystrybucji chłodu, niemniej nie jako czynnik chłodniczy, zaś jako roztwór – woda amoniakalna. W Szwecji zastosowana po raz pierwszy w 2007 r. zyskała uznanie jako chłodziwo i w 2018 roku było takich instalacji już 34, powoli wypierając instalacje z węglanem wapnia. Główną zaletą wody amoniakalnej są jej własności hydrauliczne, które szerzej omówiono w sekcji 6.3.2.2. Skutkują one zmniejszeniem wielkości pomp oraz oporów hydraulicznych instalacji. Dodatkowo, stosując wodę amoniakalną można zrezygnować z tytanowego parownika płytowego na rzecz wykonanego ze stali nierdzewnej. Wymienione cechy wpływają zmniejszająco na koszty inwestycyjne i eksploatacyjne instalacji (Rogstam et al., 2023).

2.2.4 Instalacje z wykorzystaniem dwutlenku węgla

2.2.4.1 Przegląd aplikacji

Wyróżnia się dwie generacje systemów z wykorzystaniem dwutlenku węgla. Lodowiska, w których CO_2 jest wykorzystywane jako chłodziwo są nazywane 1 generacją systemów z CO_2 . Pierwszym lodowiskiem, gdzie zastosowano CO_2 w obiegu pompowym był Dornbirn w Austrii (1999). Był to system wykorzystujący chiller amoniakalny w układzie pierwotnym oraz pompowo-sprężarkowy układ wtórny z CO_2 . W roku 2015 było znanych 56 systemów chłodniczych z CO_2 w obiegu wtórnym na świecie (Rogstam, 2016). W związku z rozwojem sprężarek CO_2 skutkującym zwiększeniem ich wydajności, stosowanie obiegów pierwotnych z R744 nabrało sensu technicznego i ekonomicznego. Systemy takie nazwano drugą generacją instalacji z CO_2 . Pierwsza realizacja systemu 2' generacji miała miejsce w 2010 w Quebec (Kanada). Wykonano układ transkrytyczny, czterosprężarkowy z pompowym obiegiem CO_2 i miedzianą instalacją dystrybucji oraz z odzyskiem ciepła i chłodziwą gazu. Obiekt charakteryzowało relatywnie niskie zapotrzebowanie na energię w związku z zastosowaniem instalacji odzysku ciepła. Jakość lodu była określona jako bardzo dobra. Wyróżniana została łatwość kontroli systemu chłodniczego w porównaniu do systemu tradycyjnego z chłodziwami (Rogstam, 2016). Systemy drugiej generacji dzieli się na te o bezpośrednim odparowaniu (DX) oraz z zastosowaniem chłodziw pośredniczących. Zyskują one na popularności zarówno przy modernizacji obiektów, jak i podczas budowy nowych. W Ameryce Północnej (USA i Kanada) udział nowych lodowisk wykorzystujących R744 wzrósł z 5% w 2020 do 20% w 2022 (Garry et al., 2022). W raporcie dotyczącym lodowisk w Quebec (Kanada) wykazano, iż hale lodowe wykorzystujące CO_2 w wersji o bezpośrednim odparowaniu (C1) i z wykorzystaniem chłodziw pośredniczących (C2) charakteryzowały się najwyższym średniorocznym COP – odpowiednio o 34% i 31% wyższym niż w przypadku instalacji amoniakalnej pośredniej. W odniesieniu do instalacji popularnych na rynku polskim – z wykorzystaniem R134a i chłodziwa – instalacja C1 wykazała zapotrzebowanie na energię niższe o 55%.

Systemy wykorzystujące dwutlenek węgla są szczególnie polecane dla instalacji hal lodowych, które oprócz wysokiego zapotrzebowania na moc chłodniczą charakteryzuje znaczące zapotrzebowanie na moc grzewczą dla instalacji ogrzewania, zasilania nagrzewnic w centralach wentylacyjnych oraz osuszaczy. Modernizacja istniejącego lodowiska Gimo w Östhammar (Szwecja) i wymiana poprzedniego systemu chłodniczego opartego o amoniak i układ pośredni z CaCl_2 poskutkowało szeregiem usprawnień energetycznych. W tradycyjnych systemach pompowych z chłodziwem moc pomp waha się między 5 a 15 kW. W systemie z CO_2 ograniczono ją do około 1 kW. W związku z zastosowaniem odzysku ciepła, ograniczono również moc wentylatorów skraplaczy. Zmniejszono udział mocy elektrycznej urządzeń pomocniczych (pompy, wentylatory) do 3% w porównaniu do 25% przed modernizacją. Przed modernizacją obiekt charakteryzowało zapotrzebowanie ok. 3700 kWh/d. Po modernizacji wynosi ok. 1750 kWh/d, co odpowiada redukcji o 50%, a zaawansowany odzysk ciepła pokrywa całość zapotrzebowania na ciepło (Bolteau et al., 2016; Rogstam et al., 2017).

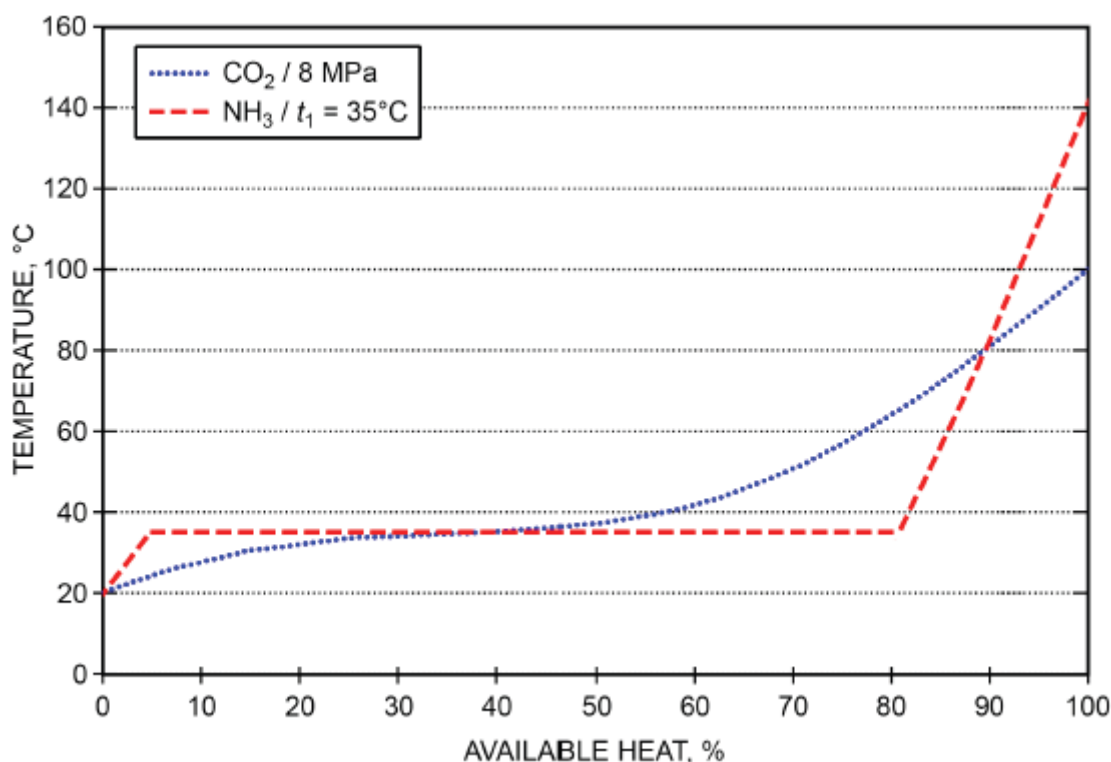
Istotnym krokiem w kierunku popularyzacji systemów z dwutlenkiem węgla było zastosowanie instalacji opartych o R744 w obiektach obsługujących Zimowe Igrzyska Olimpijskie w Pekinie w roku 2022, w tym sztandarowego obiektu – The Ice Ribbon – hali lodowej o powierzchni lodu równej 12 000 m², największym tego typu obiekcie w Azji. Wybrano system o bezpośrednim odparowaniu w

układzie pompowym, którego nominalna moc chłodnicza wynosiła 4 MW przy temperaturze parowania -18°C oraz moc odzysku ciepła wynosiła 3 MW. Temperatura lodu wynosiła -9°C i zdaniem uczestników lód był bardzo wysokiej jakości. W obiekcie zastosowano sprężarki marki Dorin typu CD600 i CD400. Oszacowano, iż w związku z zastosowaniem systemów z CO_2 w trakcie igrzysk zredukowano emisję CO_2 o wielkości porównywalnej z roczną emisją 3900 samochodów. Inny obiekt – Stołeczna Hala Lodowa zlokalizowana w Wuxi, Chiny – również był wyposażony w system z CO_2 o bezpośrednim odparowaniu składający się z dwóch zestawów po 1,1 MW mocy chłodniczej każdy, których COP w trybie chłodzenia wynosiło 2,8, natomiast uwzględniając odzysk ciepła, łączna sprawność systemu dla grzania i chłodzenia wynosiła 6,6. (Garry et al., 2022).

2.2.4.2 Właściwości dwutlenku węgla jako czynnika chłodniczego

Dwutlenek węgla jest naturalnym czynnikiem chłodniczym. Nie posiada cech palnych ani wybuchowych. Charakteryzuje go znikoma toksyczność, jest bezwonny, bezbarwny o lekko cierpkim, kwasowym smaku. Główną cechą wyróżniającą CO_2 spośród pozostałych czynników chłodniczych jest nisko położony punkt krytyczny ($t = 31^{\circ}\text{C}$, $p = 73,825 \text{ bar}$) (Grzebielec et al., 2011). W związku z tym, skraplanie jest możliwe jedynie w chłodnych warunkach klimatycznych. Przy wyższych temperaturach zewnętrznych wykorzystuje się obiegi transkrytyczne, tj. takie, w których ciepło oddawane jest do otoczenia podczas jednofazowej wymiany ciepła, a nie podczas przemiany fazowej. Fakt ten, choć na pierwszy rzut oka niekorzystny, stwarza większe możliwości w kontekście odzysku ciepła, szczególnie wysokotemperaturowego, jak wykazano na Rys. 2.

Przy chłodzeniu par przegrzanych, amoniak zaczyna z wyższych poziomów temperatury – maksymalnie nawet 140°C (dotyczy przypadków z zastosowaniem sprężarek tłokowych), a CO_2 od około 100°C . Niemniej – ciepło przegrzania amoniaku to jedynie około 20% ciepła oddawanego w skraplaczu. Pozostała część przemiany odbywa się przy relatywnie niskich temperaturach, które nie umożliwiają odzysku ciepła na cele grzewcze, podgrzewu ciepłej wody użytkowej czy zastosowaniu w osuszaczach sorpcyjnych, a jedynie do podgrzewu wstępnego, np. powietrza wentylacyjnego lub CWU. W przypadku CO_2 zastosowania wysokotemperaturowe ma aż 60% ciepła możliwego do odzyskania (ASHRAE, 2018).



Rys. 2 Odzysk ciepła w instalacji amoniakalnej i z dwutlenkiem węgla (ASHRAE, 2018)

W systemach nadkrytycznych CO₂, tj. gdy temperatura skraplania przekracza 31°C, ciśnienia w instalacji wahają się w zakresie 30 ÷ 130 bar, co wymaga stosowania odpowiednio droższych materiałów i zabezpieczeń. Jednakże skutkuje to zmniejszeniem gabarytów sprężarek o 80÷90% w porównaniu do stosowania innych czynników o tej samej mocy chłodniczej (Grzebielec et al., 2011). Eksploatacyjnie stwarza to problemy z rozprężaniem, gdyż w zaworze rozprężnym (zawór wysokiego ciśnienia) następuje przemiana fazowa, toteż zawory te są bardziej skomplikowane niż klasyczne zawory rozprężne dla ciekłych czynników chłodniczych i częściej ulegają awariom.

Wysokie ciśnienie CO₂ ma zaletę w kontekście poślizgu temperaturowego. Dla tego samego bezwzględnego spadku ciśnienia, CO₂ charakteryzuje poślizg temperatury 5÷10-krotnie mniejszy niż w przypadku amoniaku czy R134A, stąd spadki ciśnienia w rurociągach nawet rozbudowanych systemów chłodniczych z CO₂ mają niewielki wpływ na wydajność układu. Nadaje się dobrze do systemów pompowych zasilania parowników ze względu na poprawne funkcjonowanie nawet przy niskich stopniach recyrkulacji – typowo 2:1 – dla porównania – dla amoniaku stosuje się 4:1. W związku z czym systemy pompowe z CO₂ mają mniejsze średnice rur niż instalacje amoniakalne lub z HFC (ASHRAE, 2018).

W temperaturze pokojowej +20°C dwutlenek węgla w stanie nasycenia ma ciśnienie 57 bar, toteż w przypadku postoju w działaniu układu chłodniczego istotne jest wyposażenie instalacji w odpowiednio zwymiarowane zawory bezpieczeństwa i rury upustowe czynnika chłodniczego, aby zabezpieczyć instalację i wymienniki przed uszkodzeniem.

W przypadku stosowania CO₂ należy przewidzieć systemy bezpieczeństwa wynikające z faktu, iż CO₂ jest cięższy od powietrza i wypiera je. Jest to szczególnie istotne w szczelnych komorach chłodniczych i maszynowniach. Stosuje się czujniki zawartości CO₂ połączone z instalacją alarmowania i wentylacji awaryjnej. Maksymalne stężenie NDS dla CO₂ wynosi 9000 PPM, natomiast chwilowe NDS_{ch} wynosi 27 000 PPM (“Rozporządzenie Ministra Rodziny, Pracy i Polityki Społecznej z dnia 12 czerwca 2018 r. w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy,” 2018).

Instalacje z CO₂ są bardzo wrażliwe na wilgoć przenikającą do systemu, gdyż R744 charakteryzuje bardzo niewielką rozpuszczalność wody, w związku z czym, woda zalega w instalacji, może zamarzać i uszkadzać zawory, wymienniki lub sprężarki. Dodatkowo CO₂ w reakcji z wodą tworzy kwas węglowy, który ma działanie korozyjne (ASHRAE, 2018).

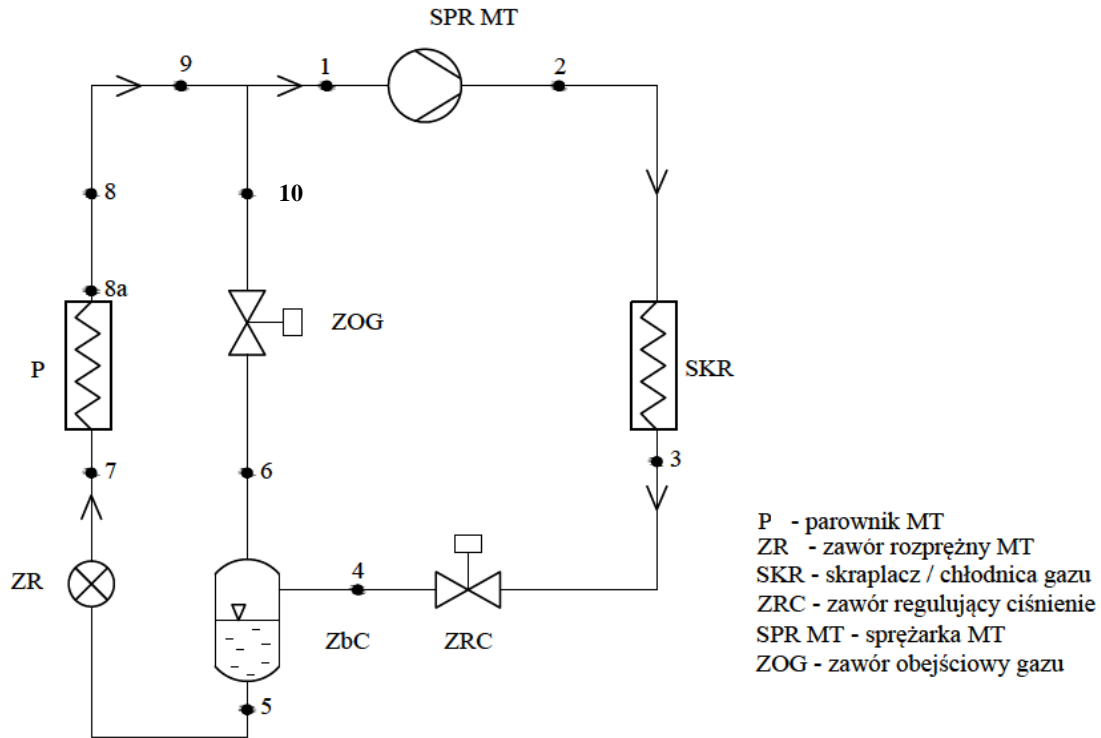
2.2.4.3 Struktura systemów z dwutlenkiem węgla

Jak wcześniej zaznaczono stosowane są systemy z CO₂ w wersji o bezpośrednim odparowaniu (DX) oraz z wykorzystaniem chłodziw pośredniczących (IX). Pierwszy z tych systemów wyróżnia się wyższą sprawnością, ale też wyższymi kosztami inwestycyjnymi, szczególnie w przypadku modernizowanych obiektów. Drugi charakteryzuje niższy koszt inwestycyjny, ale też niższą sprawność, przy czym należy podkreślić, iż w przypadku modernizacji – nie wymaga przebudowy płyty lodowiska.

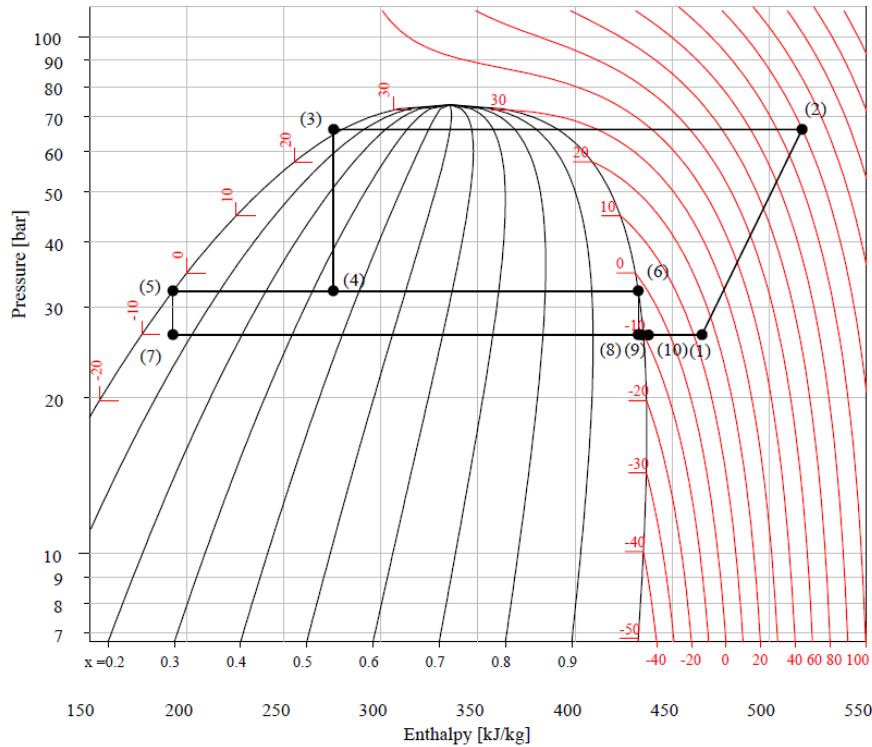
Transkrytyczne systemy z CO₂ są nieco bardziej skomplikowane od klasycznych systemów z czynnikami chłodniczymi z grupy HFC. W najbardziej podstawowej wersji wymagają co najmniej dwóch dodatkowych zaworów: zaworu wysokiego ciśnienia oraz zaworu by-passu, jak również dodatkowego zbiornika o pośrednim ciśnieniu (pomiędzy ciśnieniem skraplania a parowania). Zawór wysokiego ciśnienia (ZRC) stosowany jest za skraplaczem / chłodnicą gazu. Redukuje on ciśnienie do odpowiedniego poziomu, przy którym udział par wtórnych i cieczy jest optymalny (na ogół odpowiada to zakresowi od 0°C do 5°C). Dla obiegów transkrytycznych, w trakcie dławienia w zaworze wysokiego ciśnienia zachodzi przemiana fazowa. Dalej, mokre pary czynnika chłodniczego trafiają do zbiornika cieczy (pośredniego), gdzie następuje rozdział na ciecz i parę. Pary obejściowe kierowane są do kolektora ssawnego sprężarki, ale zanim go osiągną wymagają redukcji ciśnienia do poziomu w kolektorze ssawnym. Do tego służy zawór obejściowy gazu. Natomiast ciecz ze zbiornika trafia do zaworu rozprężnego a dalej do parownika. Przykładowy schemat najprostszego systemu z CO₂ przedstawiono na Rys. 3.

Po dławieniu par wtórnych (punkt 10) są one mokre i w przypadku występowania bardzo niskiego stopnia przegrzania w rurociągach ssawnych za parownikami może być konieczne stosowanie

wymiennika regeneracyjnego za zaworem obejściowym gazu celem osuszenia czynnika chłodniczego i – przy okazji – dochłodzenia czynnika opuszczającego skraplacz / chłodnicę gazu przed dławieniem w zaworze wysokiego ciśnienia. Zabezpiecza się w ten sposób sprężarki przed uszkodzeniem.



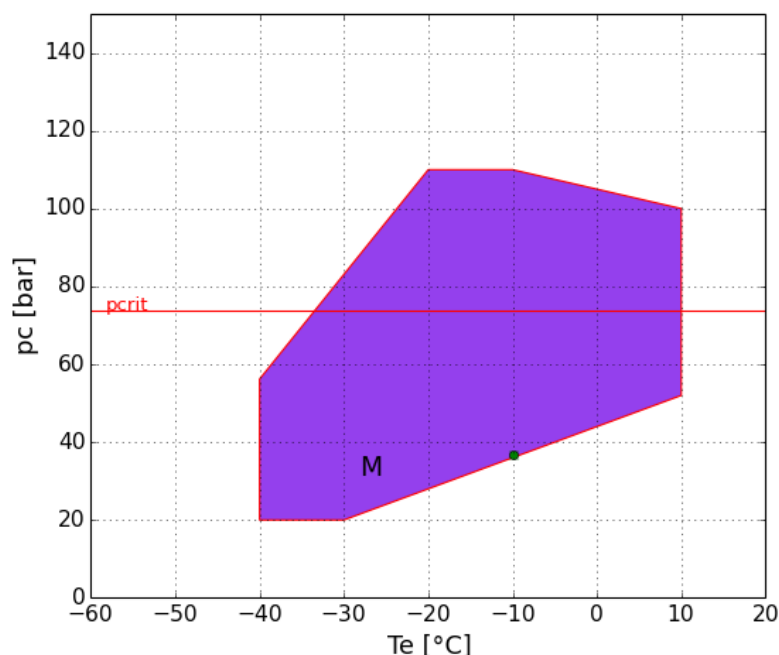
Rys. 3 Podstawowy schemat systemu transkrytycznego z CO₂



Rys. 4 Wykres logp–h przemian termodynamicznych czynnika chłodniczego dla obiegu transkrytycznego CO₂

Parowniki CO₂ mogą być rurowe – w przypadku systemów o bezpośrednim odparowaniu – lub płytowe w przypadku zastosowań IX. Parowniki zasila się elektronicznymi zaworami rozprężnymi. Występują konfiguracje suche lub zalane (Garry et al., 2022). W przypadku parowników zalanych można zastosować eżektory cieczowe, które zasysają ciekły czynnik chłodniczy z oddzielnicy cieczy za parownikami do zbiornika cieczy. Aby proces mógł zaistnieć CO₂ o wysokim ciśnieniu wychodzące z chłodnicy gazu / skraplacza kierowane jest bezpośrednio do eżektora. Ten strumień stanowi siłę napędową i podczas dławienia w eżektorze umożliwia podsysanie czynnika chłodniczego z poziomu MT. Maksymalna różnica ciśnień może wynosić nawet 8 barów a zakres mocy chłodniczych wynosi od 25 do 480 kW (Danfoss, 2020).

Sprężarki CO₂ to głównie konstrukcje półhermetyczne tłokowe. Wyróżnia się osobne konstrukcje dla układów podkrytycznych ($t_o = -50 \div -20^\circ\text{C}$, $t_{\text{cond,max}} = 15^\circ\text{C}$) oraz nadkrytycznych ($t_o = -40 \div 10^\circ\text{C}$, $p_{\text{cond,max}} = 110 \text{ bar}$). W ostatnich latach następuje dynamiczny rozwój chłodnictwa z CO₂ i powstają konstrukcje o coraz większych wydajnościach i sprawnościach. Aktualnie dostępne są sprężarki o wydajnościach objętościowych od 2 do 50 m³/h oraz od 1 do 60 m³/h odpowiednio dla układów podkrytycznych i nadkrytycznych (Dorin S.p.A., 2022). Nowoczesne konstrukcje sprężarek CO₂ charakteryzują bardzo wysokie sprawności izentropowe przekraczające 90% oraz sprawności całkowite osiągające nawet 76%. Dodatkowo cechuje je bardzo korzystna koperta ciśnień roboczych, w związku z czym dają znaczące możliwości ograniczania nakładów energetycznych na pracę sprężania w okresach o niskich temperaturach zewnętrznych, gdyż ta sama sprężarka może pracować przy temperaturze odparowania równej -10°C i skraplania na poziomie 2°C (36,7 bar), jak również w obszarze transkrytycznym przy $+35^\circ\text{C}$ temperatury zewnętrznej (95 bar), co przedstawiono na Rys. 5. Dla porównania – sprężarki amoniakalne lub dla HFC przy temperaturze odparowania -10°C oferują minimalną temperaturę skraplania na poziomie $15 \div 20^\circ\text{C}$.



Rys. 5 Koperta pracy sprężarki CO₂ firmy Dorin, typ CD 5201M PRO+ (Dorin S.p.A., 2022)

Skraplacze twardziej chłodnicze gazu dla dwutlenku węgla posiadają bardzo zbliżoną konstrukcję do skraplaczy dla czynników z grupy HFC, tj. urządzenia poziome, pionowe bądź typu V-bank. Najczęściej suche, choć mogą również być wyposażane w chłodzenie adiabaticzne.

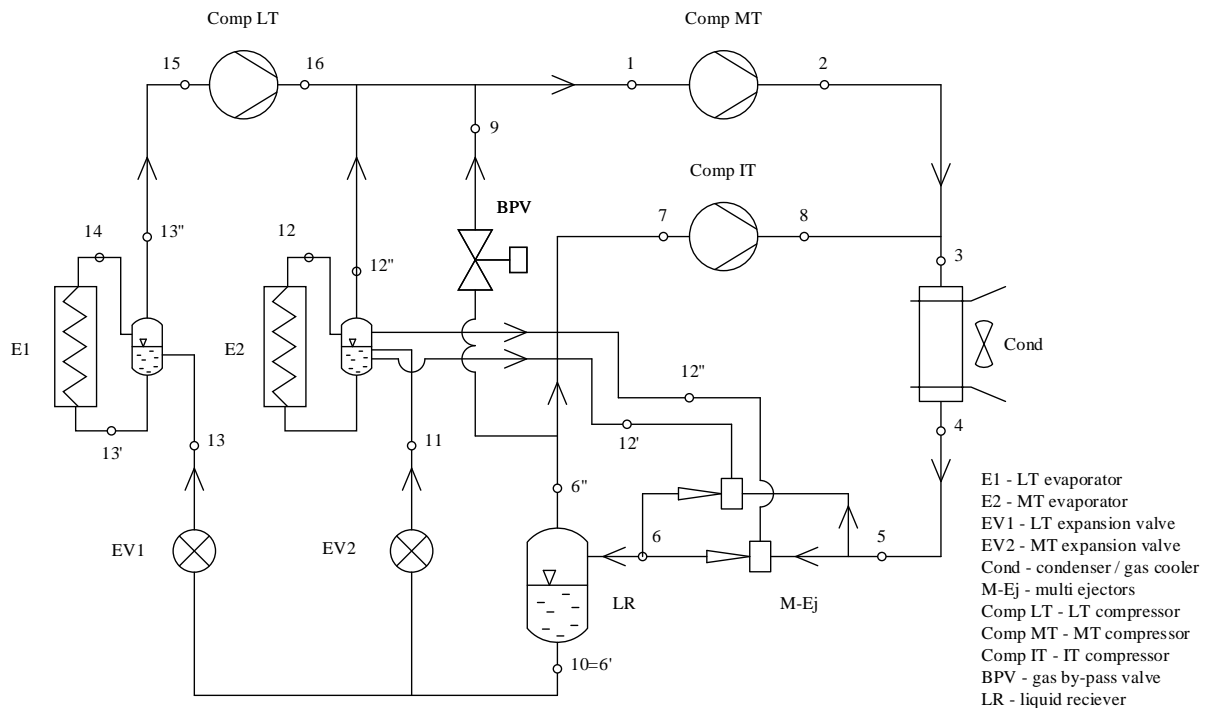
2.3 Systemy chłodnicze średnio i niskotemperaturowe o potencjale aplikacyjnym dla lodowisk

W ostatnich latach w związku z dążeniem do neutralności klimatycznej i mając na uwadze zarówno energochłonność instalacji, jak i ich ślad węglowy, wynikający ze stosowanych czynników

chłodniczych, w instalacjach chłodniczych średnio i niskotemperaturowych zaistniał silny trend ukierunkowany na stosowanie naturalnych czynników chłodniczych, a w szczególności CO₂.

Lodowiska, podobnie jak obiekty komercyjne charakteryzuje zapotrzebowanie na chłód średnio- lub niskotemperaturowy. W związku z istotnym rozwojem instalacji chłodniczych opartych o naturalne czynniki chłodnicze w sektorze komercyjnym literatura ta stanowi ważne wsparcie w zakresie wyboru energoptymalnego systemu chłodzenia lodowisk, szczególnie, iż sektor komercyjny stanowi główny bodziec rozwojowy dla instalacji chłodniczych w ostatnich latach. Ze względów prawnych w Europie powstała potrzeba, aby odejść od wcześniej stosowanych systemów chłodniczych z wykorzystaniem HFC i na szeroką skalę wprowadzić do komercyjnego sektora chłodniczego systemy wykorzystujące czynniki chłodnicze o GWP<150 (Schulz, Kourkoulas, 2014). W związku z większą dostępnością i względnie niższą ceną skupiono się głównie na systemach wykorzystujących naturalne czynniki chłodnicze – w szczególności CO₂. Zainteresowanie tematem odzwierciedlają statystyki liczby publikacji notowanych rocznie w bazie ScienceDirect dotyczących chłodnictwa z wykorzystaniem CO₂, która wzrosła od 2007 z 81 do 961 w 2023.

Dotychczasowe badania nad zużyciem energii elektrycznej w supermarketach przez urządzenia chłodnicze z naturalnymi czynnikami chłodniczymi dotyczyły głównie urządzeń z CO₂ jako czynnikiem chłodniczym. Badania w tym zakresie były prowadzone w odniesieniu do podstawowego systemu Booster CO₂ 1' generacji (Y T Ge, Tassou, 2011a, 2011b; Y. T. Ge, Tassou, 2011; Shilliday, 2012). System ten jest klasycznym systemem chłodniczym, w którym wyróżniamy dwa stopnie sprężania – po jednym dla każdego z poziomów normowanych temperatur. Są to systemy zbliżone do przedstawionego na Rys. 3, uzupełnione o drugi, niższy poziom temperaturowy odbiorników chłodu i odpowiadający im poziom sprężania. System Booster CO₂ 2' generacji jest rozwinięciem, w którym wykorzystuje się dodatkowy zestaw sprężarek, tzw. sprężanie równoległe. Podczas występowania wysokich temperatur zewnętrznych, pary obejściowe kierowane są do sprężarek równoległych, przez co nie obciążają nadmiernie sprężarek średnotemperaturowych (Chesi et al., 2014; Javerschek et al., 2016, 2015). Kolejnym krokiem było wprowadzenie zalanych parowników średnio- i niskotemperaturowych, co skutkuje podwyższeniem ciśnienia ssania a tym samym zwiększenia efektywności systemu chłodniczego (Finckh et al., 2011). Najbardziej zaawansowanym systemem jest Booster CO₂ 3' generacji z zastosowaniem multieźektorów (Hafner et al., 2014, 2012) – przedstawiony na Rys. 6. Wykazano, iż każda kolejna generacja Booster CO₂ jest bardziej efektywna energetycznie, a efekt oszczędności zależy od klimatu zewnętrznego. Jak podkreślono w pracy autora, zastosowanie kolejnych generacji systemów booster z CO₂ przynosi szczególne korzyści w miesiącach letnich (Drojetzki, Porowski, 2022). W okresach zimowych, systemy z CO₂ charakteryzują się znacznie wyższą sprawnością od konwencjonalnych systemów, natomiast kolejne usprawnienia nie są wówczas odzwierciedlane w wynikach zapotrzebowania na energię. Zastosowanie eźektorów cieczowych skutkujące zalaniem parowników daje korzyści energetyczne przez cały rok, gdyż pozwala na podniesienie temperatury odparowania (Gullo et al., 2019; Hafner, Banasiak, 2016). Eźektory wysokiego ciśnienia oraz sprężarki równoległe przynoszą korzyści przy temperaturach zewnętrznych większych od 15°C (Danfoss, 2020). Stąd stosowanie kolejnych generacji systemów CO₂ w klimatach zimnych bądź w instalacjach wykorzystywanych okresowo – w czasie zimowym – może nie być uzasadnione.



Rys. 6 Schemat systemu chłodniczego typu Booster CO₂ 3' generacji dla obiektów komercyjnych (Drojetzki, Porowski, 2023)

Korzyści energetyczne płynące z zastąpienia konwencjonalnych systemów z R404A i wdrażania układów z CO₂ obserwowano dla klimatów chłodnych i umiarkowanych. W klimatach cieplejszych, zwrotnikowych i tropikalnych opisane wcześniej systemy boosterowe wymagają dodatkowych modyfikacji celem poprawy działania układu w warunkach wysokich temperatur zewnętrznych. Jest to istotny aspekt, który ma swoje uzasadnienie również w kontekście lodowisk, które sytuowane są w strefie klimatów umiarkowanych i ciepłych. Badania w tym zakresie zostały poprowadzone dwutorowo.

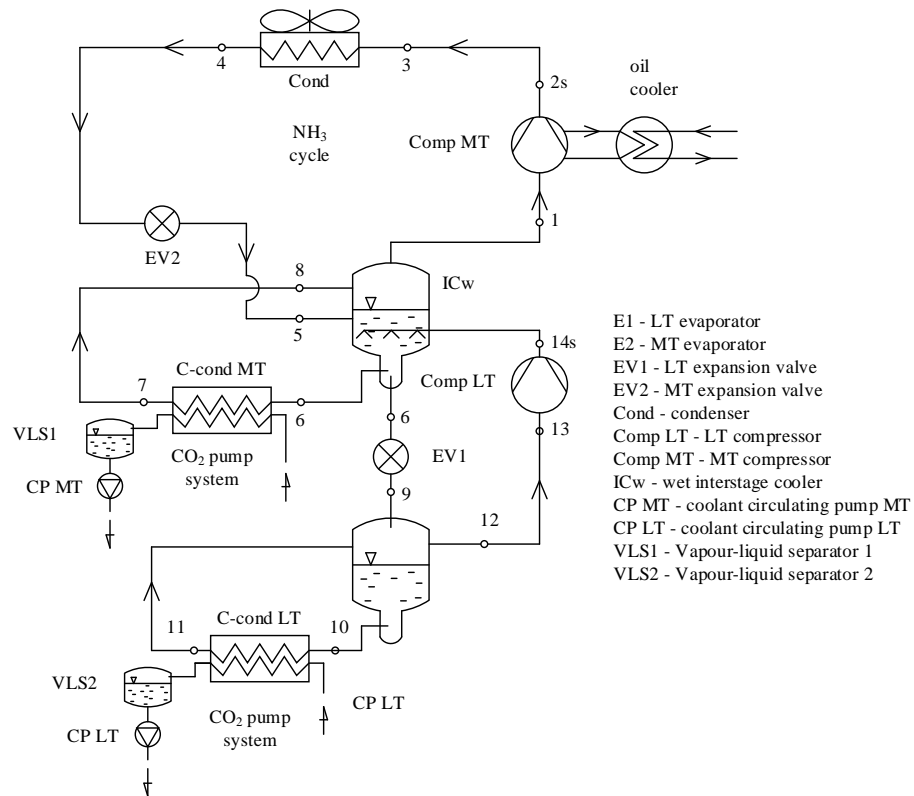
Jednym z rozwiązań może być zastosowanie systemów kaskadowych z wykorzystaniem HFC lub naturalnych czynników chłodniczych. Zbadano różne warianty kaskadowych układów trzystopniowych z wykorzystaniem czynników o niskim GWP. Wykazano, iż biorąc pod uwagę czynniki środowiskowe R717 jest rekomendowanym czynnikiem chłodniczym dla obiegu wysokotemperaturowego (Sun et al., 2019). W pracy (Purohit et al., 2018) zaprezentowano analizę działania układu kaskadowego R717/R744 2' generacji w porównaniu z układem konwencjonalnym (R404A) oraz układem booster CO₂ 3' generacji. Wykazano, iż dla Kuwejtu, układ kaskadowy wykazuje 14,11% mniejsze roczne zapotrzebowanie na energię niż bazowy układ z R404a, a układ all-CO₂ wykazuje jedynie 12,73% przewagi, przy czym w klimacie chłodnym (Shillong), najefektywniejszy jest booster CO₂. System kaskadowy NH₃/CO₂ z wykorzystaniem CO₂ w układach pompowych dla obiegów MT i ciśnieniowych dla obiegów LT został zaproponowany w zastosowaniu w przemyśle spożywczym w Mumbaju (klimat tropikalny) (Saini et al., 2021). W publikacji wykazano, że system kaskadowy redukuje zapotrzebowanie na energię elektryczną w ciągu roku o 8,3% w porównaniu do układu tylko amoniakalnego wieloparownikowego. Badacze przedstawili wyniki badań symulacyjnych ośmiu systemów chłodniczych supermarketów, w tym systemu Booster CO₂ 1' i 2' generacji oraz różne warianty kaskad CO₂/R404A w warunkach klimatu USA (Sharma et al., 2014). Wyniki tych badań wskazują, iż system Booster CO₂ 1' generacji był optymalny energetycznie w północnych dwóch trzecich USA, w porównaniu do systemów opartych na R404A lub kaskad CO₂/R404A. Zastosowanie kaskady CO₂/R404A prowadzi do ograniczenia emisji CO₂, przy czym nie wpływa w znaczący sposób na redukcję zapotrzebowania na energię. W innej pracy (Tsamos et al., 2019) porównano działanie układu CO₂ booster 1' i 2' generacji z układem kaskadowym NH₃/CO₂ dla dwóch lokalizacji: Londynu i Larnaki (Cypr). Wyniki badań potwierdzają, iż w warunkach klimatu umiarkowanego optymalny energetycznie jest w tym porównaniu system booster CO₂ 2' generacji (zużycie energii mniejsze o 8,4÷8,6%, w stosunku do pozostałych systemów), natomiast w warunkach klimatu ciepłego optymalny

jest system kaskadowy R717/R744 (zużycie energii mniejsze o 9,2÷11,6%, w stosunku do pozostałych systemów).

Inną propozycją było stosowanie dedykowanych mechanicznych systemów dochładzających, które ograniczają strumień masy par wtórnych powstających w zbiorniku cieczy za zaworem wysokiego ciśnienia (Llopis et al., 2018). Wykorzystanie dedykowanego mechanicznego dochładzania (DMS) dla instalacji w Bangkoku poskutkowało korzyściami energetycznymi i ekonomicznymi (Cortella et al., 2021). Badacze (Purohit et al., 2017) porównali działanie układu booster 2' generacji z układem wykorzystującym DMS z R290 oraz układem kaskadowym R1234ze(E)/CO₂ w aplikacji dla marketów zlokalizowanych w klimacie gorącym (Sewilla, Phoenix, Teheran i Nowe Delhi). Wykazano, iż system kaskadowy cechowało najwyższe COP w temperaturach zewnętrznych powyżej 23°C. Kolejna publikacja (Gullo et al., 2016) dotyczyła zastosowania systemu kaskadowego R134A/R744 w porównaniu do boostera 1' i 2' generacji w wersji standardowej oraz uzupełnionych DMS. Wykazano, iż różnice w rocznym zapotrzebowaniu na energię między boosterem ze sprężaniem równoległym z DMS i bez, klasycznym boosterem z DMS i układem kaskadowym wynoszą ±0,8%, a najniższym zapotrzebowaniem na energię wykazał się układ ze sprężaniem równoległym i DMS z R290.

Wykorzystanie NH₃ w chłodniczych systemach komercyjnych w układzie z chłodzeniem pośrednim zostało zaproponowane przez autora w publikacji (Drojetzki, Porowski, 2022), gdzie zestawiono je z systemami CO₂ booster 1', 2' i 3' generacji. Wykazano, iż system amoniakalny pośredni glikolowy może być alternatywą dla układów z CO₂ w klimacie Śródziemnomorskim, gdzie okazał się bardziej efektywny energetycznie osiągając COP wyższe odpowiednio o 30,4%, 23,1% i 1,4%. W warunkach klimatu umiarkowanego, system booster CO₂ 3' generacji zdecydowanie przeważał nad innymi ze średniorocznym COP wyższym od boostera 1' i 2' generacji oraz systemu amoniakalnego o odpowiednio 33,4%, 29% oraz 12,9%.

Powyższe wyniki skłoniły autora do zbadania wpływu klimatu zewnętrznego na wybór energoptymalnej struktury systemu chłodniczego z wykorzystaniem naturalnych czynników chłodniczych i znalezienia odpowiedzi na pytanie w jakich klimatach które ze struktur systemu chłodniczego będą optymalne. Jako obiektywne i powszechnie stosowane kryterium optymalizacji energetycznej systemów chłodniczych przejęto w analizie średnioroczne COP. Analizie poddano najbardziej efektywny aktualnie system booster z CO₂ z multieźektorami i parownikami zalanymi (3' generacji) – system odniesienia oraz trzy nowe, autorskie propozycje układów kaskadowych NH₃/CO₂ w warunkach klimatycznych od klimatu chłodnego, aż po tropikalny (Drojetzki, Porowski, 2023). Spośród badanych systemów na szczególną uwagę zasługuje system boosterowy amoniakalny z pompowym zasilaniem parowników CO₂ przedstawiony na Rys. 7. Wykazano, że system all-CO₂ z multieźektorami jest najefektywniejszy energetycznie w klimacie chłodnym i umiarkowanym, natomiast w lokacjach o wyższych temperaturach zewnętrznych, począwszy od klimatu umiarkowanego ciepłego, zaproponowany autorów system booster NH₃ wykazywał najwyższą sprawność sezonową. Oznacza to, iż w warunkach panujących w Polsce - klimat wilgotny kontynentalny z gorącym latem – prawdopodobnie systemy z CO₂ będą przewyższały sprawnością pozostałe układy. Należy podkreślić, iż autorzy w swojej pracy zbadali również wpływ stosunku mocy obciążeń chłodniczych średnio- i niskotemperaturowych na zmianę sprawności systemów (*LF* – load factor – ang. współczynnik obciążenia). Wykazano, iż w przypadku rosnącego współczynnika *LF*, tj. większego udziału odbiorników średnotemperaturowych sprawność systemów z CO₂ rosła względem systemów amoniakalnych, co jest obiecującą przesłanką dla systemów lodowisk, które wykazują jedynie średnotemperaturowe obciążenia chłodnicze. Spodziewa się zatem, iż wyniki analiz systemów chłodniczych dla lodowisk w porównaniu do systemów komercyjnych będą korzystniejsze dla instalacji z dwutlenkiem węgla.



Rys. 7 System Booster NH₃ z pompowym zasilaniem parowników płynnym CO₂ dla obiektów komercyjnych (Drojtzki, Porowski, 2023)

Należy zwrócić uwagę, iż powyższe wnioski płynące z analizy obiektów komercyjnych mogą stanowić istotne wsparcie w ocenie systemów chłodniczych dla lodowisk, jednakże nie mogą być przekładane wprost ze względu na różnice technologiczne – wielkość instalacji, występowanie dodatkowego poziomu temperaturowego odbiorników oraz tryb pracy w ciągu roku.

3 PROBLEM BADAWCZY, CEL I ZAKRES PRACY

Na podstawie przedstawionego w rozdziale 2 przeglądu aktualnego stanu wiedzy można stwierdzić, iż zagadnienie energooszczędnej instalacji HVACR dla lodowisk choć szeroko opisywane w tekstach technicznych o charakterze inżynierskim lub popularnonaukowym nie wykazuje satysfakcjonującej reprezentacji w tekstach o naturze badawczo-naukowej w literaturze branżowej. Przywołane przykłady stanowią głównie raporty organizacji rządowych, pozarządowych bądź firm skupionych wokół projektowania lub wykonawstwa systemów HVACR dla szeroko rozumianych lodowisk. W literaturze opisywane są istniejące realizacje energooszczędnych systemów dla hal lodowych i posiadają one charakter audytowy. Brakuje natomiast prac badawczych symulacyjnych porównujących różne systemy dla tego samego obiektu. Autor nie dotarł do ani jednego opracowania, w którym dla tych samych warunków porównano by różne opcje wykonania systemu chłodniczego dla lodowiska i odpowiedziano by na pytanie, który system charakteryzuje najniższe zapotrzebowanie na energię i jakie są różnice pomiędzy instalacją energooszczędną a innymi wariantami. Dodatkowo należy oddzielić opracowania, które dotyczą lodowisk zewnętrznych zadaszonych a hal lodowych, ze względu na to, iż w przypadku hal lodowych rozpatrywane są zintegrowane systemy zaopatrzenia w chłód i ciepło. Lodowiska zadaszone zewnętrzne natomiast charakteryzuje znacząco niższe zapotrzebowanie na ciepło – właściwie jedynie na cele zabezpieczenia przed zamrażaniem gruntu, w związku z czym nie ma konieczności rozważania w ich przypadku rozbudowanych systemów odzysku ciepła. W wyniku jednoczesnego pokrywania zapotrzebowania na chłód i ciepło, hale lodowe wymagają stosowania algorytmów sterowania, które optymalizują działanie systemu pod kątem zaspokajania obu tych potrzeb symultanicznie. W przypadku lodowisk zewnętrznych – sterowanie odbywa się w funkcji minimalizacji zapotrzebowania na energię dla celu chłodzenia, stąd nie można przekładać wyników analiz uzyskanych dla hal lodowych również na obiekty zewnętrzne zadaszone. Tematyka wyboru energooszczędnej instalacji chłodzenia dla lodowisk zewnętrznych zadaszonych z wykorzystaniem obiektywnych metod porównawczych pozostaje wciąż niezgłębiona.

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz identyfikuje się **problem badawczy**, którym jest **brak kompleksowej metody wyznaczania energooszczędnych struktur systemów chłodniczych opartej na funkcji użytkowej, warunkach ograniczających i funkcji celu w aplikacji dla lodowisk, w tym również lodowisk zewnętrznych zadaszonych**.

W konsekwencji, mając na uwadze dodatkowo aspekt ekologiczny zastosowania naturalnych czynników chłodniczych, **celem badawczym** rozprawy jest:

Opracowanie procedury optymalizacyjnej wyznaczania energooszczędnej instalacji chłodzenia opartej na naturalnych czynnikach chłodniczych, dla lodowisk zewnętrznych zadaszonych z wykorzystaniem analizy systemowej i metod symulacyjnych jako narzędzi badawczych.

Cele użytkowe rozprawy obejmują:

- **Wyznaczenie energooszczędnych struktur systemów chłodniczych dla lodowisk spełniających obecne wymagania środowiskowe (GWP<2500 – wykorzystujące w konsekwencji naturalne czynniki chłodnicze),**
- **Określenie wskaźnikowego zapotrzebowania na energię w zależności od wyboru określonego systemu,**
- **Opracowanie rekomendacji w tym zakresie dla obiektów nowo budowanych oraz modernizowanych.**

Tezy rozprawy, będące przedmiotem udowodnienia można sformułować następująco:

- **Narzędziem w wyznaczaniu energooszczędnych struktur systemów chłodzenia lodowisk zewnętrznych zadaszonych jest strategia wykorzystująca analizę systemową i przegląd zupełny rozwiązań dopuszczalnych, oparta na funkcji użytkowej jako punkcie wejścia, warunkach ograniczających oraz funkcji celu, którą jest minimum zapotrzebowania na energię,**

- Systemy chłodzenia z dwutlenkiem węgla jako czynnikiem chłodniczym są rozwiązaniami energoptymalnymi dla lodowisk zewnętrznych zadanych.

4 ZAGADNIENIE WYBORU ENERGOOPTYMALNEGO SYSTEMU CHŁODNICZEGO

4.1 Metodologia – charakterystyka ogólna

W prezentowanych dotychczas w literaturze rozwiązaniach zagadnień optymalizacyjnych systemów chłodniczych i klimatyzacyjnych punktem wyjścia było zdefiniowanie zbioru wariantów dopuszczalnych realizujących funkcję użytkową w sposób uznaniowy. Dla tych systemów wyznaczano funkcję celu - minimum zapotrzebowania na energię. Procedura wyznaczania zbioru wariantów dopuszczalnych nie była określona. Istniało zatem ryzyko nieświadomego pominięcia pewnych wariantów, które mogły okazać się bardziej odpowiednimi dla danego zastosowania.

W prezentowanej metodologii punktem wyjścia jest funkcja użytkowa, która opisywana jest przy wykorzystaniu zakresu normowanych parametrów stałych. Dla normowania każdego z tych parametrów stałych z osobna, a następnie dla wszystkich parametrów stałych razem, tworzy się zbiór możliwych wariantów struktury systemu chłodniczego, który powstaje z kombinacji zmiennych decyzyjnych. W kolejnym kroku, na zbiór wszystkich możliwych wariantów nakłada się z góry zdefiniowane warunki ograniczające i otrzymuje się zbiór wariantów dopuszczalnych systemu chłodniczego. Całość procedury optymalizacyjnej na tym etapie opisuje się za pomocą rachunku macierzowego, a systemy chłodnicze za pomocą wektorów, których współrzędnymi są parametry stałe i zmienne decyzyjne. Analizując kolejne zmienne decyzyjne w tabeli tych zmiennych i dokonując ich akceptacji lub eliminacji, uzyskuje się gwarancję, iż nie zostanie pominięty nieświadomie żaden możliwy wariant systemu chłodniczego – takiej gwarancji nie ma w procedurach dotychczas prezentowanych w literaturze i właśnie ten fakt stanowi największą wartość aplikacyjną prezentowanej metodologii. Metodologia wprowadza zatem precyzyjny opis matematyczny na tym etapie procedury optymalizacyjnej i gwarantuje pełną identyfikację zbioru wariantów dopuszczalnych.

Przedstawiona w kolejnych rozdziałach metodologia wyboru energoptymalnego systemu chłodniczego jest adaptacją metodologii wyboru energoptymalnego systemu HVAC zaprezentowanej przez Porowskiego (2019). W ramach adaptacji przyjęto strukturę metodologii w niezmienionej formie, przy czym opracowano nowe, oryginalne zbiory parametrów stałych (Załącznik 1), zmiennych decyzyjnych (Załącznik 2) oraz warunków ograniczających (Załącznik 3), stanowiących bazę dla dalszych rozważań. Dzięki opracowaniu nowych zbiorów danych wejściowych, można tę metodę wykorzystać do analizy innego rodzaju systemów niż analizowanych w oryginale przez Porowskiego (2019).

4.2 Model systemu chłodniczego

System chłodniczy obejmujący wytwarzanie i dystrybucję chłodu może być opisany – w analogii do systemu HVAC (Porowski, 2019) – za pomocą wektora \bar{x} , którego współrzędnymi są parametry stałe i zmienne decyzyjne:

$$\bar{x} = [x_1 \dots x_i \dots x_I, x_{I+1} \dots x_{I+j} \dots x_{I+J}], \quad \bar{x} \in X^{I+J} \quad (4.1)$$

gdzie:

$x_1 \dots x_i \dots x_I$ – parametry stałe, $i = 1 \dots I$

$x_{I+1} \dots x_{I+j} \dots x_{I+J}$ – zmienne decyzyjne, $j = 1 \dots J$

Dla uporządkowania zmiennych decyzyjnych można przyjąć oznaczenie równoważne:

$$x_j \equiv x_{I+j} \quad (4.2)$$

Parametry stałe systemu chłodniczego ustalane są przed rozpoczęciem procedury optymalizacyjnej i nie zmieniają się w trakcie jej realizacji. W ogólnym przypadku mogą być funkcjami zarówno czasu, jak i przestrzeni. Z matematycznego punktu widzenia parametry stałe można podzielić na dwie kategorie – niewymierne i wymierne. Z formalnego punktu widzenia parametry stałe mogą być normowane (ujęte w normach lub przepisach formalnych) lub nienormowane.

Uwzględniając przedstawiony podział parametrów stałych przyjęto następujące oznaczenia:

$$i = 1 \dots I^*, I^*+1, \dots I, \quad (4.3)$$

gdzie:

$i = 1 \dots I^*$ - indeks parametrów stałych normowanych,

$i = I^*+1, \dots I$ - indeks parametrów stałych nienormowanych,

Parametry stałe systemu chłodniczego należące do obu wymienionych kategorii zestawiono w załączniku (Załącznik 1). Zmienne decyzyjne są parametrami, które z definicji zmieniają się w trakcie procedury optymalizacyjnej i są argumentami wektora \bar{x} opisującego system zaopatrzenia w chłód. Według kryterium opisu matematycznego mogą być analogicznie, jak parametry stałe, wymierne lub niewymierne.

Zmienne decyzyjne opisujące system zaopatrzenia w chłód zestawiono w załączniku (Załącznik 2). Tabela nie zawiera wszystkich możliwych zmiennych decyzyjnych x_j opisujących system zaopatrzenia w chłód, bowiem ma charakter otwarty i może być sukcesywnie uzupełniania lub modyfikowana.

W przyjętej metodologii wykorzystuje się tylko te zmienne decyzyjne, które wpływają na normowane parametry stałe systemu chłodniczego – współrzędne wektora \bar{x}_i ($i = 1 \dots I^*$) - czyli te zmienne decyzyjne, które mogą przyjmować wartość $x_j = 1$. Eliminuje się natomiast na wstępie te zmienne decyzyjne, o których wiadomo z założenia, iż przyjmują wartość $x_j = 0$ w wyniku uwzględnienia warunków ograniczających dla danej aplikacji. Pozwala to wynikowo zmniejszyć wielkość zagadnienia.

4.3 Warunki ograniczające, warianty dopuszczalne

Każdy system zaopatrzenia w chłód musi spełniać szereg warunków ograniczających. Ograniczenia te są funkcją parametrów stałych lub zmiennych decyzyjnych wymiernych lub niewymiernych, toteż mogą mieć postać równości lub nierówności algebraicznych. Mogą być również formułami rachunku zdań logiki matematycznej. Ogólną formułę ograniczeń można zapisać w postaci (Porowski, 2019):

$$g_k(x_1 \dots x_j \dots x_I), k = 1 \dots K \quad (4.4)$$

W przypadku, w którym zmienne decyzyjne są zmiennymi zdaniowymi logiki matematycznej, głównie implikacji, wówczas warunki ograniczające przyjmują wartości:

$$g_k(x_1 \dots x_j \dots x_I) = \begin{cases} 1 & \text{– "prawda"} \\ 0 & \text{– "fałsz"} \end{cases} \quad (4.5)$$

Z metodologicznego punktu widzenia, ograniczenia, podobnie jak parametry stałe, są niezmiennie w trakcie procedury optymalizacyjnej.

Podstawowe kategorie ograniczeń są następujące: technologiczne – g_{Tk} , higieniczne i środowiskowe – g_{Hk} , akustyczne – g_{Ak} , energetyczne – g_{Ek} , materiałowe – g_{Mk} , architektoniczno-konstrukcyjne – g_{Akk} , w zakresie bezpieczeństwa i niezawodności – g_{BNk} .

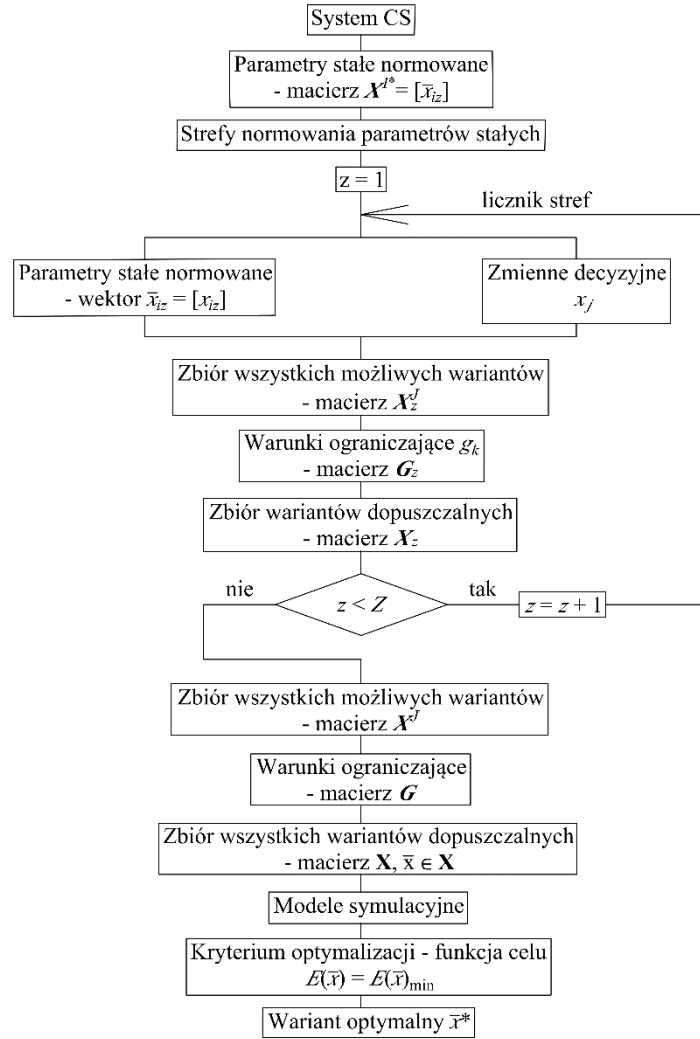
Uwzględniając zdefiniowane kategorie ograniczeń, można relację (4.5) zapisać w postaci:

$$g_{Tk, Ak, Ek, Mk, Akk, BNk}(x_j) = \begin{cases} 1 & \text{– "tak"} \\ 0 & \text{– "nie"} \end{cases} \quad (4.6)$$

Ogólnie do opisu ograniczeń można przyjąć oznaczenie $g_{()k}(x_j)$, gdzie $() \equiv T, K, A, E, M, AK, BN$. Wymienione kategorie ograniczeń dla systemu chłodniczego, jako funkcje zmiennych decyzyjnych, zestawiono w załączniku (Załącznik 3).

4.4 Algorytm ogólny – elementy składowe, analiza systemowa, funkcja celu

Algorytm ogólny rozwiązania zagadnienia optymalizacji systemu chłodniczego przedstawiono na Rys. 8.



Rys. 8 Algorytm ogólny metody wyboru energoptymalnego systemu chłodniczego

Parametry stałe normowane opisuje macierz binarna X^{I*} w postaci:

$$X^{I*} = [x_{iz}] = [\bar{x}_{i1} \dots \bar{x}_{iz} \dots \bar{x}_{iZ}] \quad (4.7)$$

przy czym

$$\bar{x}_{iz} = \begin{bmatrix} x_{1z} \\ \dots \\ x_{iz} \\ \dots \\ x_{I^*z} \end{bmatrix}, \quad (4.8)$$

gdzie:

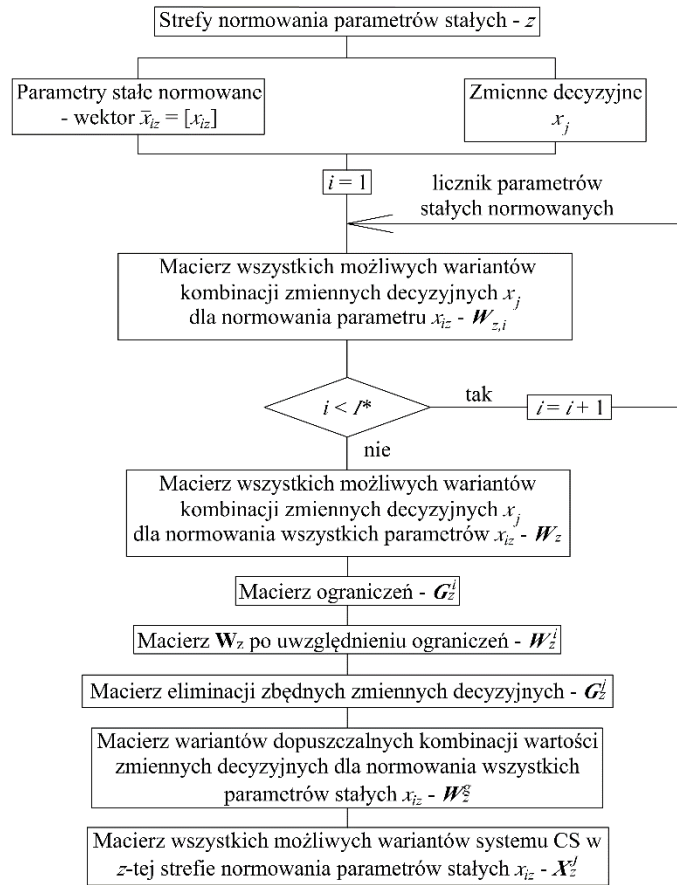
i – numer normowanego parametru stałego systemu chłodniczego, $i = 1, 2, \dots, I^*$

z – numer strefy (dolnego źródła – przestrzeni chłodzonej) normowanych parametrów stałych systemu chłodniczego,

\bar{x}_{iz} – wektor normowanych parametrów stałych dla z -tej strefy

$$x_{iz} = \begin{cases} 1 - \text{jeżeli } i\text{-ty parametr stały systemu chłodniczego jest normowany w } z\text{-tej strefie} \\ 0 - \text{jeżeli } i\text{-ty parametr stały systemu chłodniczego nie jest normowany w } z\text{-tej strefie.} \end{cases}$$

Algorytm wyznaczania macierzy \mathbf{X}_z^J – wszystkich możliwych wariantów systemu chłodniczego w z -tej strefie normowania parametrów stałych x_{iz} , przedstawiono na Rys. 9.



Rys. 9 Algorytm wyznaczania macierzy \mathbf{X}_z^J - zbioru wszystkich możliwych wariantów systemu chłodniczego w z -tej strefie normowania parametrów stałych x_{iz}

Punktem wyjścia jest tutaj sformułowanie wektora binarnego $\bar{w}_{z,m_{zi}}$ opisującego m_{zi} -ty wariant kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j dla normowania x_{iz} -tego parametru stałego w z -tej strefie. Wektor $\bar{w}_{z,m_{zi}}$ typu $(1, J_{zi})$ ma postać:

$$\bar{w}_{z,m_{zi}} = [w_{z,m_{zi}1} \dots w_{z,m_{zi}j} \dots w_{z,m_{zi}J_{zi}}] \quad (4.9)$$

$$w_{z,m_{zi}j} = \begin{cases} 1 - \text{jeżeli } j\text{-ta zmienna decyzyjna przyjmuje wartość } x_j = 1 \text{ dla } m_{zi}\text{-tego wariantu kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych normujących } x_{iz}\text{-ty parametr stały w } z\text{-tej strefie,} \\ 0 - \text{jeżeli } j\text{-ta zmienna decyzyjna przyjmuje wartość } x_j = 0 \text{ dla } m_{zi}\text{-tego wariantu kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych normujących } x_{iz}\text{-ty parametr stały w } z\text{-tej strefie.} \end{cases}$$

j – numer zmiennej decyzyjnej, $j = 1, \dots, J_{zi}$

J_{zi} - liczba zmiennych decyzyjnych dla normowania x_{iz} -tego parametru stałego w z -tej strefie

Z kolei opierając się na wektorach $\bar{w}_{z,m_{zi}}$, formułuje się macierz binarną \mathbf{W}_{zi} wszystkich możliwych wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j dla normowania x_{iz} -tego parametru stałego w z -tej strefie. Postać macierzy $\mathbf{W}_{z,i}$ jest następująca:

$$\mathbf{W}_{z,i} = \begin{bmatrix} \bar{w}_{z,1} \\ \vdots \\ \bar{w}_{z,m_{zi}} \\ \vdots \\ \bar{w}_{z,M_{zi}} \end{bmatrix}, \text{ typ } (M_{zi}, 1) \quad (4.10)$$

lub po podstawieniu wektorów $\bar{w}_{z,m_{zi}}$ w postaci (4.9):

$$\mathbf{W}_{z,i} = [w_{z,m_{zi}}], \text{ typ } (M_{zi}, J_{zi}) \quad (4.11)$$

gdzie:

$$m_{zi} = 1, \dots, M_{zi},$$

M_{zi} - liczba wszystkich możliwych wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych systemu chłodniczego dla normowania x_{iz} -tego parametru stałego w z -tej strefie,

$$j = 1, \dots, J_{zi}.$$

Następnie opierając się na macierzach $\mathbf{W}_{z,i}$, definiuje się macierz binarną \mathbf{W}_z wszystkich możliwych wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j systemu chłodniczego do normowania parametrów stałych x_{iz} w z -tej strefie.

Macierz \mathbf{W}_z przyjmuje postać:

$$\mathbf{W}_z = \begin{bmatrix} W_{z,1} \\ \vdots \\ W_{z,i} \\ \vdots \\ W_{z,I^*} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{w}_{z,m_{z1}} \\ \vdots \\ \bar{w}_{z,m_{zi}} \\ \vdots \\ \bar{w}_{z,m_{zI^*}} \end{bmatrix} = [w_{z,m_{zij}}] \quad (4.12)$$

Definiując liczbę wierszy macierzy (4.12) relacją:

$$r(i, m_{zi}) = \begin{cases} m_{zi}, & i = 1 \\ \sum_{k=1}^{i-1} (M_{zk}) + m_{zi}, & i = 2, \dots, I^* \end{cases} \quad (4.13)$$

przy czym:

$$r(i, m_{zi}) = 1, \dots, M_z, \quad (4.14)$$

$$M_z = r(I^*, M_{zi}) = \sum_{i=1}^{I^*} M_{zi},$$

można macierz \mathbf{W}_z w postaci (4.12) przedstawić w równoważnej postaci:

$$\mathbf{W}_z = \begin{bmatrix} \bar{w}_{z,r(1, m_{z1})} \\ \dots \\ \bar{w}_{z,r(i, m_{zi})} \\ \dots \\ \bar{w}_{z,r(I^*, m_{zi})} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{w}_{z,1} \\ \dots \\ \bar{w}_{z,r(i, m_{zi})} \\ \dots \\ \bar{w}_{z,M_z} \end{bmatrix} = [\bar{w}_{z,r(i, m_{zi})j}] \quad (4.15)$$

gdzie:

$\bar{w}_{z,r(i, m_{zi})}$ – wektor opisujący $r(i, m_{zi})$ -ty wariant kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych dla normowania x_{iz} -tego parametru stałego w z -tej strefie

$$\bar{w}_{z,r(i, m_{zi})} = [w_{z,r(1, m_{zi})1} \dots w_{z,r(i, m_{zi})j} \dots w_{z,r(i, m_{zi})J_z}] \quad (4.16)$$

$$w_{z,r(i, m_{zi})j} = \begin{cases} 1 & \text{– jeżeli } j\text{-ta zmienna decyzyjna przyjmuje wartość } x_j = 1 \text{ dla } r(i, m_{zi})\text{-tego wariantu kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych normujących } x_{iz}\text{-ty parametr stały w } z\text{-tej strefie,} \\ 0 & \text{– jeżeli } j\text{-ta zmienna decyzyjna przyjmuje wartość } x_j = 0 \text{ dla } r(i, m_{zi})\text{-tego wariantu kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych normujących } x_{iz}\text{-ty parametr stały w } z\text{-tej strefie.} \end{cases}$$

Zdefiniowanie liczby wierszy w macierzy W_z relacją (4.13) i (4.14) ma znaczenie aplikacyjne, w szczególności pozwala wyznaczyć wymiar macierzy. Macierz W_z w postaci (4.15) jest typu (M_z, J_z) lub w zapisie wektorowym typu $(M_z, 1)$.

W celu uwzględnienia warunków ograniczających na zawarty w macierzy W_z zbiór wszystkich możliwych wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j systemu chłodniczego do normowania wszystkich parametrów stałych x_{iz} w z -tej strefie, formułuje się macierz binarną ograniczeń G_z^i w postaci:

$$G_z^i = \begin{bmatrix} g_{z,11} & \dots & 0 \\ \vdots & g_{z,r(i, m_{zi})r(i, m_{zi})} & \vdots \\ 0 & \dots & g_{z, M_z M_z} \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

gdzie:

$$g_{z,r(i, m_{zi})r(i, m_{zi})} = \begin{cases} 1 & \text{– jeżeli } r(i, m_{zi})\text{-ty wariant kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych } x_j \text{ system chłodniczy dla normowania } x_{iz}\text{-tego parametru stałego w } z\text{-tej strefie opisany wektorem } \bar{w}_{z,r(i, m_{zi})} \text{ spełnia wszystkie ograniczenia,} \\ 0 & \text{– jeżeli } r(i, m_{zi})\text{-ty wariant kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych } x_j \text{ system chłodniczy dla normowania } x_{iz}\text{-tego parametru stałego w } z\text{-tej strefie opisany wektorem } \bar{w}_{z,r(i, m_{zi})} \text{ nie spełnia wszystkich ograniczeń.} \end{cases}$$

Należy zauważyć, iż macierze G_z^i typu (M_z, M_z) i W_z typu (M_z, J_z) mają taką samą liczbę wierszy, która odpowiada liczbie kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych (w szczególnym przypadku urządzeń) opisanych wektorami $\bar{w}_{z,r(i, m_{zi})}$.

Opierając się na macierzach G_z^i i W_z formułuje się macierz binarną W_z^i normowanych parametrów stałych x_{iz} i wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych systemu chłodniczego dla ich normowania po uwzględnieniu warunków ograniczających. Macierz W_z^i otrzymuje się jako iloczyn macierzy G_z^i i W_z w postaci:

$$W_z^i = G_z^i \times W_z \quad (4.18)$$

po wyeliminowaniu wierszy ze wszystkimi elementami zerowymi (eliminowanymi wariantami kombinacji zmiennych decyzyjnych – wariantami nie spełniającymi ograniczeń). Macierz W_z^i ma postać:

$$W_z^i = \begin{bmatrix} \bar{w}_{z,r(1, m_{zi}^g)} \\ \dots \\ \bar{w}_{z,r(i, m_{zi}^g)} \\ \dots \\ \bar{w}_{z,r(I^*, m_{zi}^{g*})} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{w}_{z,1} \\ \dots \\ \bar{w}_{z,r(i, m_{zi}^g)} \\ \dots \\ \bar{w}_{z, M_z^g} \end{bmatrix} = [\bar{w}_{z,r(i, m_{zi}^g)j}] \quad (4.19)$$

gdzie:

$$m_{zi}^g = 1, \dots, M_{zi}^g$$

$$M_z^g = \sum_{i=1}^{I^*} M_{zi}^g$$

$$r(i, m_{zi}^g) = 1, \dots, M_z^g, \text{ przy czym } M_z^g \leq M_z$$

$$j = 1, \dots, J_z$$

Macierz \mathbf{W}_z^i typu (M_z^g, J_z) jest macierzą wszystkich możliwych wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j systemu chłodniczego do normowania parametrów stałych x_{iz} po uwzględnieniu ograniczeń.

Macierz \mathbf{W}_z^i może zawierać zbędne zmienne decyzyjne, które dla wszystkich wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych do normowania wszystkich parametrów stałych x_{iz} przyjmują wartość $x_j = 0$.

W celu identyfikacji i eliminacji zbędnych zmiennych decyzyjnych formułuje się macierz binarną \mathbf{G}_z^j typu (J_z, J_z) w postaci:

$$\mathbf{G}_z^j = \begin{bmatrix} g_{z,11} & & & 0 \\ & \ddots & & \\ & & g_{z,jj} & \\ 0 & & & g_{z,J_z J_z} \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

gdzie:

$$g_{z,jj} = \begin{cases} 1 & \text{– jeżeli } j\text{-ta zmienna decyzyjna przyjmuje wartość } x_j = 1 \text{ dla dowolnego wariantu kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych normujących dowolny parametr stały } x_{iz}, \\ 0 & \text{– jeżeli } j\text{-ta zmienna decyzyjna przyjmuje wartość } x_j = 0 \text{ dla wszystkich wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych normujących dowolny parametr stały } x_{iz}. \end{cases}$$

Macierze \mathbf{W}_z^i typu (M_z^g, J_z) oraz \mathbf{G}_z^j typu (J_z, J_z) mają taką samą liczbę kolumn, które odpowiadają liczbie zmiennych decyzyjnych x_j systemu chłodniczego.

Opierając się na macierzach \mathbf{W}_z^i i \mathbf{G}_z^j określa się macierz binarną \mathbf{W}_z^g normowanych parametrów stałych x_{iz} i wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j systemu chłodniczego dla ich normowania, po uwzględnieniu ograniczeń i eliminacji zbędnych zmiennych decyzyjnych. Macierz \mathbf{W}_z^g otrzymuje się jako iloczyn macierzy \mathbf{W}_z^i i \mathbf{G}_z^j w postaci:

$$\mathbf{W}_z^g = \mathbf{W}_z^i \times \mathbf{G}_z^j \quad (4.21)$$

po wyeliminowaniu kolumn ze wszystkimi elementami zerowymi (zbędnymi zmiennymi decyzyjnymi). Uwzględniając relacje (4.12) i (4.19), macierz \mathbf{W}_z^g przyjmuje postać:

$$\mathbf{W}_z^g = \begin{bmatrix} \bar{w}_{z,m_{z1}^g} \\ \vdots \\ \bar{w}_{z,m_{zi}^g} \\ \vdots \\ \bar{w}_{z,m_{zI}^g} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{w}_{z,1} \\ \vdots \\ \bar{w}_{z,r(i,m_{zi}^g)} \\ \vdots \\ \bar{w}_{z,M_z^g} \end{bmatrix} = [w_{z,r(i,m_{zi}^g)j}] \quad (4.22)$$

gdzie:

$j = 1, \dots, J_z^g$, przy czym $J_z^g \leq J_z$, a pozostałe parametry jak w relacji (4.19).

Macierz \mathbf{W}_z^g typu (M_z^g, J_z^g) jest macierzą wariantów dopuszczalnych $\bar{w}_{z,m_{zi}^g} = \bar{w}_{z,r(i,m_{zi}^g)}$ kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j systemu chłodniczego do normowania wszystkich parametrów stałych x_{iz} .

Korzystając z prawa łączności mnożenia macierzy, procedurę wyznaczania macierzy \mathbf{W}_z^g można sformułować alternatywnie i bardziej syntetycznie wyznaczając macierz \mathbf{W}_z^g w postaci iloczynu:

$$\mathbf{W}_z^g = \mathbf{G}_z^i \times \mathbf{W}_z \times \mathbf{G}_z^j \quad (4.23)$$

i eliminując wiersze i kolumny o elementach zerowych.

Opierając się na macierzy \mathbf{W}_z^g formułuje się wektor binarny \bar{x}_{z,n_z} opisujący n_z -ty wariant systemu chłodniczego w z -tej strefie w postaci:

$$\bar{x}_{z,n_z} = \begin{bmatrix} \bar{x}_{z,m_{z1}^g n_z} \\ \dots \\ \bar{x}_{z,m_{zi}^g n_z} \\ \dots \\ \bar{x}_{z,m_{zI^*}^g n_z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{x}_{z,r(1,m_{z1}^g)n_z} \\ \dots \\ \bar{x}_{z,r(i,m_{zi}^g)n_z} \\ \dots \\ \bar{x}_{z,r(I^*,m_{zI^*}^g)n_z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{x}_{z,1n_z} \\ \dots \\ \bar{x}_{z,r(i,m_{zi}^g)n_z} \\ \dots \\ \bar{x}_{z,M_z^g n_z} \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

gdzie:

$$\bar{x}_{z,r(i,m_{zi}^g)n_z} = \begin{cases} 1 - \text{jeżeli } r(i,m_{zi}^g)\text{-ty wariant kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych } x_j \text{ systemu chłodniczego dla normowania } x_{iz}\text{-tego parametru stałego w } z\text{-tej strefie opisany wektorem } \bar{w}_{z,r(i,m_{zi}^g)} \text{ w macierzy } \mathbf{W}_z^g \text{ należy do } n_z\text{-tego wariantu struktury systemu chłodniczego w } z\text{-tej strefie,} \\ 0 - \text{jeżeli } r(i,m_{zi}^g)\text{-ty wariant kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych } x_j \text{ systemu chłodniczego dla normowania } x_{iz}\text{-tego parametru stałego w } z\text{-tej strefie opisany wektorem } \bar{w}_{z,r(i,m_{zi}^g)} \text{ w macierzy } \mathbf{W}_z^g \text{ nie należy do } n_z\text{-tego wariantu struktury systemu chłodniczego w } z\text{-tej strefie,} \end{cases}$$

przy czym między elementami $x_{z,r(1,m_{z1}^g)n_z}$ oraz $x_{z,m_{zi}^g n_z}$ wektora \bar{x}_{z,n_z} zachodzi korelacja (4.13). Wektor \bar{x}_{z,n_z} typu $(M_z^g, 1)$ ma tyle wierszy, ile macierz \mathbf{W}_z^g wariantów dopuszczalnych kombinacji zmiennych decyzyjnych x_j systemu chłodniczego dla normowania parametrów stałych x_{iz} w z -tej strefie.

Wektor \bar{x}_{z,n_z} tworzy się wybierając z macierzy \mathbf{W}_z^g po jednym wariantie kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j z przedziałów $m_{zi}^g = 1, \dots, M_{zi}^g$ dla każdego z normowanych parametrów stałych x_{iz} , $i = 1, \dots, I^*$ i przyporządkowując temu wariantowi wartość $x_{z,r(i,m_{zi}^g)n_z} = 1$, a pozostałym wariantom z przedziałów $m_{zi}^g = 1, \dots, M_{zi}^g$ każdego z normowanych parametrów stałych x_{iz} wartość $x_{z,r(i,m_{zi}^g)n_z} = 0$. Liczba tak utworzonych wszystkich możliwych wektorów \bar{x}_{z,n_z} – wariantów struktury systemu chłodniczego w z -tej strefie do normowania parametrów stałych x_{iz} – wynosi:

$$N_z = \prod_{i=1}^{I^*} M_{zi}^g \quad (4.25)$$

Opierając się na wektorach binarnych \bar{x}_{z,n_z} , formułuje się macierz binarną \mathbf{X}_z^J stanowiącą zbiór wszystkich możliwych wariantów struktury systemu chłodniczego w z -tej strefie normowania parametrów stałych x_{iz} . Macierz \mathbf{X}_z^J ma postać:

$$\mathbf{X}_z^J = [\bar{x}_{z,1} \dots \bar{x}_{z,n_z} \dots \bar{x}_{z,N_z}] \quad (4.26)$$

lub

$$\mathbf{X}_z^J = [x_{z,m_{z1}^g n_z}] = [x_{z,r(i,m_{zi}^g)n_z}] \quad (4.27)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} n_z &= 1, \dots, N_z, \\ m_{zi}^g &= 1, \dots, M_{zi}^g, \\ r(i, m_{zi}^g) &= 1, \dots, M_{zi}^g. \end{aligned}$$

W celu wyeliminowania z macierzy \mathbf{X}_z^J wariantów tożsamyh, niespójnych lub nieakceptowalnych z przyczyn formalnych (normy, przepisy) definiuje się macierz binarną ograniczeń \mathbf{G}_z typu (N_z, N_z) w postaci:

$$\mathbf{G}_z = \begin{bmatrix} g_{z,11} & & & 0 \\ & \ddots & & \\ & & g_{z,n_z n_z} & \\ 0 & & & g_{z,N_z N_z} \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

gdzie:

$$g_{z,n_z n_z} = \begin{cases} 1 & \text{– jeżeli } n_z\text{-ty wariant struktury chłodniczego w } z\text{-tej strefie normowania} \\ & \text{parametrów stałych } x_{iz} \text{ opisany wektorem } \bar{x}_{z,n_z} \text{ w macierzy } \mathbf{X}_z^J \text{ nie jest tożsamy z} \\ & \text{wariantem } n'_z < n_z \text{ [} n'_z = 1, \dots, (N_z-1) \text{], niespójny lub nieakceptowalny z przyczyn} \\ & \text{formalnych,} \\ 0 & \text{– jeżeli } n_z\text{-ty wariant struktury chłodniczego w } z\text{-tej strefie normowania} \\ & \text{parametrów stałych } x_{iz} \text{ opisany wektorem } \bar{x}_{z,n_z} \text{ w macierzy } \mathbf{X}_z^J \text{ jest tożsamy z} \\ & \text{wariantem } n'_z < n_z \text{ [} n'_z = 1, \dots, (N_z-1) \text{], niespójny lub nieakceptowalny z przyczyn} \\ & \text{formalnych,} \end{cases}$$

Macierze \mathbf{X}_z^J w postaci (4.27) typu (M_z^g, N_z) lub w zapisie wektorowym (4.26) typu $(1, N_z)$ oraz \mathbf{G}_z typu (N_z, N_z) mają taką samą liczbę kolumn, która odpowiada liczbie wektorów \bar{x}_{z,n_z} – liczbie wszystkich możliwych wariantów struktury systemu chłodniczego w z -tej strefie normowania parametrów stałych x_{iz} .

Opierając się na macierzach \mathbf{X}_z^J i \mathbf{G}_z formułuje się macierz \mathbf{X}_z wariantów struktury systemu chłodniczego w z -tej strefie normowania parametrów stałych x_{iz} , po eliminacji z macierzy \mathbf{X}_z^J wariantów niespełniających ograniczeń. Macierz \mathbf{X}_z otrzymuje się jako iloczyn macierzy \mathbf{X}_z^J i \mathbf{G}_z w postaci:

$$\mathbf{X}_z = \mathbf{X}_z^J \times \mathbf{G}_z \quad (4.29)$$

po wyeliminowaniu kolumn ze wszystkimi elementami zerowymi. Macierz \mathbf{X}_z ma postać:

$$\mathbf{X}_z = [\bar{x}_{z,1} \dots \bar{x}_{z,n_z^g} \dots \bar{x}_{z,N_z^g}] \quad (4.30)$$

lub

$$\mathbf{X}_z = [x_{z,m_{zi}^g n_z^g}] = [x_{z,r(i,m_{zi}^g)n_z^g}] \quad (4.31)$$

gdzie:

$$n_z^g = 1, \dots, N_z^g, \text{ przy czym } N_z^g \leq N_z,$$

$$m_{zi}^g = 1, \dots, M_{zi}^g,$$

$$r(i, m_{zi}^g) = 1, \dots, M_z^g.$$

Macierz \mathbf{X}_z w postaci (4.31) – typu (M_z^g, N_z^g) lub w zapisie wektorowym (4.30) – typu $(1, N_z^g)$ stanowi zbiór wariantów dopuszczalnych opisanych wektorami \bar{x}_{z,n_z^g} struktury systemu chłodniczego w z -tej strefie normowania parametrów stałych x_{iz} .

Opierając się na macierzach \mathbf{X}_z formułuje się macierz \mathbf{X}^s stanowiącą uporządkowany zbiór wariantów dopuszczalnych systemu chłodniczego dla wszystkich normowanych parametrów stałych w postaci:

$$\mathbf{X}^s = [\mathbf{X}_1 \dots \mathbf{X}_z \dots \mathbf{X}_Z] \quad (4.32)$$

lub alternatywnie – uwzględniając relację (4.30) – w postaci:

$$\mathbf{X}^s = [\bar{x}_{1,n_1^g} \dots \bar{x}_{z,n_z^g} \dots \bar{x}_{Z,n_Z^g}] \quad (4.33)$$

gdzie:

$$z = 1, \dots, Z,$$

$$n_z^g = 1, \dots, N_z^g.$$

Definiując licznik kolumn macierzy (2.33) relacją:

$$r(z, n_z^g) = \begin{cases} n_z^g, & z = 1 \\ \left(\sum_{k=1}^{z-1} N_k^g \right) + n_z^g, & z = 2, \dots, Z \end{cases} \quad (4.34)$$

przy czym:

$$r(z, n_z^g) = 1, \dots, N_z^s,$$

$$N_z^s = r(z, N_z^s) = \sum_{z=1}^Z N_z^g,$$

można macierz \mathbf{X}^s przedstawić w równoważnej postaci:

$$\mathbf{X}^s = \left[\bar{x}_{r(1, n_1^g)} \dots \bar{x}_{r(z, n_z^g)} \dots \bar{x}_{r(Z, n_Z^g)} \right] \quad (4.35)$$

lub

$$\mathbf{X}^s = \left[\bar{x}_1 \dots \bar{x}_{r(z, n_z^g)} \dots \bar{x}_{N_z^s} \right] \quad (4.36)$$

gdzie:

$\bar{x}_{r(z, n_z^g)}$ – wektor opisujący w macierzy \mathbf{X}^s $r(z, n_z^g)$ -ty wariant dopuszczalny struktury systemu chłodniczego w z -tej strefie oznaczający n_z^g -ty wariant dopuszczalny struktury systemu chłodniczego dla z -tej strefy normowania parametrów stałych x_{iz} ,

N_z^s – liczba wariantów dopuszczalnych struktury systemu chłodniczego dla wszystkich stref łącznie.

Macierz \mathbf{X}^s jest bazą wyjściową do formułowania wektora binarnego \bar{x}_n opisującego n -ty wariant struktury systemu chłodniczego dla wszystkich stref normowania parametrów stałych.

Uwzględniając relacje (4.33), (4.35) i (4.36) opisujące macierz \mathbf{X}^s , wektor \bar{x}_n można zapisać w następujących alternatywnych postaciach:

$$\bar{x}_n = \left[x_{n, n_1^g} \dots x_{n, n_z^g} \dots x_{n, n_Z^g} \right] \quad (4.37)$$

$$\bar{x}_n = \left[x_{n1} \dots x_{nr(z, n_z^g)} \dots x_{nr(Z, n_Z^g)} \right] \quad (4.38)$$

$$\bar{x}_n = \left[x_{n1} \dots x_{nr(z, n_z^g)} \dots x_{nN_z^s} \right] \quad (4.39)$$

gdzie:

$$x_{nr(z, n_z^g)} = \begin{cases} 1 & \text{– jeżeli } r(z, n_z^g)\text{-ty wariant dopuszczalny struktury systemu dla } z\text{-tej strefy} \\ & \text{normowania parametrów stałych opisany wektorem } \bar{x}_{r(z, n_z^g)} \text{ w macierzy } \mathbf{X}^s \text{ należy do } n\text{-} \\ & \text{tego wariantu struktury całego systemu,} \\ 0 & \text{– jeżeli } r(z, n_z^g)\text{-ty wariant dopuszczalny struktury dla } z\text{-tej strefy normowania} \\ & \text{parametrów stałych opisany wektorem } \bar{x}_{r(z, n_z^g)} \text{ w macierzy } \mathbf{X}^s \text{ nie należy do } n\text{-tego} \\ & \text{wariantu struktury całego systemu,} \end{cases}$$

przy czym między elementami $x_{nr(z, n_z^g)}$ oraz x_{n, n_z^g} wektora \bar{x}_n zachodzi korelacja (4.34). Wektor \bar{x}_n typu $(1, N_z^s)$ ma tyle kolumn, ile macierz \mathbf{X}^s , w której kolumny te stanowią uporządkowany zbiór wariantów dopuszczalnych systemu chłodniczego dla wszystkich stref normowania parametrów stałych.

Wektor \bar{x}_n tworzy się wybierając z macierzy \mathbf{X}^s po jednym wariantie systemu chłodniczego z przedziałów $n_z^g = 1, \dots, N_z^g$ dla każdej strefy $z = 1, \dots, Z$ normowanych parametrów stałych x_{iz} i przyporządkowując temu wariantowi wartość $x_{nr(z, n_z^g)} = 1$, a pozostałym wariantom w każdym z przedziałów $n_z^g = 1, \dots, N_z^g$, dla każdej strefy $z = 1, \dots, Z$ normowanych parametrów stałych x_{iz} , wartość $x_{nr(z, n_z^g)} = 0$. Każdy kolejny wariant całego systemu chłodniczego opisany wektorem \bar{x}_n jest zatem kombinacją wariantów systemu chłodniczego po jednym dla każdej strefy $z = 1, \dots, Z$ normowania

parametrów stałych x_{iz} . Liczba tak utworzonych wszystkich możliwych wektorów \bar{x}_n – wariantów struktury całego systemu chłodniczego do normowania parametrów stałych x_{iz} – wynosi:

$$N = \prod_{z=1}^Z N_z^g, \quad N_z^g \neq 0 \quad (4.40)$$

Opierając się na wektorach binarnych \bar{x}_n w postaci (4.37) ÷ (4.39) formułuje się macierz binarną \mathbf{X}^J stanowiącą zbiór wszystkich możliwych wariantów struktury systemu chłodniczego dla wszystkich stref normowania parametrów stałych łącznie – całego systemu chłodniczego. Macierz \mathbf{X}^J ma postać:

$$\mathbf{X}^J = \begin{bmatrix} \bar{x}_1 \\ \vdots \\ \bar{x}_n \\ \vdots \\ \bar{x}_N \end{bmatrix} = [x_{nn^g}] = [x_{nr(z,n_z^g)}] \quad (4.41)$$

gdzie:

$$n = 1, \dots, N$$

Analiza kolejnych wariantów struktury całego systemu chłodniczego – dla wszystkich stref normowania parametrów stałych łącznie – pozwala zidentyfikować warianty nieakceptowalne ze względu na ograniczenia, a zwłaszcza warianty tożsame, niespójne lub nieakceptowalne z przyczyn formalnych (normy, przepisy). W celu uwzględnienia ograniczeń oraz eliminacji tych wariantów z macierzy \mathbf{X}^J definiuje się macierz binarną \mathbf{G} w postaci:

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} g_{11} & & & & 0 \\ & \ddots & & & \\ & & g_{nn} & & \\ & & & \ddots & \\ 0 & & & & g_{NN} \end{bmatrix} \quad (4.42)$$

gdzie:

$$g_{nm} = \begin{cases} 1 - \text{jeżeli } n\text{-ty wariant struktury całego systemu opisanego wektorem } \bar{x}_n \text{ w macierzy } \mathbf{X}^J \\ \text{nie jest tożsamy z wariantem } n' < n [n' = 1, \dots, (N-1)], \text{ niespójny lub nieakceptowalny} \\ \text{z przyczyn formalnych,} \\ 0 - \text{jeżeli } n\text{-ty wariant struktury całego systemu opisanego wektorem } \bar{x}_n \text{ w macierzy } \mathbf{X}^J \\ \text{jest tożsamy z wariantem } n' < n (n' = 1, \dots, (N-1)), \text{ niespójny lub nieakceptowalny z} \\ \text{przyczyn formalnych.} \end{cases}$$

Macierze \mathbf{G} typu (N,N) oraz \mathbf{X}^J typu (N,N_z^g) lub w zapisie wektorowym typu $(N,1)$ mają taką samą liczbę wierszy, która odpowiada liczbie wektorów \bar{x}_n – liczbie wszystkich możliwych wariantów struktury całego systemu chłodniczego (dla wszystkich normowanych parametrów stałych x_{iz}).

Opierając się na macierzach \mathbf{G} i \mathbf{X}^J formułuje się macierz \mathbf{X} wariantów struktury systemu chłodniczego po eliminacji z macierzy \mathbf{X}^J wariantów niespełniających ograniczeń. Macierz \mathbf{X} otrzymuje się jako iloczyn macierzy \mathbf{G} i \mathbf{X}^J w postaci:

$$\mathbf{X} = \mathbf{G} \times \mathbf{X}^J \quad (4.43)$$

po wyeliminowaniu wierszy o wszystkich elementach zerowych. Uwzględniając relację (4.41), macierz \mathbf{X} wariantów dopuszczalnych systemu chłodniczego przyjmuje postać:

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} \bar{x}_1 \\ \vdots \\ \bar{x}_{n^g} \\ \vdots \\ \bar{x}_{N^g} \end{bmatrix} = [x_{n^g n_z^g}] = [x_{n^g r(z,n_z^g)}] \quad (4.44)$$

gdzie:

$$n^g = 1, \dots, N^g, \text{ przy czym } N^g < N$$

$$n_z^g = 1, \dots, N_z^g,$$

$$r(z, n_z^g) = 1, \dots, N_z^s, \quad N_z^s = \sum_{z=1}^Z N_z^g$$

Macierz \mathbf{X} typu (N^s, N_z^s) lub w zapisie wektorowym typu $(N^s, 1)$ stanowi zbiór wariantów dopuszczalnych – opisanych wektorami \bar{x}_{n^g} – struktury całego systemu chłodniczego (dla wszystkich stref normowania parametrów stałych x_{iz} łącznie).

Funkcję celu ujętą w algorytmie optymalizacji (Rys. 2.1) zdefiniowano w postaci:

$$E_{el}(\bar{x}) = E_{el}(\bar{x}_n)_{min} \quad (4.45)$$

gdzie:

$E_{el}(\bar{x})$ – zapotrzebowanie na energię elektryczną \bar{x}_n -tego dopuszczalnego systemu chłodniczego wyznaczone na podstawie modelu symulacyjnego.

5 WYBÓR ENERGOOPTIMALNEGO SYSTEMU CHŁODNICZEGO DLA LODOWISKA – SYSTEMY DOPUSZCZALNE

5.1 Model technologiczny lodowiska

W analizie przyjęto standardowe parametry technologiczne odbiornika chłodu dla lodowiska zestawione w Tab. 2, które są spójne z wytycznymi dotyczącymi lodowisk hokejowych (ASHRAE, 2018).

Tab. 2 Dane technologiczne odbiornika chłodu

Nr	Nazwa komponentu	Temperatura wymagana	Wymiary komponentu	Grubość lodu	Powierzchnia	Liczba płyt
1	Płyta lodowiska	-6.7÷-2.2°C	25.9 x 61 m; owal - promień narożników 8.5m	32 mm	1517.88 m ²	1

Parametry powietrza zewnętrznego przyjęto jako funkcję roku porównawczego – (Test Reference Year - TRY) dla Poznania - t_{ei} / φ_{ei} – temperatura / wilgotność względna, $i = 8760h$ (Ministerstwo Rozwoju, 2019).

W prezentowanej metodologii bilans parownikowy dla odbiornika chłodu stanowi z jednej strony założenie technologiczne i jest funkcją temperatury powietrza zewnętrznego, natomiast z drugiej strony jest elementem modelu symulacyjnego. Chwilowe wynikowe obciążenia parownika – jako element wyjściowy modelu symulacyjnego – przedstawione jest w wynikach obliczeń symulacji obciążeń chłodniczych w rozdziale 6.1.

5.2 Parametry stałe, zmienne decyzyjne, ograniczenia

Założenia technologiczne implikują podział odbiorników chłodu systemu chłodniczego na strefy normowanych parametrów stałych oraz zakres normowanych parametrów stałych. Strefy normowanych parametrów stałych analizowanego systemu chłodniczego przedstawiono w Tab. 3.

Tab. 3 Strefy normowanych parametrów stałych systemu chłodniczego

Strefy normowanych parametrów stałych systemu chłodniczego		
Strefa z	Odbiornik chłodu / komponent	
	Oznaczenie	Nazwa
1	PL	Płyta lodowiska

Zakres normowanych parametrów stałych systemu chłodniczego opisuje macierz X^{I^*} w postaci ogólnej (4.7) lub (4.8), która w rozważanym przypadku przyjmuje postać:

$$X^{I^*} = \begin{array}{|c|c|c|} \hline i & \begin{array}{c} \bar{x}_{iz} \\ x_{iz} \end{array} & \begin{array}{c} \bar{x}_{i1} \\ PL \end{array} \\ \hline 4 & t_p \in < -40, 0 > ^\circ C & 1 \\ \hline \end{array} \quad (5.1)$$

lub:

$$X^{I^*} = [\bar{x}_{i1}], \quad (5.2)$$

ponieważ dla $i = 1, 2, 3, 5, 6, 7$ (Załącznik 1) $x_{iz} = 0$.

Wynikowo system chłodniczy opisuje $i = 4$ ($I^* = 1$) parametr stały normowany x_{iz} w $z = 1$ ($Z = 1$) strefie normowania parametrów stałych x_{iz} , wektory \bar{x}_{iz} są typu (1,1), natomiast macierz X^{I^*} typu (1,1).

5.3 Analiza systemowa, zbiór wariantów dopuszczalnych

5.3.1 Zbiór wszystkich możliwych wariantów systemu chłodniczego

Określenie zmiennych decyzyjnych i wyznaczenie zbioru wszystkich możliwych wariantów systemu chłodniczego jest fragmentem algorytmu ogólnego metody wyboru energoptymalnego systemu chłodniczego przedstawionego na Rys. 8 i Rys. 9.

Bazą wyjściową dla określenia zmiennych decyzyjnych jest tabela zawarta w Załącznik 2. Uwzględnienie wszystkich zmiennych decyzyjnych ujętych w Załącznik 2 – zgodnie z komentarzem zawartym w rozdziale 4.1 – nie jest konieczne, a zwiększa przy tym wielkość zagadnienia, w tym wymiary macierzy w algorytmie metody. W przyjętej metodologii zbiór zmiennych decyzyjnych otrzymuje się w wyniku analizy kolejnych zmiennych decyzyjnych (Załącznik 2) i ich akceptacji lub eliminacji. **Akceptowane są te zmienne decyzyjne, które wpływają na parametry stałe normowane x_{iz} i nie podlegają eliminacji.** Eliminowane są te zmienne decyzyjne, które należą do jednej z dwóch następujących kategorii:

- zmiennych decyzyjnych, o których wiadomo przed przystąpieniem do rozwiązywania zagadnienia, iż przyjmują wartość $x_j = 0$ w wyniku uwzględnienia warunków ograniczających,
- zmiennych decyzyjnych, które normują ten sam parametr x_{iz} i które można zastąpić na tym etapie jedną zmienną decyzyjną skumulowaną, dotyczy to urządzeń o tej samej funkcji, lecz odmiennych cechach konstrukcyjnych (uszczegółowienie zmiennej decyzyjnej skumulowanej następuje na etapie uwzględnienia warunków ograniczających lub minimalizacji funkcji celu).

W prezentowanej aplikacji z założenia wyeliminowano warianty systemu chłodniczego z bezpośrednim odparowaniem dla naturalnych czynników R290 (propan) i R600a (izobutan) należących do klasy A3 w skali wybuchowości, dla których maksymalne dopuszczalne napełnienie w przestrzeniach ogólnodostępnych wynosi 1,5 kg, a w przypadku układów pośrednich z całą instalacją w maszynowni lub na zewnątrz – 5 kg (PKN, 2010), ze względu na niewystarczającą wydajność. Ponadto eliminowane są te zmienne decyzyjne, które opisują układy z propanem lub propylenem, ponieważ spośród trzech naturalnych czynników chłodniczych: amoniaku, propanu i propylenu najlepsze właściwości termodynamiczne ma amoniak – energetycznie optymalne będą tutaj układy pośrednie z amoniakiem. Jako odniesienie do obecnie stosowanych powszechnie rozwiązań, mimo ukierunkowania na zastosowanie naturalnych czynników chłodniczych rozważone zostaną również rozwiązania wykorzystujące czynnik chłodniczy R134A przez wzgląd na powszechność występowania takich rozwiązań w warunkach polskich.

W prezentowanej metodologii eliminowane są na wstępie również te zmienne decyzyjne, które stanowią opcje rozbudowy podstawowych struktur systemów chłodniczych – zmienne te mogą być uwzględnione po wygenerowaniu wariantu optymalnego. Uwzględnienie ich na tym etapie pozwoli wykazać dodatkowe efekty energetyczne w wyniku kolejnych modyfikacji wariantu optymalnego. W rozważanym przypadku dotyczy to np. wymienników regeneracyjnych, odzysku ciepła sprężania, rodzaju chłodziwa czy połączenia hydraulicznego ze źródłem chłodu w systemach IX – elementy te mogą występować we wszystkich rozpatrywanych strukturach systemów chłodniczych.

Przedstawiona procedura prowadząca do ograniczenia na wstępie liczby zmiennych decyzyjnych ma kluczowe znaczenie z aplikacyjnego punktu widzenia, gdyż pozwala zmniejszyć wielkość zagadnienia.

Macierze ujęte w algorytmie metody zestawiono w kolejnym etapie analizy.

Strefa $z = 1$ – płyta lodowiska.

Macierz binarna $W_{1,4}$ ($z = 1, i = 5, x_{4i} \equiv t_p \in <-40, 0>^{\circ}\text{C}$) wszystkich możliwych wariantów kombinacji zmiennych decyzyjnych x_j dla normowania temperatury w strefie $z = 1$ ma postać:

		Zmienne decyzyjne $x_j \equiv x_p$																													
		j^*																													
		1	2	7	10	11	12	13	17	19	20	21	22	23	24	25	34	41	42	45	53	54	55	61	70	72	73	74			
$W_{I,4}$	Warianty $\bar{w}_{1,m_{14}}$	1	1	0	1	1	0	0	1	0	0	1	1	1	0	0	1	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1				
		2	1	0	1	1	0	1	1	0	0	1	1	1	0	0	1	0	1	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1		
		3	1	0	1	0	1	1	1	1	0	1	1	1	0	0	1	0	1	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1		
		4	1	0	1	0	1	1	1	1	0	1	1	1	0	0	1	0	1	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1		
		5	0	1	1	1	0	0	1	0	0	1	1	1	0	1	0	0	1	0	1	0	0	1	1	0	1	0	1		
		6	0	1	1	1	0	1	1	0	0	1	1	1	0	1	0	0	1	0	1	0	0	1	1	0	1	0	1		
		7	0	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1	1	0	1	0	0	1	0	1	0	0	1	1	0	1	0	1		
		8	0	1	1	0	1	1	1	1	0	1	1	1	0	1	0	0	1	0	1	0	0	1	1	0	1	0	1		
		9	1	0	1	1	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	1	1	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	
		10	1	0	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	0	0	1	1	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	
		11	0	1	1	1	0	0	1	0	0	1	1	0	1	0	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1	0	0	0	1	
		12	0	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	1	0	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1	0	0	0	1	
		13	0	1	1	1	0	0	1	0	0	1	1	0	0	1	0	1	0	0	1	1	0	0	1	0	1	0	1	0	1
		14	0	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	0	1	0	1	0	0	1	1	0	0	1	0	1	0	1	0	1
		15	0	1	1	1	0	0	1	0	0	1	1	0	0	1	0	1	1	0	1	1	0	0	1	0	0	1	0	1	1
		16	0	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	0	1	0	1	1	0	1	1	0	0	1	0	0	1	0	1	1
		17	1	0	1	1	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0	1	1	0	1	0	1	0	0	0	0	1	
		18	1	0	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	0	0	1	0	0	1	1	0	1	0	1	0	0	0	0	1	
		19	0	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	0	1	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	0	0	1	1	
		20	0	1	1	1	0	0	1	0	0	1	1	0	0	1	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	0	0	1	1	
		21	0	1	1	1	0	0	1	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	1	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1
		22	0	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	0	1	0	0	0	1	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1

$m_{14} = 1, \dots, 22$ ($M_{14} = 22$)

j^* - numer zmiennej decyzyjnej z Tabeli zmiennych decyzyjnych (Załącznik 2).

Interpretację wektorów $\bar{w}_{1,m_{14}}$ (wierszy macierzy $W_{I,4}$) – wariantów kombinacji zmiennych decyzyjnych dla normowania temperatury lodu w strefie płyty lodowiska ($t_p = -6,7 \div -2,2^\circ\text{C}$) przedstawiono w Tab. 4.

Tab. 4 Interpretacja wektorów $\bar{w}_{1,m_{14}}$ (wierszy macierzy $W_{I,4}$)

$\bar{w}_{1,m_{14}}$	
m_{14}	Interpretacja
1	System o bezpośrednim odparowaniu czynnika chłodniczego, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV, eżektorami cieczowymi i parownikiem zasilanym pompowo; czynnik chłodniczy - CO ₂ , agregat sprężarkowo-skrapłający z zewnętrzną chłodnicą gazu; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - ciekły dwutlenek węgla w obiegu pompowym; nośnik energii - energia elektryczna
2	Jak $m_{14} = 1$ uzupełniony o sprężanie pomocnicze obejściowe par wtórnych ze zbiornika pośredniego (parallel compression)
3	Jak $m_{14} = 1$, tylko z dwoma stopniami sprężania
4	Jak $m_{14} = 3$ uzupełniony o sprężanie pomocnicze obejściowe par wtórnych ze zbiornika pośredniego (parallel compression)
5	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV, eżektorami cieczowymi i parownikiem zalanym; czynnik chłodniczy - CO ₂ , agregat sprężarkowo-skrapłający z zewnętrzną chłodnicą gazu; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - inne ciecze niezamarzające (woda amoniakalna 30%); nośnik energii - energia elektryczna
6	Jak $m_{14} = 5$ uzupełniony o sprężanie pomocnicze obejściowe par wtórnych ze zbiornika pośredniego (parallel compression)
7	Jak $m_{14} = 5$, tylko z dwoma stopniami sprężania
8	Jak $m_{14} = 7$ uzupełniony o sprężanie pomocnicze obejściowe par wtórnych ze zbiornika pośredniego (parallel compression)
9	System o bezpośrednim odparowaniu czynnika chłodniczego, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem zasilanym pompowo; czynnik chłodniczy - R134A, agregat

$\bar{W}_{1,m_{14}}$	
m_{14}	Interpretacja
	sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny zintegrowany z agregatem; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - ciekły R134A w obiegu pompowym; nośnik energii - energia elektryczna
10	Jak $m_{14} = 9$, tylko z dwoma stopniami sprężania
11	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem suchym; czynnik chłodniczy - R134a, agregat sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny zintegrowany z agregatem; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - glikol etylenowy 35%; nośnik energii - energia elektryczna
12	Jak $m_{14} = 11$, tylko z dwoma stopniami sprężania
13	Jak $m_{14} = 11$, tylko z parownikiem zalany oraz chłodziwo - inne ciecze niezamarzające (woda amoniakalna 30%)
14	Jak $m_{14} = 13$, tylko z dwoma stopniami sprężania
15	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem zalany; czynnik chłodniczy - R134A, agregat sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny zintegrowany z agregatem; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - ciekły dwutlenek węgla w obiegu pompowym; nośnik energii - energia elektryczna
16	Jak $m_{14} = 15$, tylko z dwoma stopniami sprężania
17	System o bezpośrednim odparowaniu czynnika chłodniczego, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem zasilanym pompowo; czynnik chłodniczy - amoniak, agregat sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny rozdzielony; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - ciekły amoniak w obiegu pompowym; nośnik energii - energia elektryczna
18	Jak $m_{14} = 17$, tylko z dwoma stopniami sprężania
19	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, dwa stopnie sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem zalany; czynnik chłodniczy - amoniak, agregat sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny rozdzielony; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - ciekły dwutlenek węgla w obiegu pompowym; nośnik energii - energia elektryczna
20	Jak $m_{14} = 19$, tylko z jednym stopniem sprężania
21	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem zalany; czynnik chłodniczy - amoniak, agregat sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny rozdzielony; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - inne ciecze niezamarzające (woda amoniakalna 30%); nośnik energii - energia elektryczna
22	Jak $m_{14} = 21$, tylko z dwoma stopniami sprężania

Macierz W_I wszystkich możliwych wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych systemu CS dla normowania wszystkich parametrów stałych w strefie płyty lodowiska ($z = 1$) jest tożsama z macierzą $W_{I,4}$, ponieważ jedynym parametrem stałym normowanym w strefie $z = 1$ jest temperatura $t_p \in <-40, 0>^{\circ}\text{C}$. Macierz W_I ma zatem postać:

$$W_I \equiv W_{I,4} \quad (5.4)$$

Macierz W_I jest typu (22,27). Macierz ograniczeń G_1^i jest typu (22,22) i przyjmuje postać:

$$G_1^i = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 & 11 & 12 & 13 & 14 & 15 & 16 & 17 & 18 & 19 & 20 & 21 & 22 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \\ 11 \\ 12 \\ 13 \\ 14 \\ 15 \\ 16 \\ 17 \\ 18 \\ 19 \\ 20 \\ 21 \\ 22 \end{matrix} & \begin{matrix} 1 & 0 \\ & 0 & \\ & & 0 & \\ & & & 0 & \\ & & & & 1 & & & & & & & & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & 0 & & & & & & & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & 0 & & & & & & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & 0 & & & & & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & 0 & & & & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & 0 & & & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & 1 & & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & 0 & & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & 1 & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & & 0 & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & & & 1 & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & & & & 0 & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & & & & & 0 & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & & & & & & & 0 & & & & & \\ & & & & & & & & & & & & & & & & & & & 1 & & & & \\ & 1 & & & \\ & 0 & 0 \end{matrix} \end{matrix} \quad (5.5)$$

Interpretację wyrazów $g_{1,r(i,m_{1i})r(i,m_{1i})} = 0$ lub $g_{1,r(3,m_{13})r(3,m_{13})}$ – eliminowanych wariantów w macierzy W_1 przedstawiono w Tab. 5.

Tab. 5 Interpretacja wyrazów $g_{1,r(i,m_{1i})r(i,m_{1i})} = 0$ w macierzy G_1^i

$r(i, m_{1i})$	Ograniczenia $g_{(j,k)}(x_j)^*$	Komentarz
2	g_{T21}	Wariant nieracjonalny - ze względu na działanie systemu w okresie niskich temperatur zewnętrznych ($t_z < 10^\circ\text{C}$), system działa w obszarze podkrytycznym i sprężarka obejściowa par wtórnych nie będzie załączana
3	g_{T8}	Zbyt niski iloraz ciśnienia skraplania i parowania dla zastosowania 2 stopni sprężania
4	g_{T8}	Zbyt niski iloraz ciśnienia skraplania i parowania dla zastosowania 2 stopni sprężania
6	g_{T21}	Wariant nieracjonalny - ze względu na działanie systemu w okresie niskich temperatur zewnętrznych ($t_z < 10^\circ\text{C}$), system działa w obszarze podkrytycznym i sprężarka obejściowa par wtórnych nie będzie załączana
7	g_{T8}	Zbyt niski iloraz ciśnienia skraplania i parowania dla zastosowania 2 stopni sprężania
8	g_{T8}	Zbyt niski iloraz ciśnienia skraplania i parowania dla zastosowania 2 stopni sprężania
9	g_{T22}	Wariant nieracjonalny - dla instalacji o bezpośrednim odparowaniu z czynnikiem chłodniczym R134A (GWP=1430) poziom naładowania instalacji czynnikiem chłodniczym będzie bardzo wysoki (>500 kg), skutkując ekwiwalentem CO ₂ powyżej 500 ton, co stoi w sprzeczności z proekologicznymi tendencjami w chłodnictwie i z góry wiadomo, że nie ma uzasadnienia ekonomicznego
10	g_{T8}	Zbyt niski iloraz ciśnienia skraplania i parowania dla zastosowania 2 stopni sprężania
12	g_{T8}	Zbyt niski iloraz ciśnienia skraplania i parowania dla zastosowania 2 stopni sprężania
14	g_{T8}	Zbyt niski iloraz ciśnienia skraplania i parowania dla zastosowania 2 stopni sprężania
16	g_{T8}	Zbyt niski iloraz ciśnienia skraplania i parowania dla zastosowania 2 stopni sprężania
17	g_{H2}, g_{Ak2}	Ograniczenie lokalizacji instalacji z czynnikiem chłodniczym w budynku tylko do maszynowni – toksyczność, palność, wybuchowość czynnika chłodniczego
18	g_{T8}	Zbyt niski iloraz ciśnienia skraplania i parowania dla zastosowania 2 stopni sprężania
19	g_{T8}	Zbyt niski iloraz ciśnienia skraplania i parowania dla zastosowania 2 stopni sprężania
22	g_{T8}	Zbyt niski iloraz ciśnienia skraplania i parowania dla zastosowania 2 stopni sprężania

*/ Tabela warunków ograniczających (Załącznik 3)

$$\mathbf{X}_1^J = \begin{array}{c} \text{Warianty } \bar{w}_{1,r^g(m_{1i}^g)} \\ \bar{w}_{1,m_{1i}^g} \\ \parallel \\ \text{Warianty } \bar{x}_{1,n_1} \\ n_1 \\ \parallel \\ \text{Warianty } \bar{x}_{1,n_1} \\ n_1 \end{array} \begin{array}{c} i \\ m_{1i} \\ m_{1i}^g \\ r(i, m_{1i}^g) \\ 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \end{array} \begin{array}{cccccccc} 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 5 & 2 & 2 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 11 & 3 & 3 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 13 & 4 & 4 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 15 & 5 & 5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 20 & 6 & 6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 21 & 7 & 7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{array} \quad (5.9)$$

Postać macierzy \mathbf{X}_1^J – macierzy jednostkowej – stanowi szczególny przypadek macierzy wszystkich możliwych wariantów systemu chłodniczego (tutaj w strefie $z = 1$), gdy normowany jest tylko jeden parametr stały (tutaj temperatura t_p).

Interpretacja wektorów \bar{x}_{1,n_1} – kolumn macierzy \mathbf{X}_1^J – jest tożsama z interpretacją odpowiednich wektorów \bar{w}_{1,m_{1i}^g} – wierszy macierzy $\mathbf{W}_{1,4}$ w Tab. 4.

Macierz ograniczeń \mathbf{G}_I typu (7,7) dla macierzy \mathbf{X}_1^J jest macierzą jednostkową w postaci:

$$\mathbf{G}_I = \mathbf{I} \quad (5.10)$$

Wynika to z braku w rozważanym przypadku wariantów tożsamych, niespójnych lub nieakceptowalnych z przyczyn formalnych – takie przypadki występują, gdy normowana jest większa liczba parametrów stałych (Porowski, 2019).

W konsekwencji macierz \mathbf{X}_I wariantów dopuszczalnych wariantów systemu chłodniczego w strefie $z = 1$, zgodnie z relacją (4.29), jest tożsama z macierzą \mathbf{X}_1^J :

$$\mathbf{X}_I = \mathbf{X}_1^J \times \mathbf{I} = \mathbf{X}_1^J \quad (5.11)$$

Macierz \mathbf{X}^s stanowiąca uporządkowany zbiór wariantów dopuszczalnych struktury systemu chłodniczego dla wszystkich stref normowania parametrów stałych – tutaj $z = 1$ – prezentuje się jak niżej:

$$\mathbf{X}^s = \begin{array}{c} \text{Warianty } \bar{x}_{z,n_z^g} \\ \bar{w}_{z,m_{zi}^g} \\ \parallel \\ \text{Warianty } \bar{x}_{z,n_z^g} \\ n_z^g \\ \parallel \\ \text{Warianty } \bar{x}_{z,n_z^g} \\ n_z^g \end{array} \begin{array}{c} i \\ m_{zi} \\ m_{zi}^g \\ r(i, m_{zi}^g) \\ 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \end{array} \begin{array}{cccccccc} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & z \\ 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & n_z^g \\ 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & r(z, n_z^g) \end{array} \begin{array}{cccccccc} 1 & 1 & & & & & & \\ 5 & & 1 & & & & & \\ 11 & & & 1 & & & & \\ 13 & & & & 1 & & & \\ 15 & & & & & 1 & & \\ 20 & & & & & & 1 & \\ 21 & & & & & & & 1 \end{array} \quad (5.12)$$

Macierz \mathbf{X}^J wszystkich możliwych wariantów struktury systemu chłodniczego dla normowania parametrów stałych systemu chłodniczego dla wszystkich stref – tutaj $z = 1$ – ma postać:

$$\mathbf{X}^J = \begin{array}{c} \begin{array}{c} \text{Warianty } \bar{x}_n \\ \begin{array}{c|c|c|c|c|c|c|c|c} & & & & & & & & z \\ & & & & & & & & n_z^g \\ & & & & & & & & r(z, n_z^g) \\ \hline 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \\ 2 & & 1 & & & & & & \\ 3 & & & 1 & & & & & \\ 4 & & & & 1 & & & & \\ 5 & & & & & 1 & & & \\ 6 & & & & & & 1 & & \\ 7 & 0 & & & & & & & 1 \end{array} \\ \hline \end{array} \end{array} \quad (5.13)$$

Liczba wszystkich możliwych wariantów systemu chłodniczego zgodnie z relacją (4.40) wynosi $N=7$.

5.3.2 Warunki ograniczające, zbiór wariantów dopuszczalnych

Ze względu na fakt, iż w niniejszej analizie występuje tylko jedna strefa normowania parametrów stałych, macierz \mathbf{X}^J wszystkich możliwych wariantów struktury systemu chłodniczego dla normowania parametrów stałych dla wszystkich stref pokrywa się z macierzą \mathbf{X}_1 dopuszczalnych wariantów systemu chłodniczego w strefie $z = 1$. A macierz \mathbf{G} warunków ograniczających dla macierzy \mathbf{X}^J wszystkich możliwych wariantów systemu chłodniczego przyjmuje postać macierzy jednostkowej:

$$\mathbf{G} = \begin{array}{c} \begin{array}{c|c|c|c} & 1 & \dots & 7 \\ \hline 1 & 1 & & \\ \vdots & & \ddots & \\ 7 & & & 1 \end{array} \end{array} \quad (5.14)$$

Interpretację wyrazów $g_{n,n} = 0$ – eliminowanych wariantów \bar{x}_n w macierzy \mathbf{X}^J – jest niekonieczna, ponieważ takowe nie występują.

Macierz \mathbf{X} wariantów dopuszczalnych struktury systemu chłodniczego dla wszystkich stref normowania parametrów stałych – tutaj $z = 1$ – otrzymuje się jako iloczyn macierzy zgodnie z relacją (4.43) po eliminacji wierszy i kolumn o wszystkich elementach zerowych. Macierz \mathbf{X} przyjmuje postać:

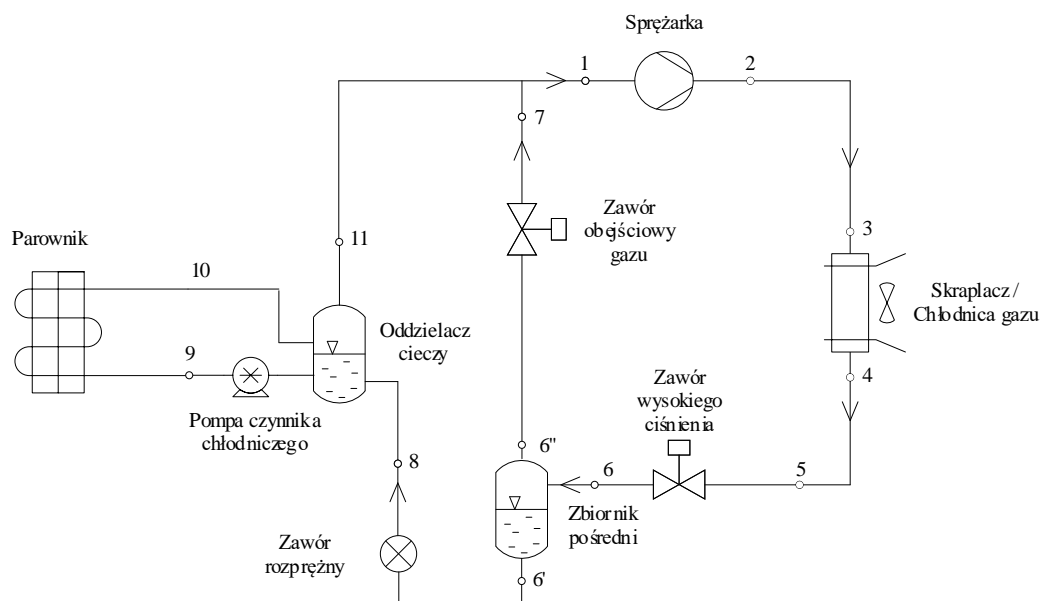
$$\mathbf{X} = \begin{array}{c} \begin{array}{c} \text{Warianty } \bar{x}_n \\ \begin{array}{c|c|c|c|c|c|c|c|c} & & & & & & & & z \\ & & & & & & & & n_z^g \\ & & & & & & & & r(z, n_z^g) \\ \hline 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \\ 2 & 2 & & 1 & & & & & \\ 3 & 3 & & & 1 & & & & \\ 4 & 4 & & & & 1 & & & \\ 5 & 5 & & & & & 1 & & \\ 6 & 6 & & & & & & 1 & \\ 7 & 7 & 0 & & & & & & 1 \end{array} \\ \hline \end{array} \end{array} \quad (5.15)$$

Wektory \bar{x}_{n^g} określają warianty dopuszczalne struktury systemu chłodzenia.

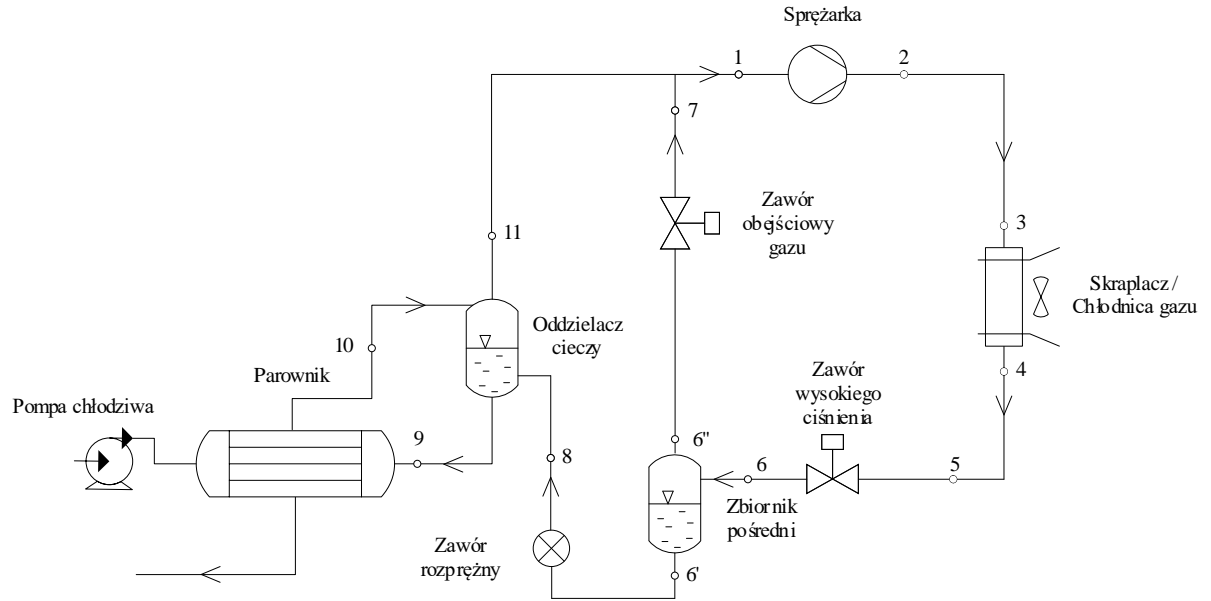
Analizując i interpretując wstecz wartości wyrazów kolejnych macierzy: \mathbf{X} , \mathbf{X}_z i \mathbf{W}_z będących funkcją parametrów stałych i zmiennych decyzyjnych można zidentyfikować pełną strukturę wariantów dopuszczalnych systemu chłodniczego. Warianty dopuszczalne \bar{x}_{n^g} struktury systemu chłodniczego przedstawiono w Tab. 6, natomiast struktury tych systemów zaprezentowano na Rys. 10 ÷ Rys. 16

Tab. 6 Warianty dopuszczalne systemu chłodniczego - \bar{x}_{n^g}

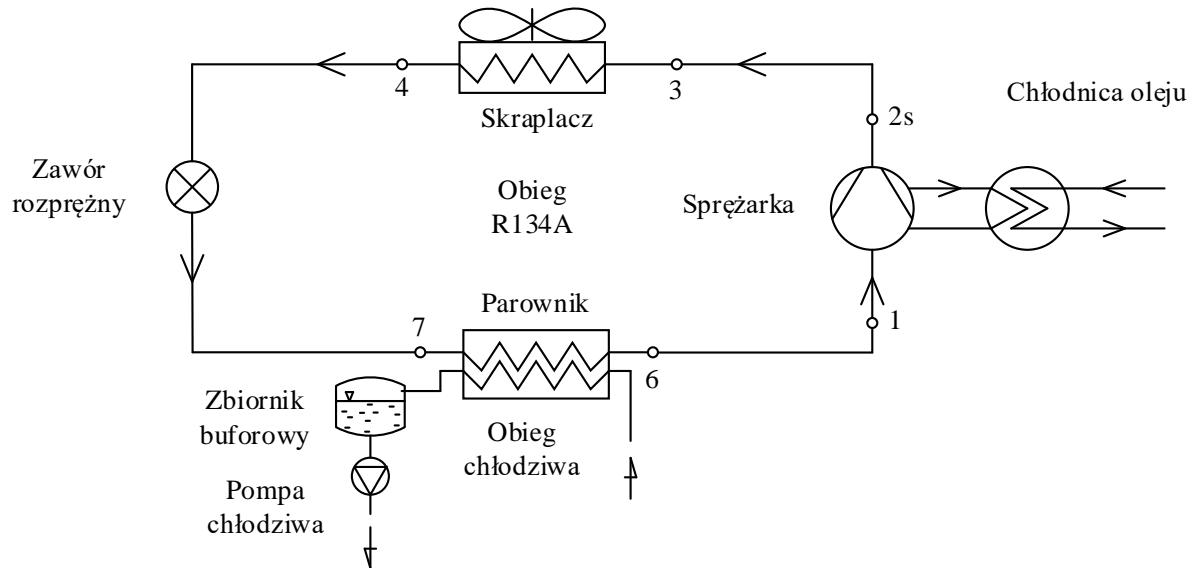
n^g	\bar{x}_{n^g} – interpretacja
1	System o bezpośrednim odparowaniu czynnika chłodniczego, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV, eżektorami cieczowymi i parownikiem zasilanym pompowo; czynnik chłodniczy - CO ₂ , agregat sprężarkowo-skrapłający z zewnętrzną chłodnicą gazu; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - ciekły dwutlenek węgla w obiegu pompowym; nośnik energii - energia elektryczna
2	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV, eżektorami cieczowymi i parownikiem zalanym; czynnik chłodniczy - CO ₂ , agregat sprężarkowo-skrapłający z zewnętrzną chłodnicą gazu; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - inne ciecze niezamarzające (woda amoniakalna 30%); nośnik energii - energia elektryczna
3	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem suchym; czynnik chłodniczy - R134A, agregat sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny zintegrowany z agregatem; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - glikol etylenowy 35%; nośnik energii - energia elektryczna
4	Jak $n^g = 3$, tylko z parownikiem zalanym oraz chłodziwo - inne ciecze niezamarzające (woda amoniakalna 30%);
5	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem zalanym; czynnik chłodniczy - R134A, agregat sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny zintegrowany z agregatem; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - ciekły dwutlenek węgla w obiegu pompowym; nośnik energii - energia elektryczna
6	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem zalanym; czynnik chłodniczy - amoniak, agregat sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny rozdzielony; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - ciekły dwutlenek węgla w obiegu pompowym; nośnik energii - energia elektryczna
7	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem zalanym; czynnik chłodniczy - amoniak, agregat sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny rozdzielony; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - inne ciecze niezamarzające (woda amoniakalna 30%); nośnik energii - energia elektryczna



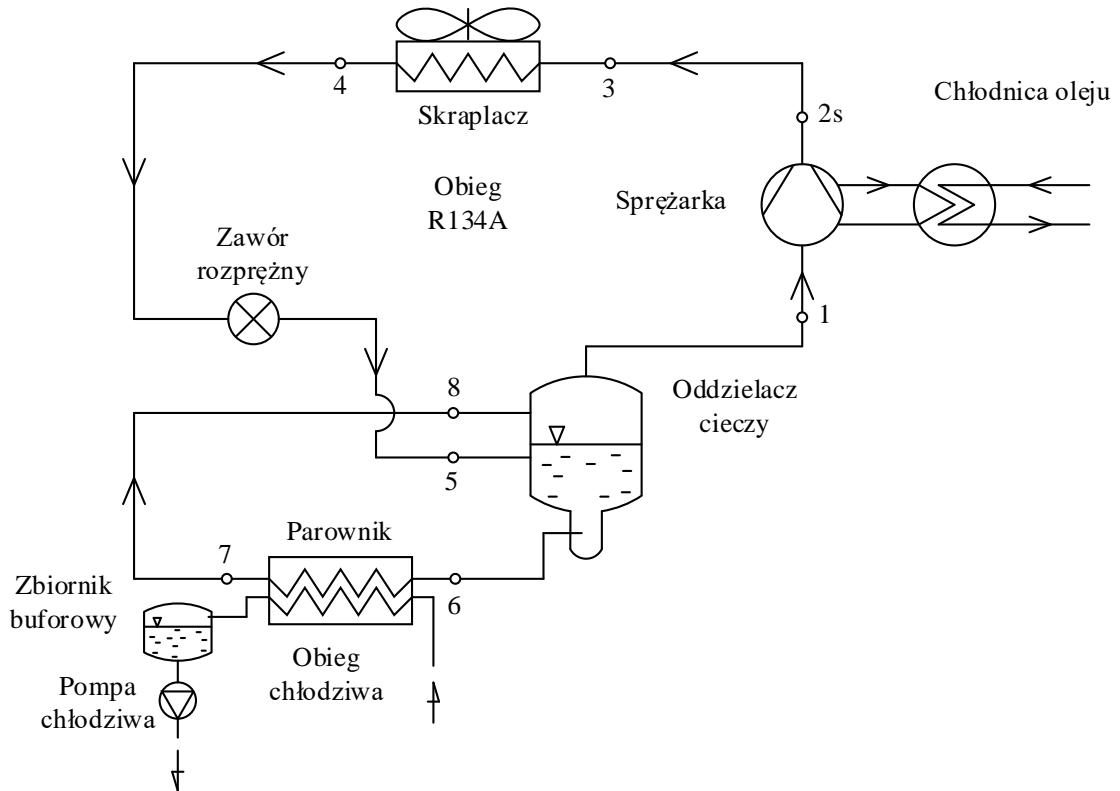
Rys. 10 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 1$.



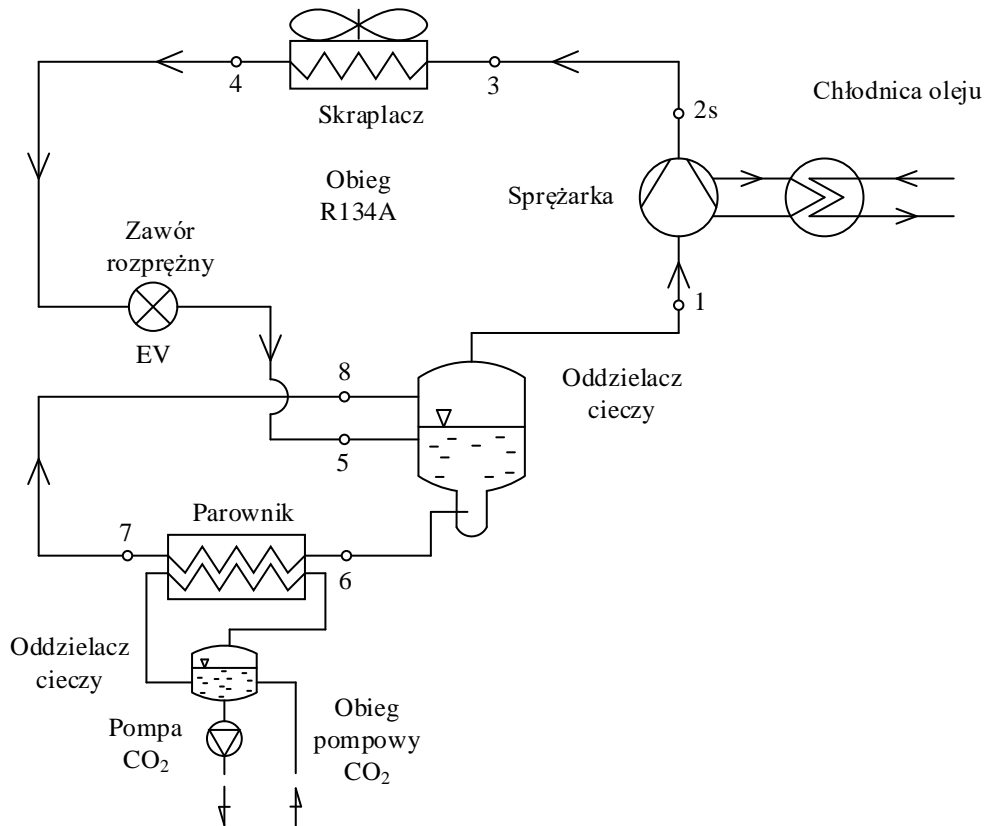
Rys. 11 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^s = 2$



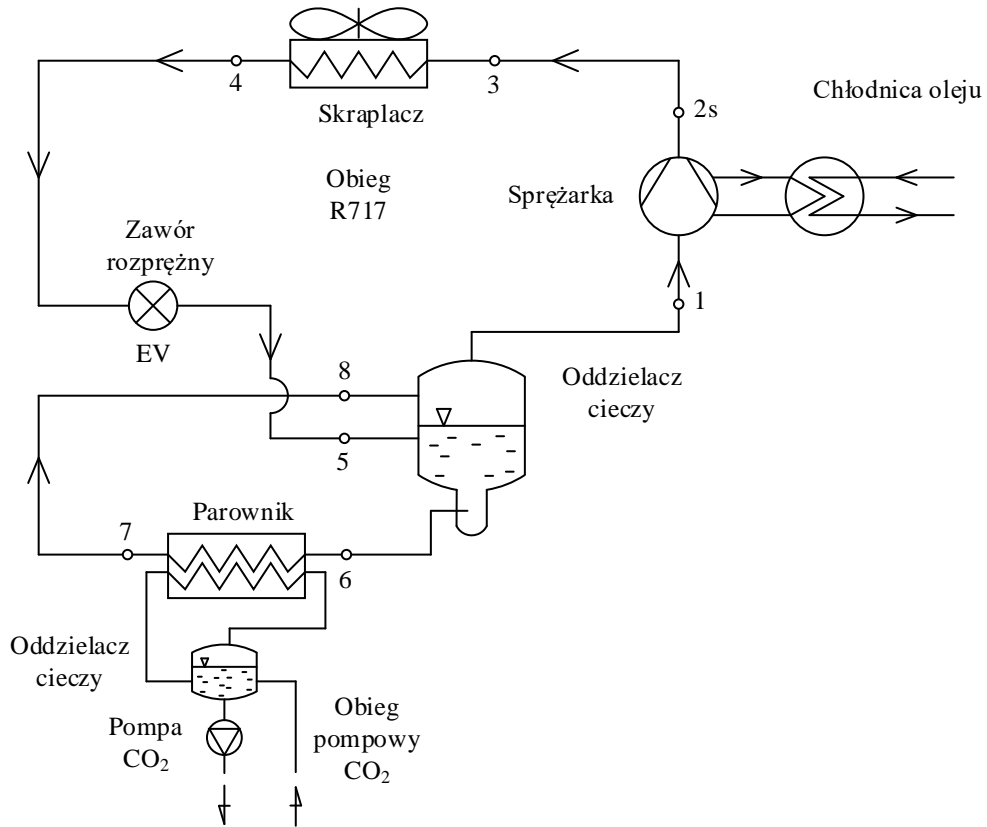
Rys. 12 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^s = 3$



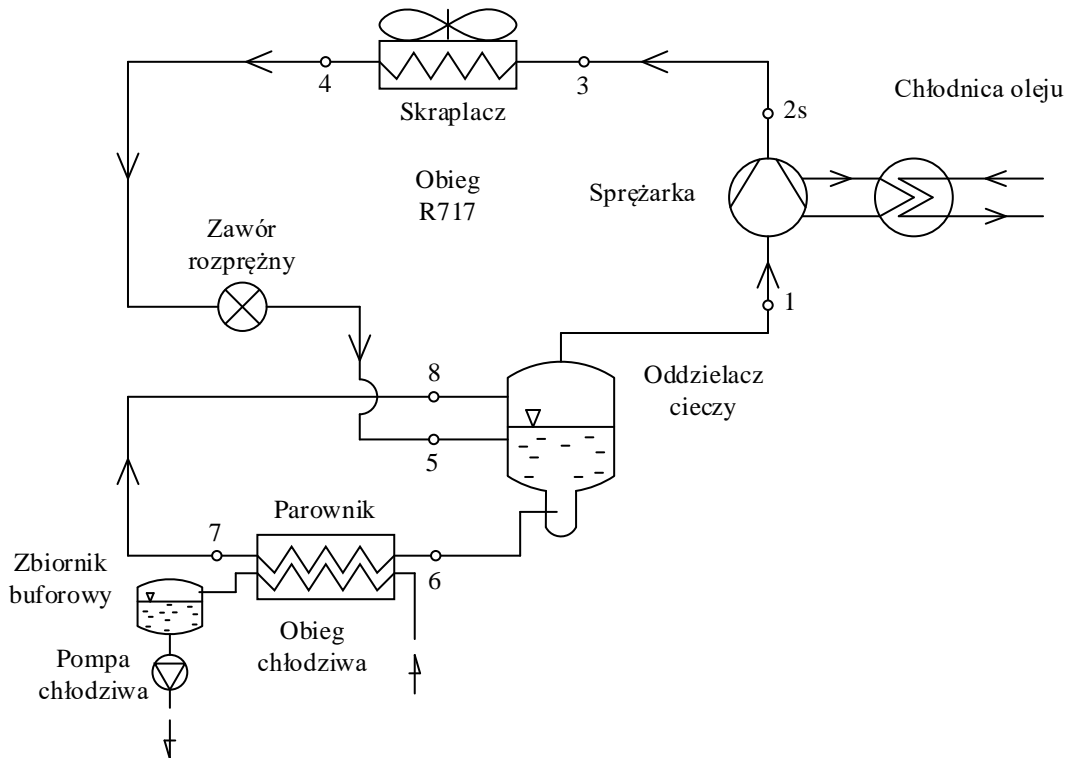
Rys. 13 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^s = 4$.



Rys. 14 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^s = 5$



Rys. 15 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 6$.

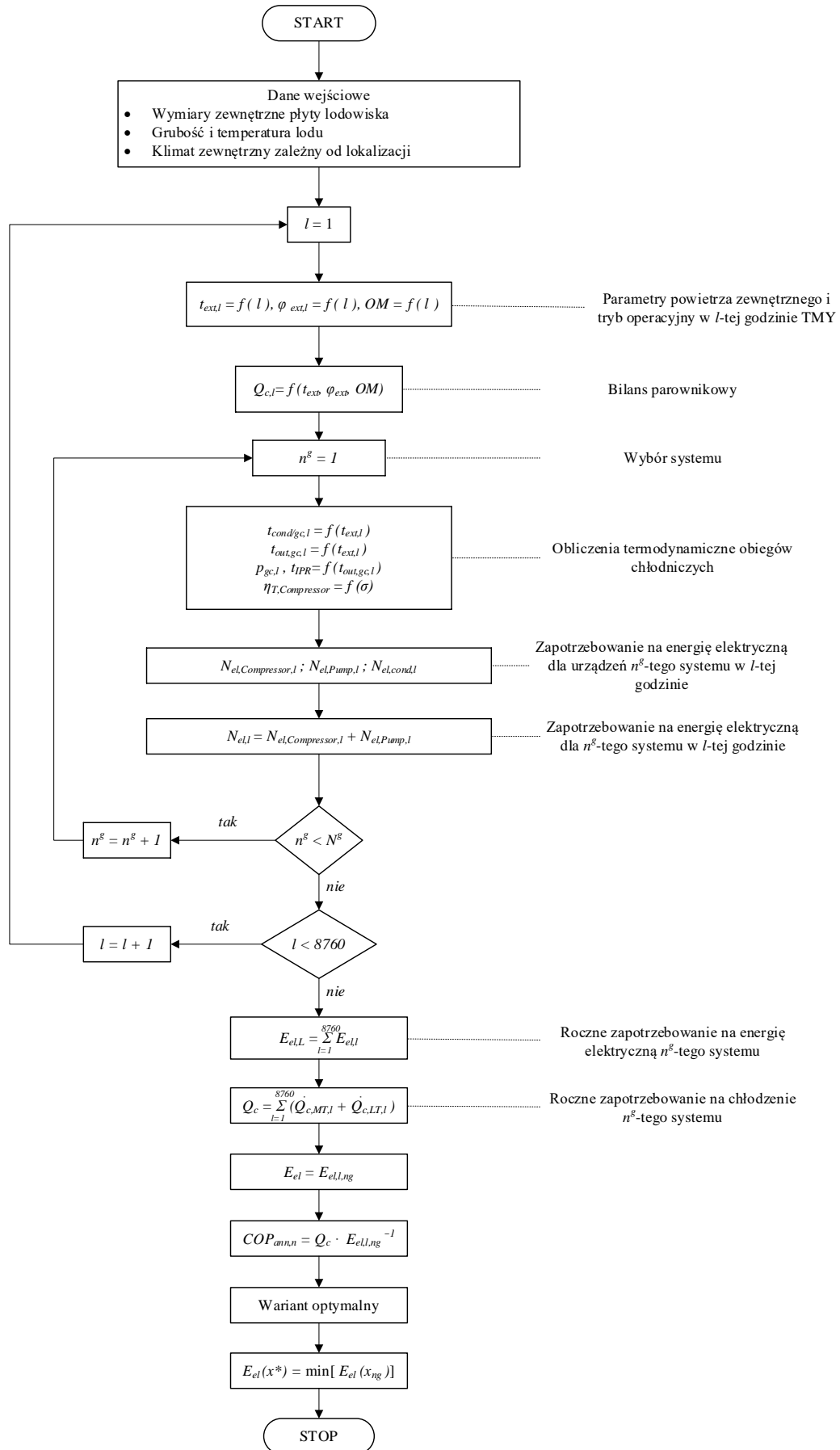


Rys. 16 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 7$.

6 MODELE SYMULACYJNE

6.1 Algorytm ogólny

Algorytm wyboru energoosybilnego systemu chłodniczego przedstawiony na Rys. 17 polega na wyznaczeniu zapotrzebowania na energię dla każdego z N_g analizowanych systemów chłodniczych dla każdej godziny w roku porównawczym (metoda przeglądu zupełnego wariantów dopuszczalnych). Na podstawie przedstawionego w rozdziale 6.2 modelu obciążeń chłodniczych w algorytmie implementuje się obciążenie chłodnicze parownika dla każdej 1-tej godziny roku z osobna, a dalsza analiza odbywa się w godzinowych przedziałach quasi-ustalonych. Bilans parownikowy dalej służy do określenia strumienia masowego czynnika chłodniczego w układzie chłodniczym oraz strumienia objętości chłodziwa. Sprawność pomp została założona jako constans, toteż na podstawie zmiennego strumienia oraz stałej wysokości podnoszenia i sprawności wyznacza się chwilową moc pomp obiegowych. Na podstawie temperatury zewnętrznej wyznacza się odpowiednio dla każdego z systemów ciśnienie skraplania oraz inne, zmienne parametry obiegów chłodniczych zgodnie z Tab. 8, a dalej spręż sprężarki. W odniesieniu do sprężu sprężarki ustalana jest chwilowa sprawność sprężarki z zastosowaniem wzorów aproksymacyjnych z Tab. 7. Znając sprawność oraz strumień masy czynnika chłodniczego wylicza się moc sprężarek w danej godzinie. Po zsumowaniu z mocą pomp obiegowych otrzymuje się godzinowe zapotrzebowanie na moc elektryczną. Wspomniana operacja jest zapętlona dla każdej godziny w roku. Na koniec sumuje się godzinowe zapotrzebowanie na moc elektryczną i uzyskuje roczne zapotrzebowanie. Wariant o najniższym rocznym zapotrzebowaniu na energię (najwyższym średniorocznym COP) uznawany jest za optymalny.



Rys. 17 Algorytm wyboru energooptimalnego systemu chłodniczego

6.2 Model obciążeń chłodniczych

6.2.1 Założenia i dane wejściowe

Punktem wyjścia dla modelowania zapotrzebowania na chłód lodowiska zewnętrznego krytego, a dalej analizy i wyboru energoptymalnego systemu chłodzenia jest poprawne zdefiniowanie modelu obciążeń chłodniczych, który stanowi podstawę do dalszej analizy.

Jako obiekt referencyjny wybrano lodowisko o standardowych wymiarach, tj. 25,9 m szerokości na 61 m długości o zaokrąglonych bokach (promień gięcia 8,5 m). Powierzchnia tafli lodu wynosi 1517,88 m².

Temperaturę lodu przyjęto zgodnie z warunkami wymaganymi dla rozgrywek hokejowych wynoszącą -6°C, a grubość lodu równą 32 mm.

Założono, iż lodowisko nie będzie posiadać ścian zewnętrznych, a jedynie będzie przykryte dachem o lekkiej konstrukcji stalowej celem zabezpieczenia tafli przed bezpośrednim promieniowaniem słonecznym oraz opadami atmosferycznymi.

Symulacja obciążeń chłodniczych jest wykonywana dla klimatu kontynentalnego wilgotnego z gorącym latem (*Dfa* wg klasyfikacji Köppen– Geiger (Beck et al., 2018)), reprezentowanego przez miasto Poznań. Dane klimatyczne wykorzystane w symulacji pochodzą z zasobów rządowych – wykorzystano *Typowe lata meteorologiczne i statystyczne dane klimatyczne do obliczeń energetycznych budynków*.

Założono, iż lodowisko będzie czynne w okresie, w którym średnie dobowe temperatury zewnętrzne wynoszą mniej niż 10°C. Jako punkt rozpoczęcia przygotowania płyty przyjęto dzień 12.10, godz. 00:00. Tafla lodowa z temperaturą wymaganą -6°C powinna zostać utworzona w ciągu co najmniej 48 h. Czas trwania sezonu określono do dnia 31.03, co skutkuje 171 dniami operacji. W tym czasie, układ chłodniczy funkcjonuje nieprzerwanie dla zachowania zadanej temperatury lodu.

6.2.2 Algorytm wyznaczania obciążeń chłodniczych

Bilans parownikowy wykonano w krokach godzinowych zakładając, iż w tym czasie występuje stan quasi-ustalony. Płytę lodowiska rozpatrywano jako magazyn energii, na który oddziałują warunki zewnętrzne, a nadmierne zyski ciepła są kompensowane przez instalację chłodniczą.

Algorytm obliczeń godzinowego zapotrzebowania na chłód $Q_{c,l}$ został przedstawiony na Rys. 18.

Punktem startowym dla obliczeń jest rozpoczęcie procesu chłodzenia, a dalej mrożenia, wody znajdującej się na płycie lodowiska. Zakłada się, że betonowa płyta na początek ma temperaturę 5°C. Temperatura początkowa wody to 10°C.

Bilans obciążeń jest wykonywany zgodnie z zaleceniami ASHRAE (ASHRAE, 2018). Z krokiem godzinowym wyznaczone są zyski ciepła od konwekcji (Q_{cv}), gruntu (Q_{gr}), promieniowania (Q_r) oraz odnawiania powierzchni lodu gorącą wodą (Q_f). Poszczególne składowe zsumowane ze sobą dają całkowite zyski ciepła oznaczone jako Q_g .

Poszczególne składowe bilansu zostały wyznaczone z następujących zależności.

$$Q_{cv} = h(t_a - t_i) + \left[K(X_a - X_i) \left(2582 \frac{kJ}{kg} \right) \left(18 \frac{g}{mol} \right) \right] \quad (6.1)$$

gdzie:

h – konwekcyjny współczynnik wymiany ciepła, W/(m²K)

K – współczynnik wymiany ciepła (masowy), założono 0,23 g/(s·m²) (ASHRAE, 2017)

t_a – temperatura powietrza, °C

t_i – temperatura lodu, °C

X_a – molowy udział pary wodnej w powietrzu (kg mol / kg mol)

X_i – molowy udział wody w nasyconym lodzie

$$h = 3,41 + 3,55V \quad (6.2)$$

gdzie:

V – prędkość powietrza nad lodem, założono 1 m/s

Ze względu na niewielki udział zysków ciepła od gruntu w całym bilansie parownikowym (na ogół 2-3% (ASHRAE, 2018)) oraz złożoność procesu wymiany ciepła między gruntem a płytą lodowiska i jej zmienność w czasie założono stałą wartość obciążenia od gruntu zgodnie z zaleceniami literaturowymi $Q_{gr} = 5 \text{ W/m}^2$.

Radiacyjne zyski ciepła Q_r wyznaczono z następującej zależności.

$$Q_r = A_c f_{ci} \sigma (T_c^4 - T_i^4) \quad (6.3)$$

$$f_{ci} = \left[\frac{1}{F_{ci}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right) + \frac{A_c}{A_i} \left(\frac{1}{\varepsilon_i} - 1 \right) \right]^{-1} \quad (6.4)$$

gdzie:

A_c – powierzchnia stropu, m^2

A_i – powierzchnia płyty lodu, m^2

$\varepsilon_c, \varepsilon_i$ – współczynnik emisyjności stropu i lodu równe odpowiednio 0,9 oraz 0,95.

f_{ci} – współczynnik konfiguracji strop – płyta lodowa

F_{ci} – współczynnik kątowy zależny od wymiarów geometrycznych dachu, w analizie równy 0,7

T – temperatura, K

σ – stała Stefana-Boltzmana

Celem uproszczenia modelowania, założono, iż temperatura wewnętrznej powierzchni stropu będzie równa temperaturze powietrza zewnętrznego.

Zyski ciepła od odnawiania powierzchni wynikają z technologii procesu, który polega na wylewaniu na powierzchnię lodu gorącej wody o temperaturze od 55°C do 80°C , aby stopić wierzchnią warstwę lodu, a następnie mechanicznie wyrównać. Zwyczajowo lodowisko o wymiarach 30 x 60 m zużywa 0,4 do 0,7 m^3 wody na ten cel. Zyski Q_f wylicza się jak niżej.

$$Q_f = 1000V_f [4,2(t_f - 0) + 334 + 2,0(0 - t_i)] \quad (6.5)$$

gdzie:

V_f – objętość wykorzystanej wody, założono 0,55 m^3

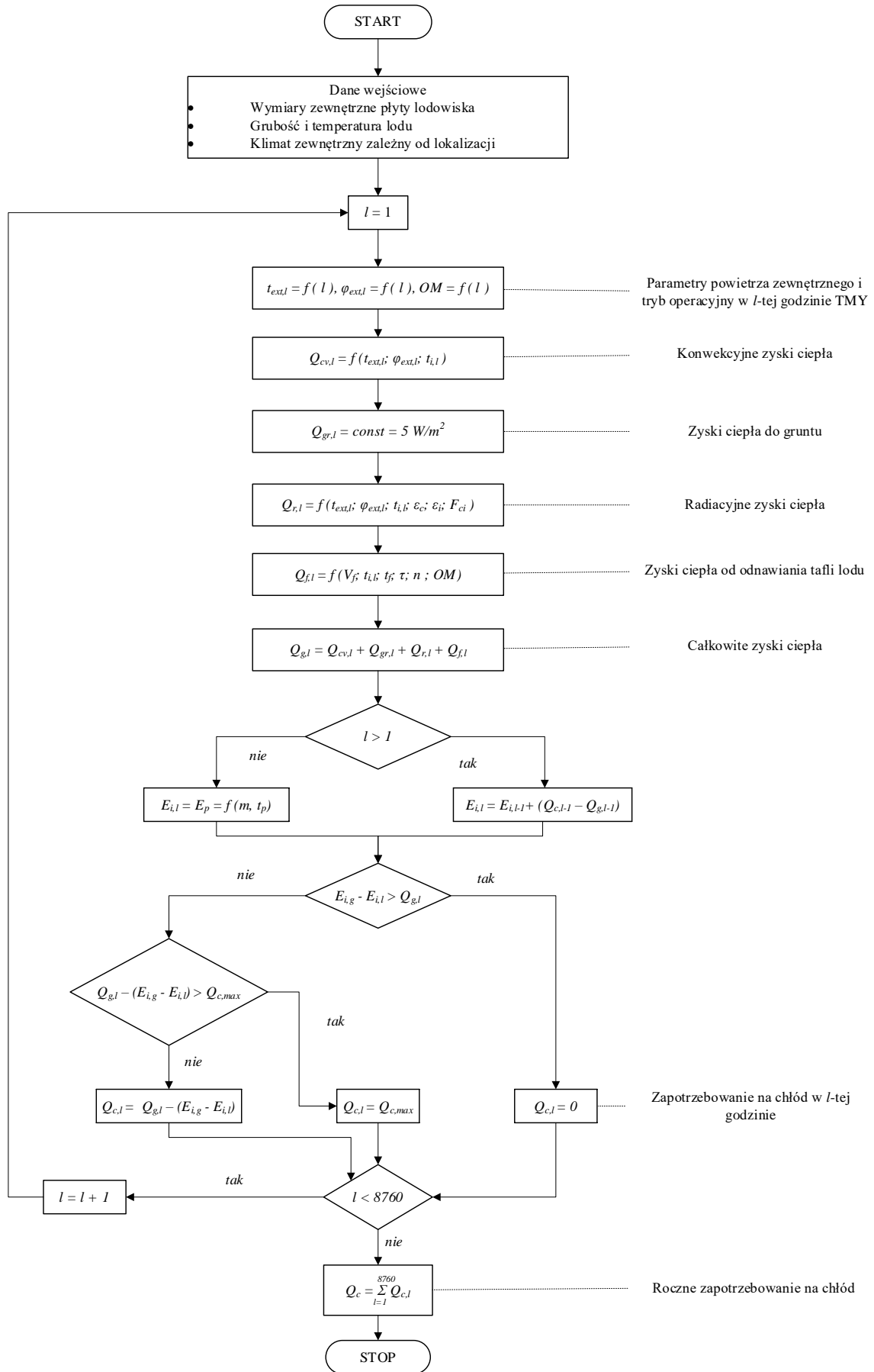
t_f – temperatura wykorzystanej wody, założono 60°C

Założono, iż nawierzchnia lodu będzie odnawiana dwukrotnie w ciągu doby, o godzinie 12 oraz 18. W pozostałych godzinach, zyski ciepła wynikające z odnawiania powierzchni nie występują.

Całkowite zyski ciepła Q_g wylicza się z następującej zależności.

$$Q_g = Q_{cv} + Q_{gr} + Q_r + Q_f \quad (6.6)$$

Docelową funkcją systemu chłodniczego jest utrzymanie temperatury powierzchni lodu równej t_i . W przypadku, w którym zyski ciepła od otoczenia są większe od zera $Q_g > 0$, układ chłodniczy ma za zadanie je bilansować. W sytuacji, w której zyski ciepła są ujemne $Q_g < 0$ (np. w przypadku temperatur zewnętrznych niższych od t_i) układ chłodniczy nie załącza się, a temperatura lodu obniża się poniżej t_i . Jako projektową moc systemu chłodniczego przyjęto $Q_{c,l,max} = 350 \text{ kW}$. Wartość ta wynika z zapotrzebowania na moc chłodniczą przy projektowej temperaturze zewnętrznej $+10^\circ\text{C}$ oraz spełnia kryterium zapewnienia możliwości przygotowania powierzchni lodu w mniej niż 48 h, jak również gwarantuje, iż w trakcie sezonu lód nie roztopi się. W przypadku, w którym zyski ciepła przewyższają maksymalną projektową moc systemu chłodniczego, obciążenie parownika jest równe maksymalnej projektowej mocy systemu chłodniczego. W takich godzinach, temperatura lodu t_i zwiększa się powyżej temperatury założonej.



Rys. 18 Algorytm wyznaczania obciążeń chłodniczych

6.2.3 Wyniki obliczeń – obciążenia chłodnicze w funkcji czasu

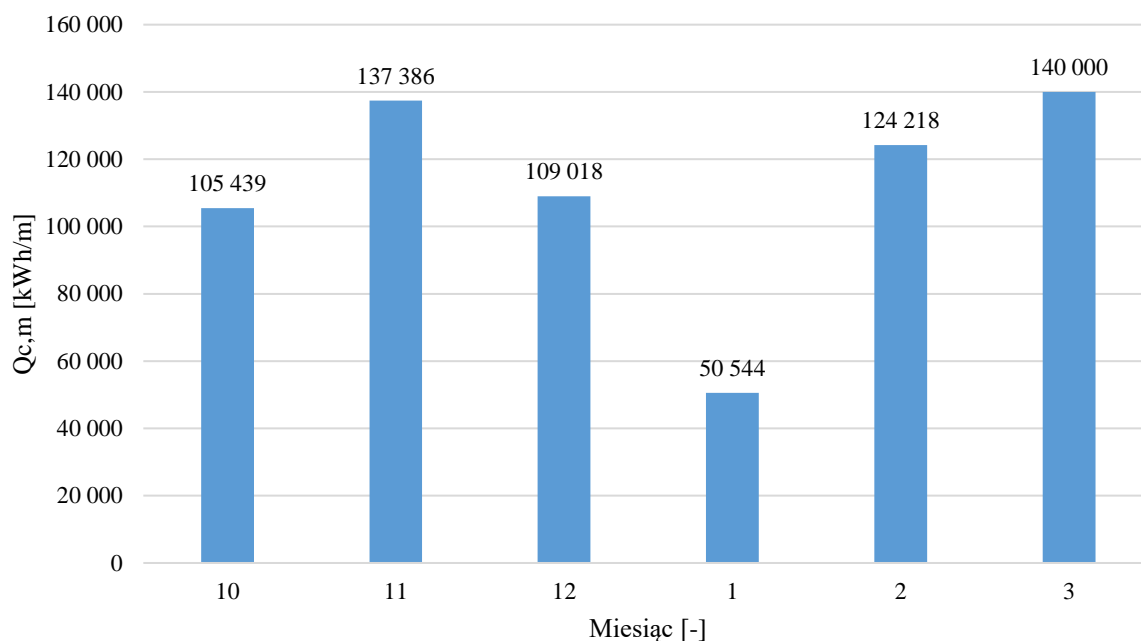
Na podstawie opisanego wcześniej algorytmu wyznaczenia obciążeń chłodniczych uzyskano moc parownika dla każdej godziny w roku.

Temperatura zewnętrzna w okresie sezonu zmieniała się od $-15,6^{\circ}\text{C}$ do $17,9^{\circ}\text{C}$ ze średnią $1,0^{\circ}\text{C}$.

Sumaryczne zapotrzebowanie na chłód w ciągu sezonu chłodniczego wyniosło 666,61 MWh, co stanowi 3898 kWh/dobę. W odniesieniu do powierzchni, zapotrzebowanie na chłód można określić jako $439,4 \text{ kWh}/(\text{m}^2)$ oraz $2,57 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{dobę})$.

Maksymalne obciążenie zyskami ciepła wynosiło 572 kW, minimalne - 111 kW, a średnia ukształtowała się na poziomie 161 kW. Temperatura lodu zmieniała się od $-13,5^{\circ}\text{C}$ do $-1,0^{\circ}\text{C}$ a średnia wynosiła $-6,1^{\circ}\text{C}$.

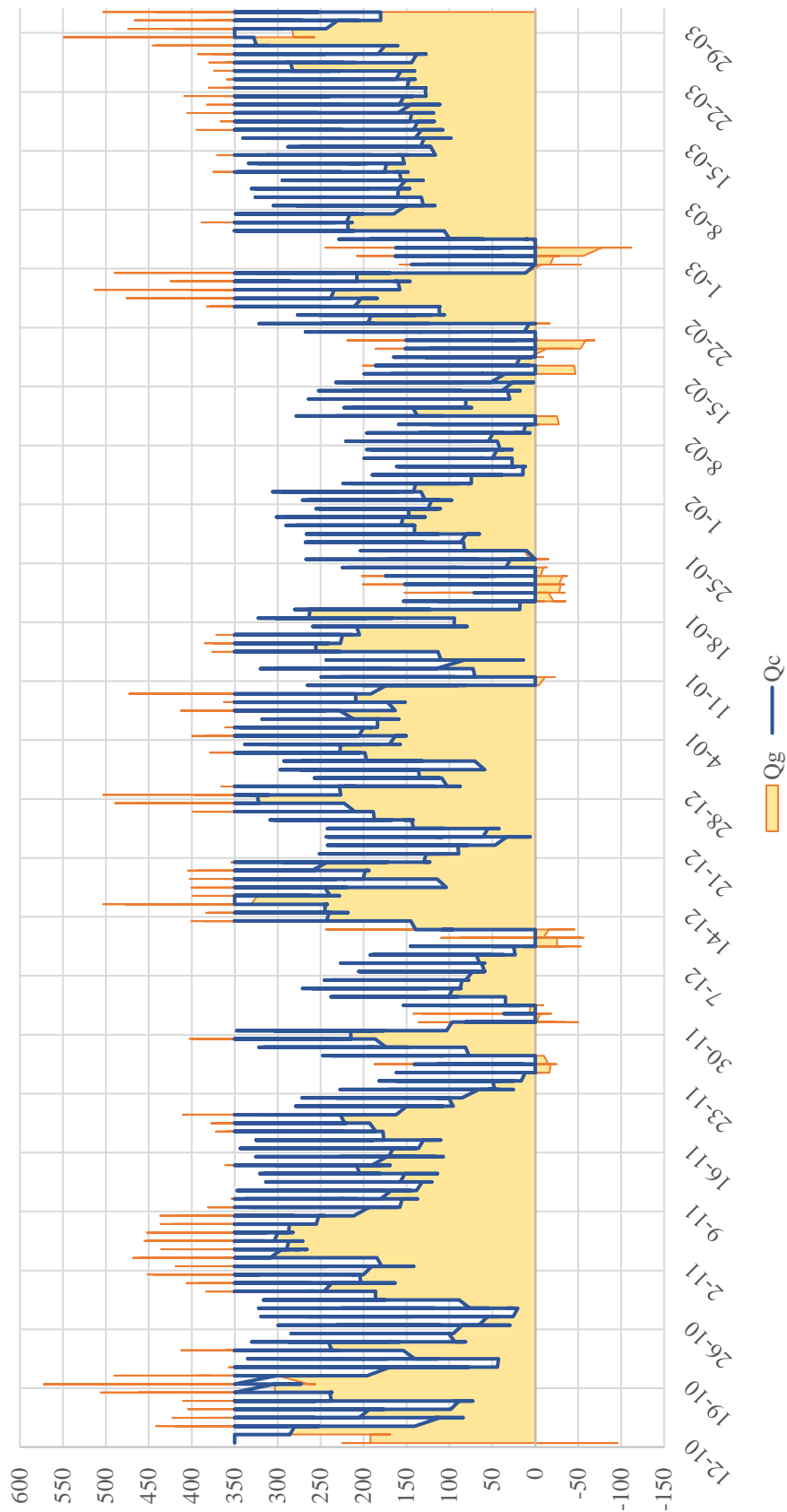
Rys. 19 przedstawia miesięczną zmienność zapotrzebowania na chłód. Jak wynika z wykresu, największe zapotrzebowanie na chłodzenie przypada w marcu, dalej w listopadzie, lutym, grudniu i październiku. Najniższe obciążenia chłodnicze odnotowywane są w styczniu i stanowią one 36% maksymalnych obciążeń.



Rys. 19 Zapotrzebowanie na chłód dla płyty lodowiska w danym miesiącu symulacji

Na Rys. 20 przedstawiono zmienność zysków ciepła oraz wymaganej mocy chłodniczej na przestrzeni sezonu. Jak można zauważyć, występują również okresy, w których ze względu na korzystne warunki atmosferyczne, zyski ciepła są ujemne ($Q_g < 0$) i lód jest przechładzany poniżej temperatury zadanej ($T_{i,l} < T_{i,g}$). W tych okresach, obciążenia chłodnicze są zerowe, a układ chłodniczy nie pracuje. W innych sytuacjach, zyski ciepła przekraczają nawet 550 kW, niemniej ze względu na pojemność cieplną lodu, maksymalna moc chłodnicza równa 350 kW pozwala zapobiec rozmarznięciu płyty lodowej.

Opracowany model obciążeń chłodniczych jest przydatnym narzędziem dla odpowiedniego określenia wymaganej maksymalnej mocy chłodniczej dla instalacji.



Rys. 20 Wykres zmienności obciążeń chłodniczych i zysków ciepła w trakcie sezonu

6.3 Model systemu chłodniczego

6.3.1 Założenia i dane wyjściowe

Model symulacyjny zapotrzebowania na energię dla systemu chłodzenia wyróżnia dwie zmienne. Pierwsza jest niezależna i są to parametry klimatu zewnętrznego (temperatura i wilgotność), które wpływają na bilans parownikowy, jak również na przemiany termodynamiczne czynnika chłodniczego po stronie wysokiego ciśnienia. Drugą zmienną jest tryb operacyjny, a w szczególności częstotliwość odnawiania powierzchni. Ta zmienna jest zależna od założeń i wpływa na bilans parownikowy.

Obliczenia obiegów termodynamicznych wykonano w oparciu podstawowe fizyczne zależności w stanie ustalonym dla każdej godziny w roku. Własności fizyczne czynników chłodniczych i chłodziw wyznaczono z wykorzystaniem biblioteki typu open-source - Coolprop (Bell et al., 2014). Sprawności pomp oraz sprężarek opisano równaniami zawartymi w Tab. 7. Sprawności sprężarek ustalono jako zmienne w zależności od sprężu, tj. ilorazu ciśnienia skraplania i ssania. Równania aproksymacyjne sprawności sprężarek zostały wyznaczone na podstawie parametrów pracy konkretnych typów sprężarek dla ściśle określonych i zadanych z góry parametrów obiegu termodynamicznego z wykorzystaniem oprogramowania renomowanych producentów Bitzer i Dorin (Bitzer GMBH, 2022; Dorin S.p.A., 2022) zgodnie z ogólną praktyką w literaturze naukowej dotyczącej chłodnictwa. Wyróżniono sprawności izentropowe oraz całkowite. Równania aproksymacyjne wyznaczono ze współczynnikiem determinacji $R^2 > 0,99$.

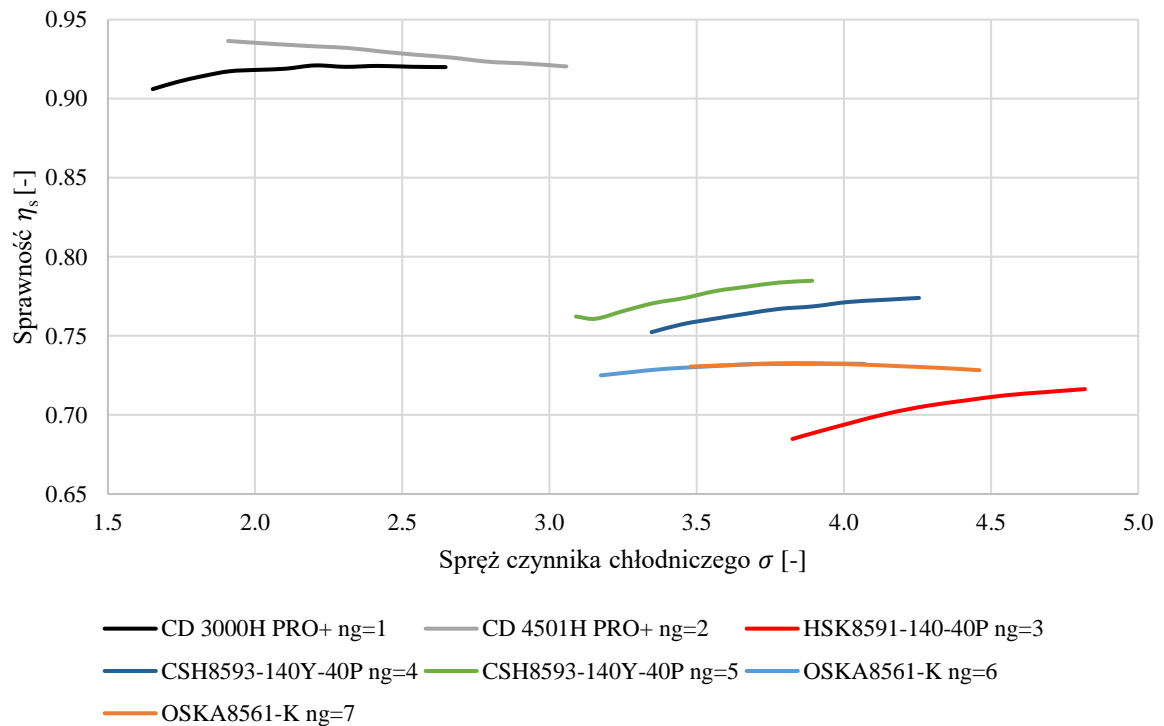
Warto podkreślić, iż prezentowany model obliczeniowy dla systemów lodowisk jest zaadaptowanym i rozbudowanym modelem autora, który odnosił się do instalacji chłodniczych komercyjnych i został opisany w publikacjach, które ukazały się w recenzowanych czasopismach naukowych (Drojetzki, Porowski, 2023, 2022).

Tab. 7 Sprawności sprężarek i pomp obiegowych w modelu symulacyjnym

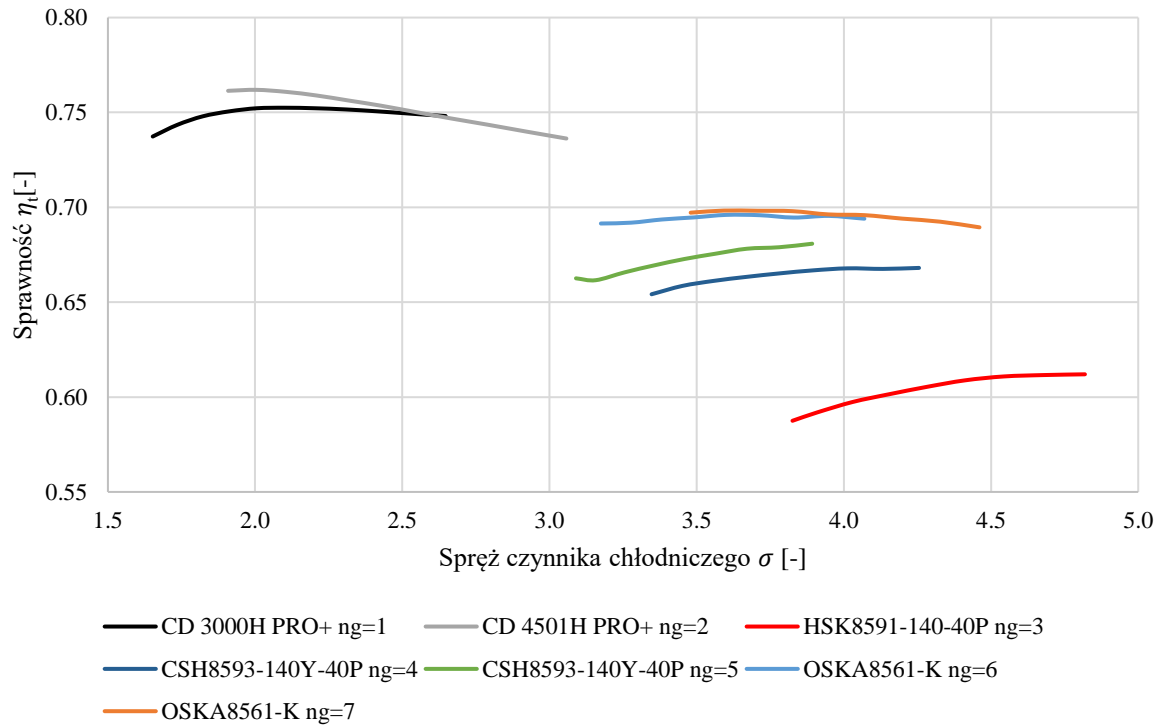
System	Sprawności pomp i sprężarek (Bitzer GMBH, 2022; Dorin S.p.A., 2022)
$n_g=1$	Sprężarka tłokowa DORIN CD 3000H PRO+: $\eta_s = 0.0323\sigma^3 - 0.2362\sigma^2 + 0.5743\sigma + 0.4567$, $\eta_t = 0.0552\sigma^3 - 0.3957\sigma^2 + 0.9329\sigma + 0.0275$
$n_g=2$	Sprężarka tłokowa DORIN CD 4501H PRO+ $\eta_s = -0.0018\sigma^2 - 0.0055\sigma + 0.9539$, $\eta_t = 0.0552\sigma^3 - 0.3957\sigma^2 + 0.9329\sigma + 0.0275$ $\Delta t_{sa} = 1^\circ C, \Delta t_s = 0^\circ C$
$n_g=3$	Sprężarka śrubowa półhermetyczna Bitzer HSK8591-140-40P $\eta_s = -0.0257\sigma^2 - 0.2534\sigma + 0.0913$, $\eta_t = -0.0278\sigma^2 + 0.2648\sigma + 0.0185$
$n_g=4$	Sprężarka śrubowa kompaktowa Bitzer CSH8593-140Y-40P $\eta_s = -0.0194 + 0.1704\sigma + 0.3996$, $\eta_t = -0.0190\sigma^2 + 0.0130\sigma + 0.4456$
$n_g=5$	Sprężarka śrubowa kompaktowa Bitzer CSH8593-140Y-40P $\eta_s = -0.0642\sigma^3 + 0.6576\sigma^2 - 2.203\sigma + 3.1848$, $\eta_t = -0.0454\sigma^3 + 0.4606\sigma^2 - 1.5261\sigma + 2.318$

$n_g=6$	Sprężarka śrubowa Bitzer OSKA8561-K $\eta_s = -0.0089\sigma^2 + 0.0668\sigma + 0.6066$, $\eta_t = -0.0134\sigma^2 + 0.0982\sigma + 0.5181$ $\Delta t_{sa} = 1^\circ C, \Delta t_s = 0^\circ C$
$n_g=7$	Sprężarka śrubowa Bitzer OSKA8561-K $\eta_s = -0.0113\sigma^2 + 0.0873\sigma + 0.5637$, $\eta_t = -0.0142\sigma^2 + 0.1065\sigma + 0.4964$ $\Delta t_{sa} = 1^\circ C, \Delta t_s = 0^\circ C$
$n_g=\{1, 5, 6\}$	$\eta_{p,CO_2} = 0.374$ ("Materiały informacyjne producenta Hermetic Pumpen GmbH," 2023)
$n_g=\{2, 3, 4, 7\}$	$\eta_{p,solanka} = 0.70$ ("Materiały informacyjne producenta Grundfoss," 2023)

Odpowiedni typ sprężarki został dostosowany dla każdego z systemów osobno tak, aby gwarantowała ona najwyższą możliwą sprawność przy jednoczesnym zapewnieniu należytej wydajności dla parametrów obiegu specyficznych dla danego systemu. Sprawności zawarte w Tab. 7 przedstawiono również w formie wykresów na Rys. 21 i Rys. 22.



Rys. 21 Zmienność sprawności izentropowych w funkcji sprężu



Rys. 22 Zmienność sprawności całkowitych w funkcji sprężu

W poprzednim rozdziale zaprezentowano sposób, w jaki wyznaczono obciążenie parownika dla każdej godziny w trakcie sezonu. Bilans parownikowy jest daną wejściową dla modelu działania systemów chłodniczych. Obliczenia przemian termodynamicznych dokonano na podstawie założeń opisanych w Tab. 8.

Tab. 8 Założenia dla poszczególnych elementów symulowanych systemów chłodniczych

System	Elementy układu chłodniczego
	Parowniki
$n_g=1$	$t_o = -9^{\circ}C$ $\Delta t_{sa} = 1^{\circ}C, \Delta t_s = 0^{\circ}C$
$n_g=\{2, 7\}$	$t_o = -14^{\circ}C$ $\Delta t_{sa} = 1^{\circ}C, \Delta t_s = 0^{\circ}C$
$n_g=3$	$t_o = -17^{\circ}C$ $\Delta t_{sa} = 5^{\circ}C, \Delta t_s = 5^{\circ}C$
$n_g=4$	$t_o = -14^{\circ}C$ $\Delta t_{sa} = 2^{\circ}C, \Delta t_s = 0^{\circ}C$
$n_g=5$	$t_o = -11.8^{\circ}C$ $\Delta t_{sa} = 2^{\circ}C, \Delta t_s = 0^{\circ}C$
$n_g=6$	$t_o = -11.8^{\circ}C$ $\Delta t_{sa} = 1^{\circ}C, \Delta t_s = 0^{\circ}C$
	Chłodziwo
$n_g=\{1, 5, 6\}$	$t_z = -9^{\circ}C$ $X_z = 0, X_p = 0.5$
$n_g=\{2, 3, 4, 7\}$	$t_z = -12^{\circ}C$ $t_p = -9^{\circ}C$

System	Elementy układu chłodniczego
	Skraplacz / chłodnica gazu
$n_g=1a$ $n_g=2a$	Parametry pracy skraplacza / chłodnicy gazu – Classic Booster (Gullo et al., 2016): $t_{ext} \leq -2^\circ C, t_{cond} = 10^\circ C, t_{out,cond} = 8^\circ C,$ $-2 < t_{ext} \leq 10^\circ C, t_{cond} = t_{ext} + 12^\circ C, t_{out,cond} = t_{cond} - 2^\circ C,$ $10 < t_{ext} \leq 24^\circ C, p_{gc/cond} = 0.6429 \cdot t_{ext} + 13.571, t_{out,gc/cond} = 0.6429 \cdot t_{ext} + 13.571$
$n_g=1b$ $n_g=2b$	Parametry pracy skraplacza / chłodnicy gazu – Improved Booster (Gullo et al., 2016): $t_{ext} \leq 4^\circ C, t_{cond} = 9^\circ C, t_{out,cond} = 7^\circ C,$ $4 < t_{ext} \leq 17^\circ C, t_{cond} = t_{ext} + 5^\circ C, t_{out,cond} = t_{ext} + 3^\circ C,$ $17 < t_{ext} \leq 27^\circ C, t_{out,gc/cond} = 26.763 \text{ bar}, t_{out,gc/cond} = 0.9 \cdot t_{ext} + 4.7^\circ C,$
$n_g=3 \div 5$	$t_{cond} = t_{ext} + 10^\circ C, t_{cond,min} = 20^\circ C, \Delta t_d = 5^\circ C$
$n_g=6 \div 7$	$t_{cond} = t_{ext} + 10^\circ C, t_{cond,min} = 15^\circ C, \Delta t_d = 5^\circ C$
	Pozostałe parametry
$n_g=1, 2$	Temperatura w zbiorniku wysokiego ciśnienia $t_{IPR} = 0.0019 \cdot t_{out,gc}^2 + 0.1531 \cdot t_{out,gc} - 2.0833$
	Obiegi pompowe
$n_g=\{1, 5, 6\}$	ciekły CO ₂ $\Delta p = 300 \text{ kPa} = \text{const}$
$n_g=3$	glikol etylenowy 35% $\Delta p = 250 \text{ kPa} = \text{const}$
$n_g=\{2, 4, 7\}$	woda amoniakalna 30% $\Delta p = 150 \text{ kPa} = \text{const}$

W modelach symulacyjnych poprawne sformułowanie założeń jest kluczową kwestią. W Tab. 9 poniżej. Przedstawiono podsumowanie źródeł, z których czerpano sprawdzoną wiedzę techniczną do określenia najistotniejszych relacji, aby model obliczeniowy był możliwie zbliżony do rzeczywistości.

Tab. 9 Założenia – podsumowanie źródeł

Założenie	Źródło
	Parowniki
Temperatury parowania, przegrzanie, temperatury chłodziwa	Poradniki techniczne (ASHRAE, 2018), literatura naukowa [45, 46], literatura popularno-naukowa [3,(Garry et al., 2022)], dane producentów [28, 43, 44, 47]
Różnice temperatur w wymiennikach kaskadowych	Poradniki techniczne (ASHRAE, 2018), monografie (Bonca et al., 2000),
	Sprężarki, pompy
Typy sprężarek, sprawności, zakres regulacji	Poradniki techniczne (ASHRAE, 2018), monografie (Bonca et al., 2000), Dane producentów [17, 49, 50]
	Skraplacze
Temperatury skraplania, dochłodzenie – systemy z CO ₂	Literatura naukowa (Drojetzki, Porowski, 2023; Gullo et al., 2016), dane producentów (Danfoss, 2020)
Temperatury skraplania, dochłodzenie – pozostałe systemy	Poradniki techniczne (ASHRAE, 2018), monografie (Bonca et al., 2000),

6.3.2 Opis dopuszczalnych systemów chłodniczych poddane analizie

6.3.2.1 Charakterystyka systemów chłodniczych

Pierwszym z analizowanych systemów $n_g = 1$ jest system CO₂ uzupełniony o eżektory cieczowe. Ze względu na operowanie w zakresie podkrytycznym, nie rozbudowywano systemu o sprężanie równoległe ani eżektory gazowe, gdyż zgodnie z literaturą, korzyści z zastosowania powyższych usprawnień odnotowuje się przy temperaturach zewnętrznych zaczynających się od 12÷15°C (Danfoss, 2020). W związku z tym, że stosowanie eżektorów cieczowych w systemach z CO₂ skutkuje przede wszystkim skutecznym zalaniem parowników, a co za tym idzie możliwością podniesienia ciśnienia parowania, nie wpływa zaś na strumień masowy czynnika chłodniczego, pominięto efekt stosowania eżektora w bilansie masowym obiegu sprężarkowego zgodnie z przyjętym standardem w modelach chłodniczych takich instalacji (Gullo et al., 2019; Hafner, Banasiak, 2016; Minetto et al., 2014). Bypass od zbiornika wysokiego ciśnienia zapewnia ponowne sprężanie par wtórnych. Parownikiem jest układ rur zatopiony w płycie lodowiska. Ciekły dwutlenek węgla ze zbiornika niskiego ciśnienia tłoczony jest pompowo do parownika. Zakłada się współczynnik recyrkulacji $n = 2$, co oznacza, iż pary dwutlenku węgla powracające do zbiornika niskiego ciśnienia mają stopień suchości $X = 0.5$. Zakłada regulację przepływu w trybie $\Delta p = const$ z wykorzystaniem zaworów dwudrogowych. Różnica temperatury pomiędzy ciekłym CO₂ a lodem została przyjęta jako 3°C w nawiązaniu do wytycznych branżowych (ASHRAE, 2018).

W ramach systemów $n_g = 1 \div 2$ wyróżniono dwie kombinacje metod sterowania ciśnieniem skraplania / chłodnicy gazu – zgodnie z Tab. 8. Pierwsza, reprezentowana przez podwarianty A odnosi się do standardowo stosowanych nastaw ciśnienia w instalacjach komercyjnych typu booster oznaczanych w literaturze jako „klasyczny booster”. Podwarianty B charakteryzuje zoptymalizowany sposób wyznaczania ciśnienia skraplania / chłodnicy gazu, wymagający zastosowania zaawansowanych algorytmów sterowania oraz większych skraplaczy, a prowadzący do obniżenia ciśnienia końca sprężania – w literaturze „usprawniony booster” (Sarkar, Agrawal, 2010). Choć rozważane w pracy systemy nie są boosterowe ze względu na stosowanie tylko jednego stopnia sprężania, można zastosować w nich założenia dotyczące regulacji ciśnienia skraplania, jak dla systemów dwustopniowych.

System chłodniczy $n_g = 2$ jest wariacją systemu pierwszego, przy czym realizującego chłodzenie z wykorzystaniem chłodziwa pośredniego – wody amoniakalnej 30%. Instalacja wykorzystuje zalane parowniki z dwutlenkiem węgla i charakteryzuje je niższa temperatura odparowania niż w przypadku systemów z amoniakiem bądź R134A. Wynika to ze znacznie korzystniejszych współczynników przejmowania ciepła w przypadku dwutlenku węgla w przypadku stosowania eżektorów cieczowych. Zgodnie z literaturą, przyjęto 0°C przegrzania w parowniku dla parowników zalanych (Minetto et al., 2014). Zakłada regulację przepływu w trybie $\Delta p = const$ z wykorzystaniem zaworów dwudrogowych.

System chłodniczy $n_g = 3$ jest często spotykaną w warunkach polskich instalacją składającą się z klasycznej wytwornicy wody lodowej z czynnikiem chłodniczym R134A wyposażonej w parownik suchy o normalnym przegrzaniu 10°C (z czego 5°C w parowniku i 5°C w króćcach ssawnych). Wytwornica współpracuje z systemem pompowym chłodziwa, jakim jest glikol etylenowy 35%. Zakłada regulację przepływu w trybie $\Delta p = const$ z wykorzystaniem zaworów dwudrogowych. Powyższy system został ujęty w analizie, mimo iż z góry wiadomo, że będzie nieoptymalny, aby uzyskać pogląd i punkt odniesienia do powszechnie stosowanego rozwiązania.

Kolejna wariacja, $n_g = 4$, to usprawnienie systemu $n_g = 3$ polegające na wciąż zastosowaniu systemu opartego o dostępne komercyjnie wytwornice wody lodowej, niemniej w wykonaniu usprawnionym, tj. z wykorzystaniem parowników zalanych oraz z zastosowaniem bardziej energooszczędnego chłodziwa, tj. wody amoniakalnej 30%. Przegrzanie zgodnie z założeniami wynosi jedynie 2K w króćcach ssawnych oraz nie występuje w parowniku.

Wariant $n_g = 5$ to system kaskadowy R134A – R744 wykorzystujący ciekły CO₂ w obiegu pompowym w płycie lodowiska. Różnica temperatury w skraplaczu kaskadowym między dwutlenkiem węgla a R134A została zminimalizowana do 2,8°C (ASHRAE, 2018).

Instalacja $n_g = 6$ jest analogiczna do $n_g = 5$, tylko zmienia się czynnik chłodniczy w obiegu pierwotnym – w tym przypadku jest to amoniak. Wariant $n_g = 7$ natomiast pokrywa się z wariantem $n_g = 4$, tylko również w wersji amoniakalnej.

W analizie uwzględniono również nakłady energetyczne wymagane dla odprowadzenia ciepła skraplania z systemu chłodniczego. Do tego celu założono zastosowanie skraplaczy / chłodnic gazu powietrznych, suchych. Dla każdego z wariantów instalacji dobrano dla parametrów projektowych rzeczywisty skraplacz, a następnie wykonano symulację zapotrzebowania na energię dla poszczególnych skraplaczy z wykorzystaniem oprogramowania Pack Calculation Pro (IPU, 2023) z uwzględnieniem projektowej mocy cieplnej i elektrycznej skraplaczy oraz parametrów klimatu zewnętrznego dla miasta Poznania, jak również zmienności ciepła skraplania koniecznego do odprowadzenia dla każdej z godzin działania systemu.

6.3.2.2 Wybór chłodziwa dla systemów pośrednich

W sytuacjach, w których konieczne jest zastosowanie chłodziw pośrednich wybór odpowiedniego chłodziwa ma istotne znaczenie dla zapotrzebowania na energię dla pomp obiegowych.

Różnice w wysokości wymaganego spiętrzenia dla pomp glikolowych i wody amoniakalnej są umotywowane różnicami w przepływie oraz oporach hydraulicznych pomiędzy tymi chłodziwami dla tych samych warunków instalacyjnych.

Stosowanie systemów z pompowym zasilaniem płyty lodowiska płynnym CO₂ wynika ze skojarzenia właściwości termodynamicznych cieczy i pary nasyconej mokrej (mieszaniny cieczy i pary) CO₂, jako chłodziwa w układach pompowego zasilania parowników. Dwutlenek węgla jako chłodziwo, posiada - w stosunku do innych chłodziw - bardzo dobre parametry termodynamiczne, ze względu na generowanie relatywnie małych oporów hydraulicznych i tym samym małego zapotrzebowania na energię dla pomp obiegowych. Wynika to głównie z niskich współczynników lepkości (co najmniej o rząd mniejszych w porównaniu do innych chłodziw). Dodatkowo – ze względu na wykorzystanie częściowego odparowania – jednostkowy strumień ciepła względem strumienia masy dla CO₂ jest wielokrotnie wyższy niż w przypadku standardowych chłodziw bez przemiany fazowej, co liniowo przekłada się na ograniczenie strumienia objętości w obiegu wtórnym. Autor wykonał symulację przepływu chłodziw w zakresie temperatur od -5°C do -30°C przy stopniu recyrkulacji $n=2$ dla obiegu pompowego z CO₂ oraz układów hydraulicznych z różnego rodzaju dostępnymi komercyjnymi chłodziwami przy różnicy temperatur 3°C między zasilaniem a powrotem. Spośród chłodziw do porównania wykorzystano Antifrogen N 35%, Dowtherm Q, HyCool 40, Tyfoxit 1.20, Syltherm 800, Antifrogen KF 100% czy wody amoniakalnej 30%. Główne wyniki symulacji dołączono do pracy (Załącznik 4, Załącznik 5 i Załącznik 6). Wykazano, iż strumień przepływu CO₂ w obiegu pompowym jest mniejszy od 6 do 9 krotnie w porównaniu do najefektywniejszego z chłodziw z pośród wymienionych. Porównując dwutlenek węgla z innymi czynnikami chłodniczymi w układach pompowego zasilania parowników zgodnie z (ASHRAE, 2018) należy podkreślić, iż ze względu na większą gęstość gazowego CO₂ (w por. do NH₃) ciecz zajmuje proporcjonalnie większy przekrój rurociągu. Można zatem zredukować współczynnik recyrkulacji dla CO₂ do $n = 2$ (dla amoniaku zaleca się $n = 4 \div 6$, co zwiększa przepływ i moc pomp). Dodatkowo dla tego samego spadku ciśnienia CO₂ charakteryzuje się spadkiem temperatury 5÷10 razy mniejszym niż NH₃ czy R134A (w zależności od temperatur parowania). W związku z tym znacznie lepiej sprawdza się w zastosowaniach pompowych (mniejszy poślizg temperatury). Na podstawie powyższego uzasadnionym jest stosowanie CO₂ w obiegach pompowego zasilania parowników.

Na podstawie obliczeń stwierdzono, iż z pośród chłodziw nadających się do instalacji o pośrednim odparowaniu (IX) najkorzystniejszym jest woda amoniakalna 30%, która w porównaniu z powszechnie stosowanym w systemach klimatyzacyjnych glikolem etylenowym 35% charakteryzuje się nieznacznie mniejszym przepływem (1,5%) oraz znacząco niższymi spadkami ciśnienia (43%) przy tych samych parametrach konstrukcyjnych instalacji. W związku z tym, w dalszej analizie przyjmuje się stosowanie wody amoniakalnej 30% jako chłodziwa pośredniczącego w instalacjach $n_g = \{2, 4, 7\}$.

7 FUNKCJA CELU – WARIANT OPTYMALNY

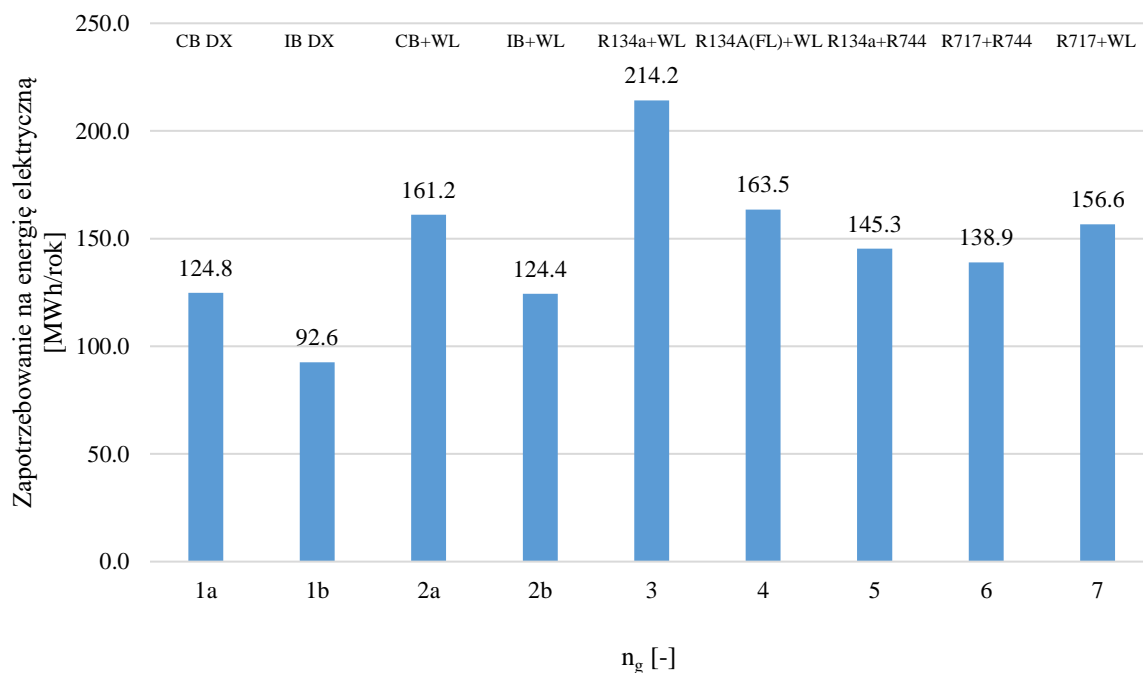
7.1 Wyniki obliczeń, wariant optymalny, dyskusja

W ramach analizy działania systemów $n_g=1\div 7$ przeprowadzono dwie symulacje. Pierwsza z nich obejmowała symulację zapotrzebowania na energię dla poszczególnych systemów w trakcie roku użytkowania i uwzględniała zarówno zmienność sprawności wytwarzania chłodu, jak również zmienny profil obciążeń chłodniczych. Druga polegała na analizie zmienności sprawności systemów w funkcji zmiany temperatury zewnętrznej od -5°C do $+20^{\circ}\text{C}$, tj. dla parametrów w których obiekty tego typu operują najczęściej. Rezultaty pierwszej analizy przedstawiono w Tab. 10 oraz na Rys. 23 ÷ Rys. 25.

Tab. 10 Główne wyniki obliczeń dla zapotrzebowania na energię

L.p.	n_g	Typ	$\text{COP}_{\text{średnie}}$	$\sum N_{\text{el}}$ MWh/rok
-	-	-	-	MWh/rok
1	1a	CB DX	5.34	124.8
2	1b	IB DX	7.20	92.6
3	2a	CB+WL	4.14	161.2
4	2b	IB+WL	5.36	124.4
5	3	R134a + WL*	3.11	214.2
6	4	R134a (FL) + WL	4.08	163.5
7	5	R134a + R744	4.59	145.3
8	6	R717 + R744	4.80	138.9
9	7	R717 + WL	4.26	156.6

*wariant referencyjny



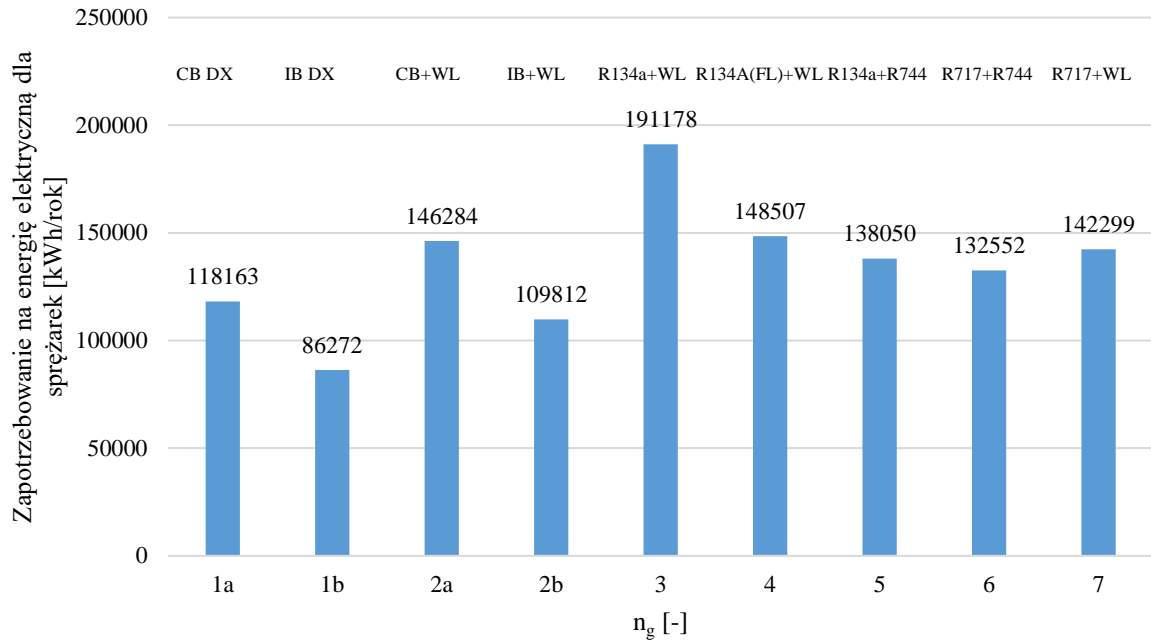
Rys. 23 Zapotrzebowanie na energię elektryczną do zasilenia pomp, sprężarek i skraplaczy obiegów chłodniczych w ciągu roku

Na podstawie przeprowadzonej analizy zapotrzebowania na energię elektryczną w ciągu sezonu dla warunków klimatycznych miasta Poznania można wysnuć następujące wnioski.

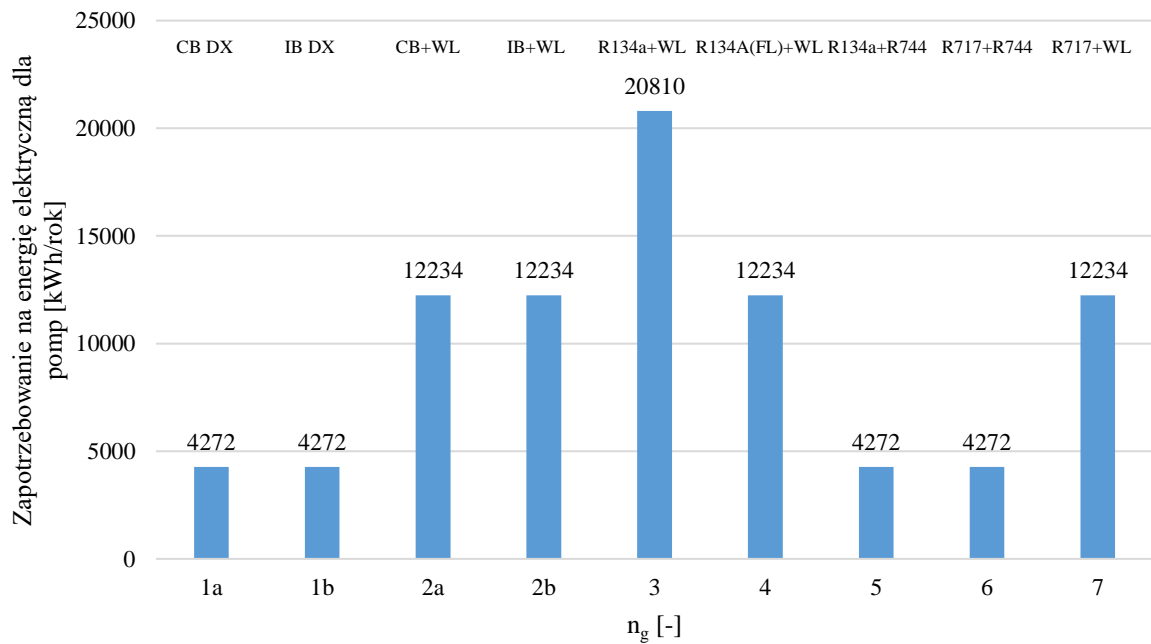
1. Roczne zapotrzebowanie na energię elektryczną podlega znaczącej zmienności w zależności od systemu, który zostanie zastosowany. Najefektywniejszy pod względem energetycznym system, tj. usprawniony CO_2 DX ($n_g=1b$) wykazywał zapotrzebowanie na energię równe 92,6 MWh/rok (541 kWh/d), tj. o 57% niższe niż bazowy wariant oparty o stosowanie chillera z R134A IX ($n_g=3$), który wykazuje zapotrzebowanie na energię elektryczną na poziomie

- 214,2 MWh/rok (1253 MWh/d). Wyniki płynące z analizy świadczą o bardzo szerokiej rozpiętości zapotrzebowania na energię dla systemów chłodniczych realizujących tę samą funkcję użytkową. W zastosowaniach komercyjnych, uzyskane wyniki stanowią istotną wartość dla użytkowników istniejących obiektów tego typu oraz inwestorów planujących nowe realizacje, gdyż nie tylko w sposób ilościowy, ale również jakościowy zostały określone różnice pomiędzy zapotrzebowaniem na energię elektryczną dla szeregu różnych systemów zaopatrzenia w chłód dla płyty lodowiska.
2. Systemy wykorzystujące bezpośrednie odparowanie czynnika chłodniczego są zawsze korzystniejsze od swoich odpowiedników z wykorzystaniem chłodziw pośredniczących bez przemiany fazowej, toteż właśnie takie systemy powinny być priorytetowo rozpatrywane przy budowie nowych bądź gruntownej renowacji istniejących obiektów. W przypadku systemów z CO₂ zapotrzebowanie na energię dla systemów DX w porównaniu do IX było mniejsze o odpowiednio 22,6% i 25,6% dla klasycznego i usprawnionego systemu. Porównując w tym samym kontekście systemy z R134a ($n_g=3$ vs. $n_g=4$) oraz amoniakalne ($n_g=6$ vs $n_g=7$) dla systemów DX uzyskano zapotrzebowanie mniejsze o odpowiednio 11,1% i 11,4%. Podsumowując – każdorazowo wykorzystanie systemu z bezpośrednim odparowaniem czynnika chłodniczego powodowało podniesienie temperatury odparowania czynnika chłodniczego oraz ograniczenie mocy pomp, co prowadziło do znaczących oszczędności energii.
 3. Spośród systemów wykorzystujących ciecze pośredniczące ($n_g=2, 3, 4, 7$) najbardziej efektywnym energetycznie był system $n_g=2b$, tj. usprawniony system z CO₂ z wodą amoniakalną. Zapotrzebowanie na energię tego systemu wyniosło 124,4 MWh/rok (727 kWh/d) i było o 42% mniejsze niż referencyjnego $n_g=3$. Kolejny uplasował się system $n_g=7$, tj. system amoniakalny pośredni z wynikiem 156,6 MWh/rok (916 kWh/d), co jest wynikiem o 27% niższym niż referencyjny. Dalej znalazł się klasyczny system z CO₂ z wodą amoniakalną ($n_g=2a$) wykazując zapotrzebowanie równe 161,2 MWh/rok (25% mniej niż referencyjny – 942 kWh/d). Zastosowanie parowników zalanych oraz zmiana chłodziwa z glikolu na wodę amoniakalną w systemach z R134a może wygenerować 24% oszczędności energii w skali roku, co potwierdzają wyniki dla systemu $n_g=4$ o zapotrzebowaniu 163,5 MWh/rok (956 kWh/d). Omawiane rezultaty mają kluczowe znaczenie dla obiektów istniejących, w których planowane są modernizacje systemów chłodniczych, ale nieuzasadniona bądź niemożliwa jest wymiana całej płyty lodowiska. Wówczas, przy modernizacji możliwa jest zmiana źródła chłodu i również chłodziwa, a potencjał oszczędności energii, jak wykazano w opracowaniu, wynosi aż 42% przy zastosowaniu najefektywniejszego spośród analizowanych systemów IX.
 4. W przypadku stosowania CO₂ w obiegach pompowych najrozsądniejszym pod względem energetycznym jest układ w całości oparty o dwutlenek węgla. Zarówno klasyczny, jak i usprawniony system CO₂ w wersji DX ($n_g=1$) był efektywniejszy niż układy z R134a lub amoniakiem i CO₂ w obiegach pompowych. W porównaniu do $n_g=1b$, pozostałe warianty $n_g=1a, 5$ oraz 6 wykazały zapotrzebowanie na energię wyższe o odpowiednio 35%, 57% i 51%. Natomiast $n_g=4$ i 7 w porównaniu do $n_g=1b$ wymagają nakładów większych o odpowiednio 16% i 12%. System amoniakalny z CO₂ zużywa rocznie o 4% energii mniej od systemu z R134A.
 5. Wykorzystanie zaawansowanych algorytmów sterowania pracą sprężarek obniża ciśnienia skraplania w układach z dwutlenkiem węgla. Przeciętne ciśnienie w skraplaczu / chłodnicy gazu w podwariantach „A” wynosiło 49,65 bar, a w przypadku wersji usprawnionej „B” było równe 44,79 bar. W wersji standardowej, wymagany spręż sprężarek wynosił średnio 1,82 lub 2,11 (w zależności od wersji – DX i IX) i był wyższy o 10,9% niż w wersji usprawnionej. Warianty zoptymalizowane (B) dla $n_g=1$ i 2 wykazały zapotrzebowanie na poziomie odpowiednio 73% i 75% zapotrzebowania na energię elektryczną dla działania sprężarek ich odpowiedników klasycznych (A). Zaprezentowane wyniki podkreślają znaczenie stosowania zaawansowanych algorytmów sterowania, dążących do minimalizacji ciśnienia skraplania dla uzyskania oszczędności energetycznych.

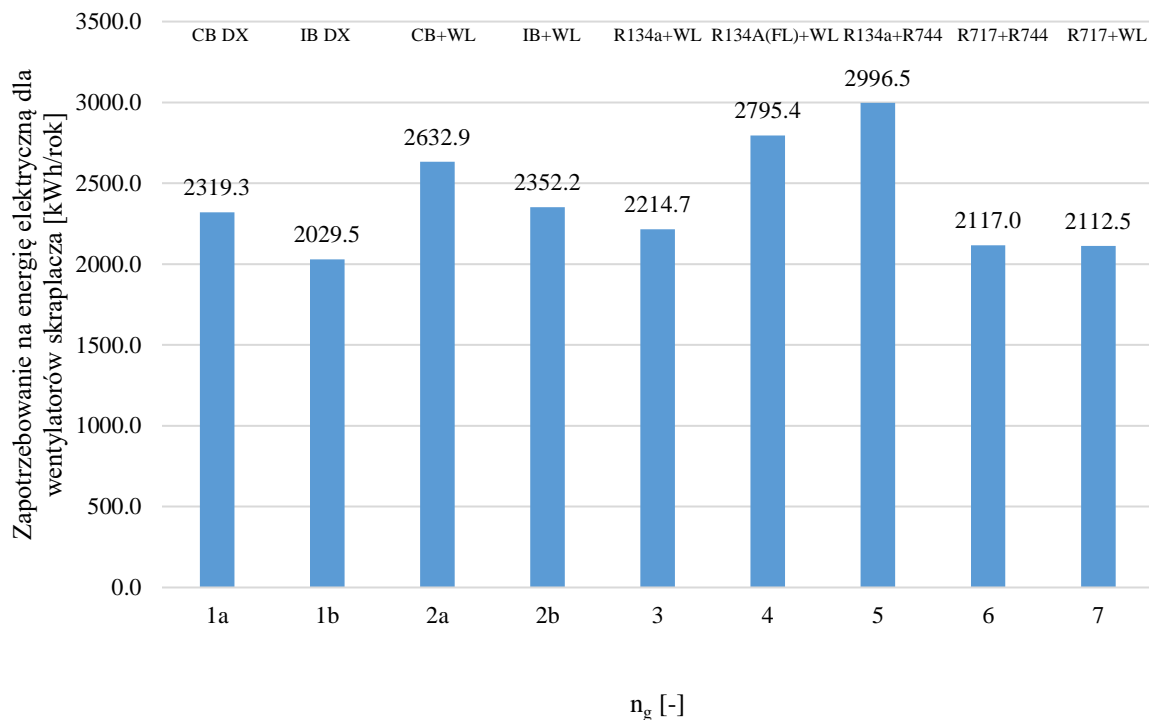
6. Z przedstawionych na Rys. 25 informacji wynika, iż zastosowanie obiegów pompowych z płynnym CO₂ zmniejsza zapotrzebowanie na moc elektryczną do napędu pomp o 79% w skali roku w stosunku do układu z glikolem etylenowym 35% głównie przez wzgląd na wielokrotnie niższy strumień objętości chłodziwa. W przypadku zamiany glikolu na wodę amoniakalną obserwuje się 41% ograniczenie zapotrzebowania na moc elektryczną do napędu pomp. Wynika to wprost z lepszych właściwości hydraulicznych wody amoniakalnej, które zostały opisane w części 6.3.2.2.
7. W ramach analizy zestawiono ze sobą zapotrzebowanie na moc elektryczną pomp obiegowych i sprężarek. W przypadku stosowania obiegów z płynnym CO₂ energia elektryczna wymagana na cele przetłaczania chłodziwa w porównaniu do zapotrzebowania sprężarek wynosi około 3% w przypadku instalacji z R134a ($n_g=5$) lub amoniakiem ($n_g=6$), natomiast dla układów all-CO₂ udział ten wyniósł 3,6% w przypadku $n_g=1a$ i 5% dla $n_g=1b$. Jest to znacznie mniej niż w systemach wykorzystujących chłodziwa pośrednie nieodparowujące. Zastosowanie wody amoniakalnej w instalacjach z R134a ($n_g=4$), amoniakiem ($n_g=7$) tudzież dwutlenkiem węgla w wersji klasycznej ($n_g=2a$) skutkuje nakładami energetycznymi na przetłaczanie równymi między 8,2% a 8,6% w odniesieniu do zapotrzebowania na energię dla kompresorów. W przypadku $n_g=2b$ udział energii na pracę pomp wyniósł 11,1%, co jest ściśle związane z relatywnie niskim zapotrzebowaniem na moc elektryczną dla sprężarek. W klasycznym układzie z chillerem z czynnikiem R134a ($n_g=3$) energia zużywana przez pompy stanowi 10,9% zużycia energii sprężarek.
8. Sprężarki dwutlenku węgla wykazywały najwyższą sprawność całkowitą w cyklu rocznym. Wartości średniej sprawności całkowitej sprężarek dla systemów z CO₂ wahały się między 73,6% a 76,1%. Kolejno plasowały się instalacje amoniakalne, dla których zespoły sprężarkowe cechowała sprawność całkowita równa średnio 69,5%. Ulepszone systemy z R134a wykazywały sprawność sprężarek na poziomie 66,5%, natomiast system bazowy jedynie 58,6%.
9. Optymalizacja zużycia energii dla sprężarek skutkująca niższymi temperaturami końca sprężania wpływała na zapotrzebowanie na energię do działania wentylatorów skraplaczy. Zapotrzebowanie na ten cel zmieniało się w zależności od wariantu instalacji między 2 a 3 MWh/rok średnio 2,55 MWh/rok i stanowiło między 1,0% a 2,2% całościowego zużycia energii przez system. Najniższe zapotrzebowanie wykazywał system $n_g=1b$ – 2029 kWh/rok. Na kolejnym miejscu – zaskakująco – uplasował się system $n_g=3$, który mimo iż musi odprowadzić najwięcej ciepła skraplania (ze względu na największą pracę sprężania), to w związku z relatywnie wysoką temperaturą za sprężarką, odprowadzał to ciepło sprawniej i wymagał mniejszych strumieni powietrza od pozostałych układów (z wyjątkiem $n_g=1b$). Najwyższe zapotrzebowanie na energię na pracę skraplaczy wykazywał system $n_g=5$.



Rys. 24 Zapotrzebowanie na energię elektryczną do zasilenia sprężarek obiegów chłodniczych w ciągu roku



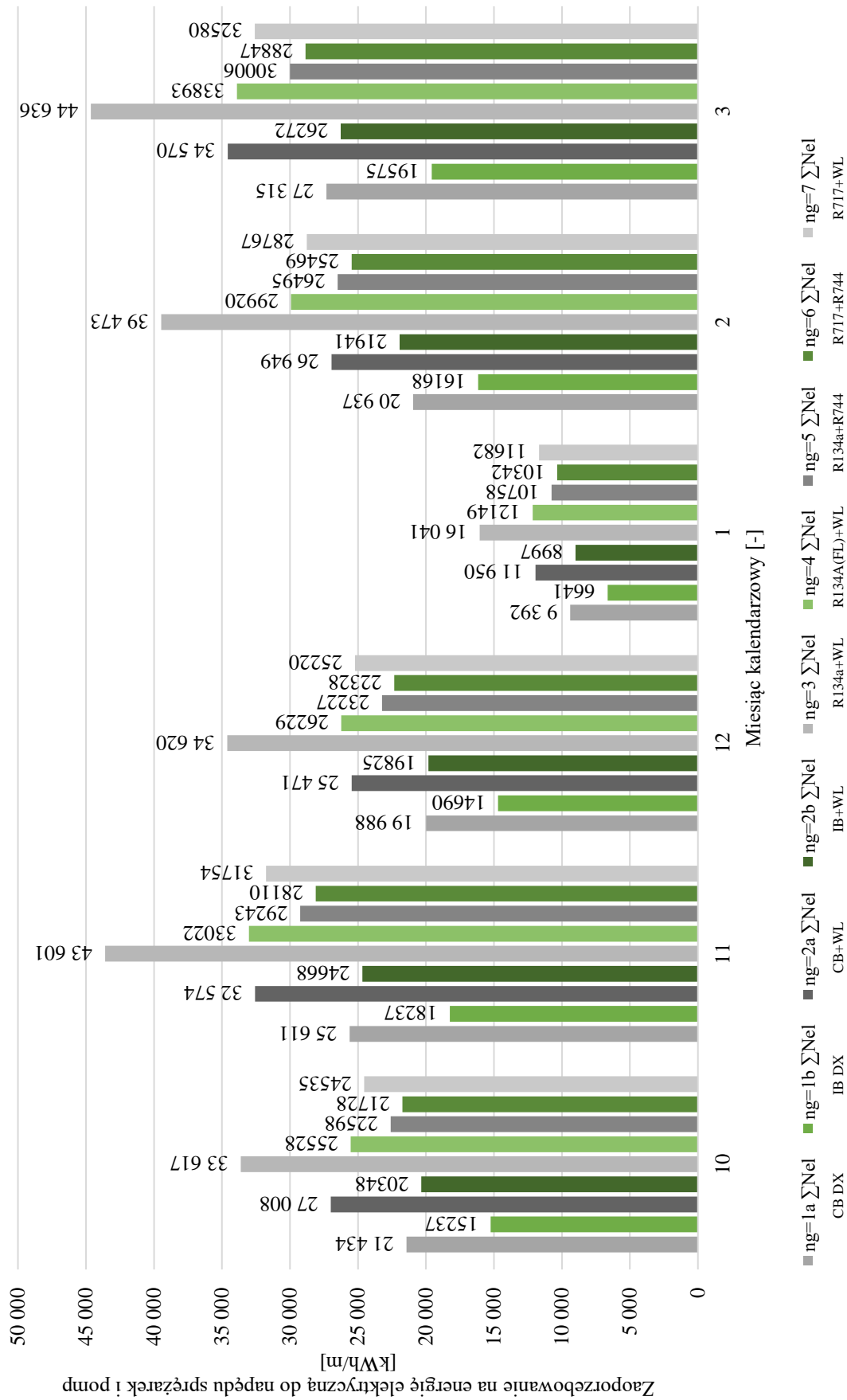
Rys. 25 Zapotrzebowanie na energię elektryczną do zasilenia pomp obiegowych systemów chłodniczych w ciągu roku



Rys. 26 Zapotrzebowanie na energię elektryczną do zasilenia wentylatorów skraplaczy systemów chłodniczych w ciągu roku

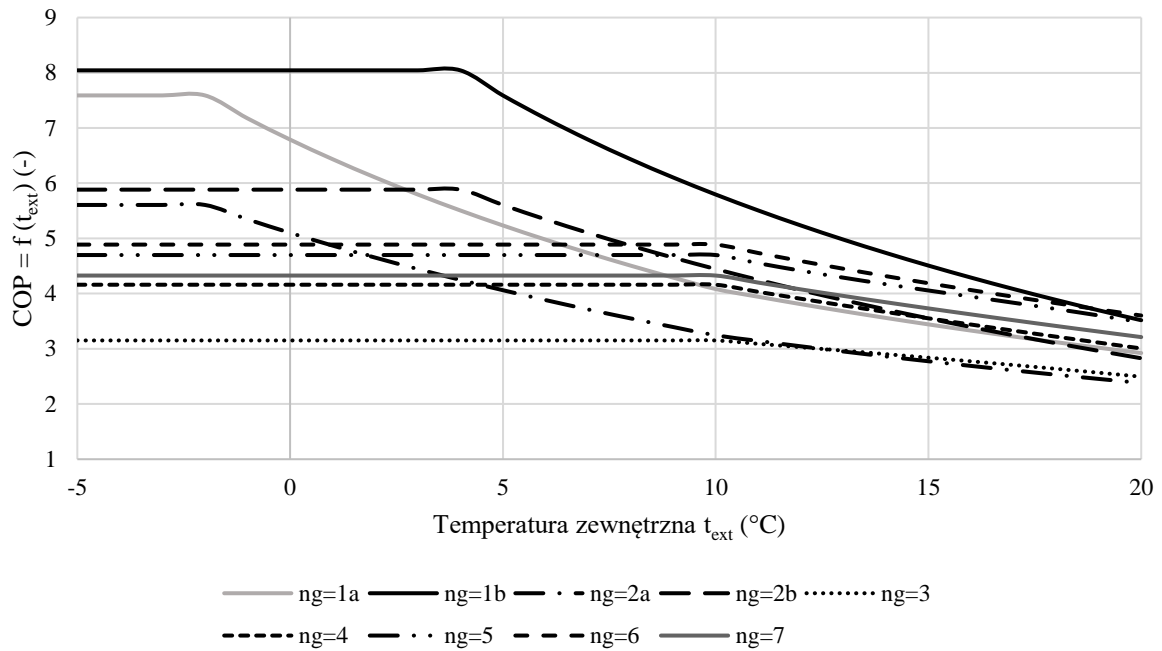
Kolejna część analizy polegała na symulacji zmienności efektywności energetycznej rozważanych systemów w zakresie temperatur zewnętrznych od -5°C do 20°C . W tej części nie uwzględniono pracy skraplaczy. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń można wysunąć następujące wnioski:

1. W zależności od temperatury zewnętrznej różne systemy wykazują najwyższe COP, przy czym system $n_g=1b$, tj. usprawniony system CO_2 DX jest najefektywniejszy w temperaturach zewnętrznych niższych od 19°C . Dopiero powyżej tej granicy prym przejmuje system $n_g=6$, tj. system amoniakalny z płynnym CO_2 . Wraz ze wzrostem temperatury zewnętrznej spadają współczynniki COP wszystkich systemów, ale również zmniejszają się względne różnice między systemami.
2. Najwyższe COP osiągnięte w ramach symulacji wynosi 8,04 dla systemu $n_g=1b$ i przewyższa ono maksymalne możliwości wariantu bazowego – $\text{COP} = 3,15$ ($n_g=3$) o 155%. Najbliżej plasuje się klasyczny system ($n_g=1a$) z wynikiem 5,5% niższym – $\text{COP} = 7,59$. Dalej zajmują miejsce systemy IX z CO_2 , które z wynikami $\text{COP} = 5,88$ i $5,61$ są mniej sprawne o odpowiednio 27% ($n_g=2b$) i 30% ($n_g=2a$). Systemy amoniakalne wykazują maksymalne COP równe 4,89 ($n_g=6$) lub 4,33 ($n_g=7$), co jest wynikiem niższym od optymalnego o 39% i 47%. Systemy z R134A ($n_g=4$ i 5) osiągają COP równe 4,16 i 4,70, co daje rezultaty o 48% i 42% niższe niż wariant optymalny.
3. Spośród systemów wykorzystujących chłodziwa pośrednie, tj. $n_g=\{2, 3, 4, 7\}$ w niskich temperaturach najkorzystniejszy jest usprawniony system CO_2 $n_g=2b$, a dalej nieznacznie przed klasycznym systemem z CO_2 - $n_g=2a$. System amoniakalny pośredni zaczyna przewyższać sprawnością $n_g=2b$ przy 4°C temperatury zewnętrznej, a $n_g=1$ ulega systemowi amoniakalnemu powyżej 11°C . Różnica względna między $n_g=2b$ a $n_g=7$ przy -5°C wynosi 36% na korzyść systemu z CO_2 , natomiast przy 20°C jest równa 12% na niekorzyść. System bazowy, jest najmniej efektywny poniżej 13°C . Powyżej tej temperatury na ostatnim miejscu plasuje się klasyczny system z CO_2 ($n_g=2a$).

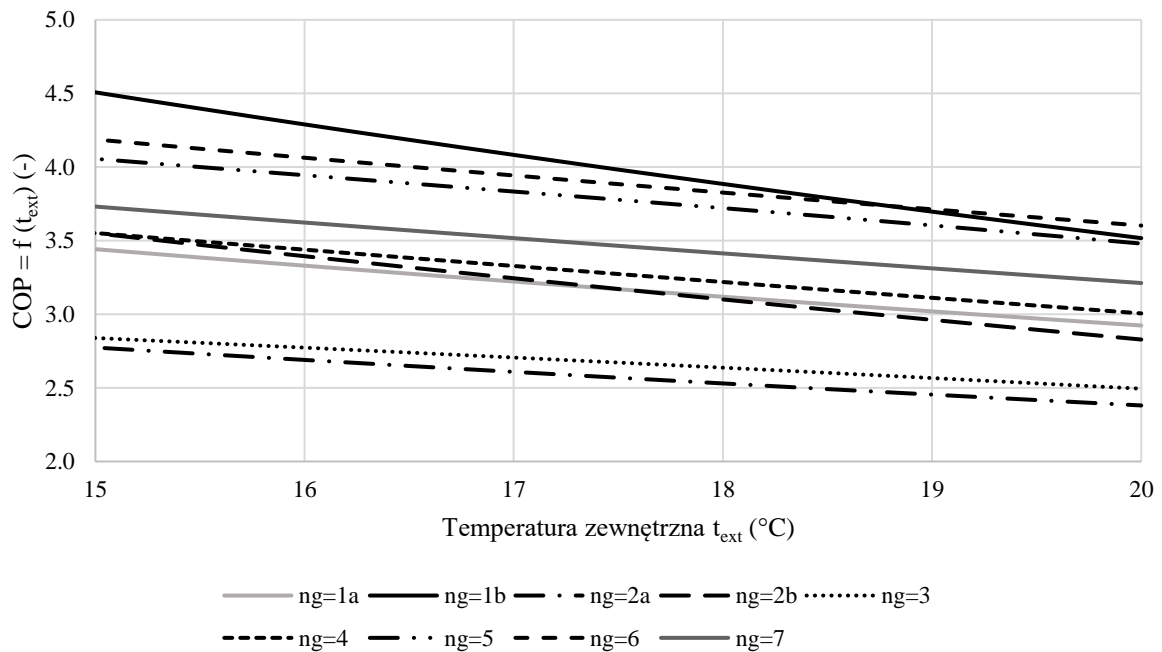


Rys. 27 Wykres zapotrzebowania na energię do napędu pomp i sprężarek w układach chłodniczych dla każdego z rozpatrywanych miesięcy

4. Ze względu różnice w możliwościach sterowania pracą sprężarek i możliwości techniczne ograniczania ciśnienia skraplania, systemy z CO₂ – szczególnie w wersji usprawnionej – osiągają wyższe sprawności w temperaturach niskich. Minimalna możliwa technicznie temperatura skraplania dla systemów $n_g=3\div 7$ jest osiągana przy +10°C w przypadku i wynosi +20°C. W przypadku klasycznego systemu z CO₂, minimum ciśnienia skraplania osiąga się przy -2°C temperatury zewnętrznej i skraplaniu przy 10°C, natomiast system usprawniony osiąga minimalne ciśnienie skraplania odpowiadające +9°C przy +4°C temperatury zewnętrznej. Poniżej tych temperatur zewnętrznych COP wspomnianych systemów jest stałe.
5. Usprawniony system z R134a ($n_g=4$) w porównaniu do amoniakalnego pośredniego ($n_g=7$) charakteryzuje się sprawnościami niższymi o 4% poniżej 10°C. Powyżej tej granicy różnica zwiększa się stopniowo do 6,9% osiągniętych przy 20°C.
6. Systemy z obiegami sprężarkowymi z CO₂ wykazują znacznie wyższe sprawności w okresach niskich temperatur zewnętrznych. Usprawniony system z CO₂ osiąga maksymalne COP równe 8,06 w wersji DX ($n_g=1b$) i 5,88 w opcji IX ($n_g=2b$) dla temperatur niższych lub równych +4°C. Klasyczny system z CO₂ utrzymuje stałą sprawność przy temperaturach nie wyższych niż -2°C na poziomie 7,59 w wersji DX ($n_g=1a$) i 5,61 w opcji IX ($n_g=2a$).
7. Systemy chłodnicze z CO₂ w momencie rozpoczęcia deprecjacji sprawności charakteryzuje większy spadek COP względem przyrostu temperatury zewnętrznej niż w przypadku systemów z R134a bądź amoniakiem. Systemy z CO₂ o bezpośrednim odparowaniu odnotowują spadek sprawności między 5,6% a 4,8 % COP na każdy 1°C przyrostu temperatury w przypadku usprawnionego systemu z CO₂ oraz między 5,5% a 3,2% w przypadku klasycznego. Ich odpowiedniki IX cechuje deprecjacja między 4,7% a 4,4% COP na każdy 1°C w przypadku usprawnionego systemu z CO₂ oraz między 4,6% a 3,0% w przypadku klasycznego. Systemy $n_g=1a$ oraz $2a$ zmniejszają tempo deprecjacji powyżej 10°C z około 4,6% do około 3,2%. W przypadku instalacji bazowej – spadek sprawności powyżej 10°C rozpoczyna się od 1,9% COP na każdy 1°C przyrostu temperatury i stopniowo rośnie do 2,8% przy +20°C. W przypadku systemów $n_g=4\div 7$ spadek sprawności jest względnie stały między 2,7% a 3,4% powyżej 10°C. Zależności te związane są z nieprzystosowaniem klasycznych systemów z CO₂ do wysokich temperatur zewnętrznych, którym można przeciwdziałać stosując sprężarki równoległe bądź eżektory wysokiego ciśnienia.
8. Należy podkreślić, iż jeżeli systemy z CO₂ miałyby być przeznaczone do pracy w wyższych temperaturach zewnętrznych – przeważającej liczbie godzin powyżej +15°C, rozważono by nieco zmodyfikowaną strukturę z wykorzystaniem sprężarek równoległych, jednakże w obecnej aplikacji, nie było to uzasadnione.
9. Wyniki symulacji temperaturowej stanowią istotne narzędzie dla oceny sprawności systemów w zależności od klimatu, w jakim miałyby operować. W warunkach klimatu umiarkowanego, w których temperatury zewnętrzne w trakcie działania lodowiska wynoszą średnio 0÷5°C zdecydowanie najkorzystniejszym systemem będzie instalacja oparta o CO₂, szczególnie wariant $n_g=1b$.



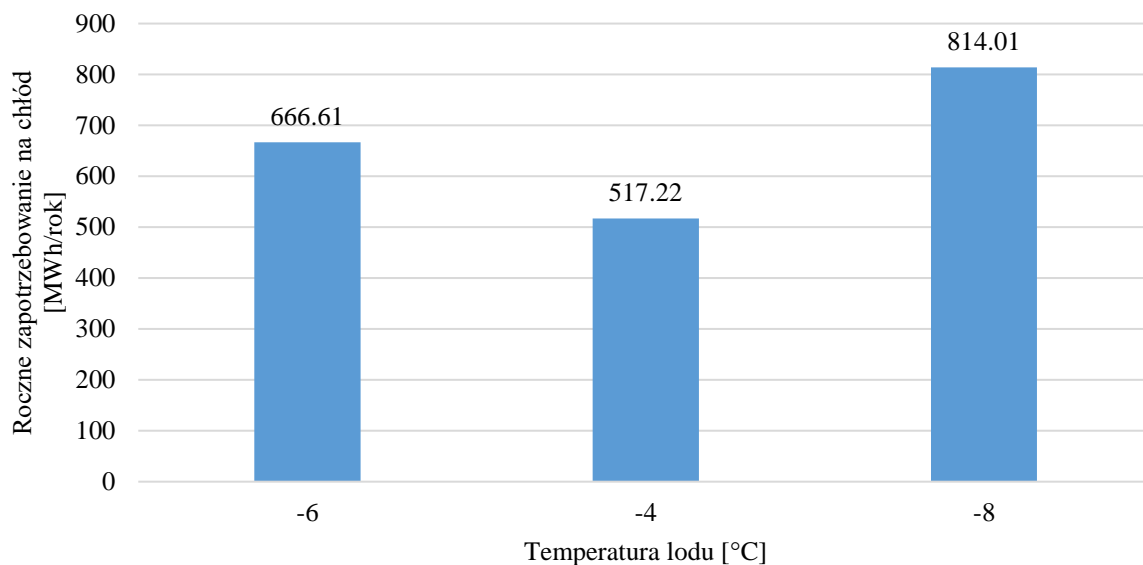
Rys. 28 Zmienność COP symulowanych systemów chłodniczych względem temperatury zewnętrznej



Rys. 29 Zmienność COP symulowanych systemów chłodniczych względem temperatury zewnętrznej - wycinek

7.2 Analiza wrażliwości – temperatura lodu

W ramach analizy wrażliwości przeprowadzono ponownie obliczenia zapotrzebowania na chłód oraz na energię potrzebną do wytworzenia chłodu zmieniając wymaganą temperaturę lodu. W wariantcie bazowym wykonano symulację dla temperatury lodu równej -6°C . Uzupełniono te obliczenia o dwa warianty alternatywne temperatury lodu równej -4°C oraz -8°C . W pierwszym kroku wyznaczono nowe zapotrzebowanie na moc chłodniczą zgodnie z opisem z punktu 6.2, a następnie uzyskane dane o zapotrzebowaniu podstawiono do algorytmu obliczeniowego opisanego w punkcie 6.1.



Rys. 30 Roczne zapotrzebowanie na chłód w zależności od temperatury lodu

Jak przedstawiono na Rys. 30, zmiana wymaganej temperatury lodu w sposób znaczący wpływa na zmianę rocznego zapotrzebowania na chłód. W przypadku temperatury -4°C zapotrzebowanie jest niższe od wariantu bazowego o 22,4%, natomiast obniżając temperaturę lodu do -8°C zwiększa się zapotrzebowanie o 22,1%. Różnica względna pomiędzy zapotrzebowaniem na chłodzenie między płytą lodową o temperaturze -8°C a -4°C wynosi 57,4% w odniesieniu do tej drugiej.

Ze względu na zmianę temperatury lodu, parametry obiegów również zostały zmodyfikowane. W obliczeniach termodynamicznych zmieniono temperatury chłodziwa i temperatury parowania czynników chłodniczych o 2°C w górę (w przypadku $T_i=-4^{\circ}\text{C}$) lub w dół (w przypadku $T_i=-8^{\circ}\text{C}$) względem wariantu bazowego opisanego w Tab. 8. Pozostałe parametry zostały zachowane.

Tab. 11 Zestawienie systemów uszeregowanych malejąco względem średniorocznej sprawności wytwarzania chłodu dla trzech wariantów temperatury lodu

T_i [°C]	-6°C			-4°C			-8°C		
L.p.	n_g	$\text{COP}_{\text{średnie}}$	ΔCOP	n_g	$\text{COP}_{\text{średnie}}$	ΔCOP	n_g	$\text{COP}_{\text{średnie}}$	ΔCOP
-	-	-	%	-	-	%	-	-	%
1	1b	7.20	231%	1b	7.91	245%	1b	6.58	220%
2	2b	5.36	172%	2b	5.80	180%	1a	5.00	167%
3	1a	5.34	172%	1a	5.69	177%	2b	4.95	166%
4	6	4.80	154%	6	5.12	160%	6	4.46	150%
5	5	4.59	147%	5	4.94	153%	5	4.31	144%
6	7	4.26	137%	7	4.52	141%	7	3.96	133%
7	2a	4.14	133%	2a	4.38	136%	2a	3.90	130%
8	4	4.08	131%	4	4.36	135%	4	3.81	127%
9	3	3.11	100%	3	3.22	100%	3	2.99	100%

Jak wykazano w Tab. 11 powyżej, jakościowo rezultaty analizy energetycznej obejmującej sezon chłodniczy uległy drobnej zmianie. Zarówno dla wariantu temperatury lodu równej -4°C , jak również w przypadku -8°C wariant 1b jest najkorzystniejszy energetycznie, natomiast w przypadku temperatur -4°C i -6°C drugą i trzecią lokatę zajmują odpowiednio systemy 2b i 1a, zaś przy -8°C wariant 1a wyprzedza 2b w kontekście sprawności. Niemniej - analiza potwierdza, iż systemy chłodnicze z dwutlenkiem węgla stanowią najbardziej efektywne energetycznie rozwiązanie, a w szczególności zoptymalizowane pod kątem sterowania ciśnieniem skraplania systemy o bezpośrednim odparowaniu czynnika chłodniczego w płycie lodowiska, reprezentowane przez wariant $n_g=1b$. Pozostałe warianty utrzymują taką samą kolejność, jak w przypadku opcji bazowej.

Różnice w średnich COP dla poszczególnych instalacji można podsumować stwierdzając, iż obniżając temperaturę lodu, zmniejsza się różnica w sprawności między wariantem bazowym ($n_g=3$), a pozostałymi wariantami. Wraz ze wzrostem temperatury lodu rośnie przewaga najefektywniejszego systemu $n_g=1b$ nad pozostałymi. Zapotrzebowanie na energię dla pozostałych systemów jest wyższe względnie o około 5% dla systemów IX oraz 3% w przypadku opcji DX. Podczas obniżania temperatury lodu, obserwujemy przeciwne zjawisko.

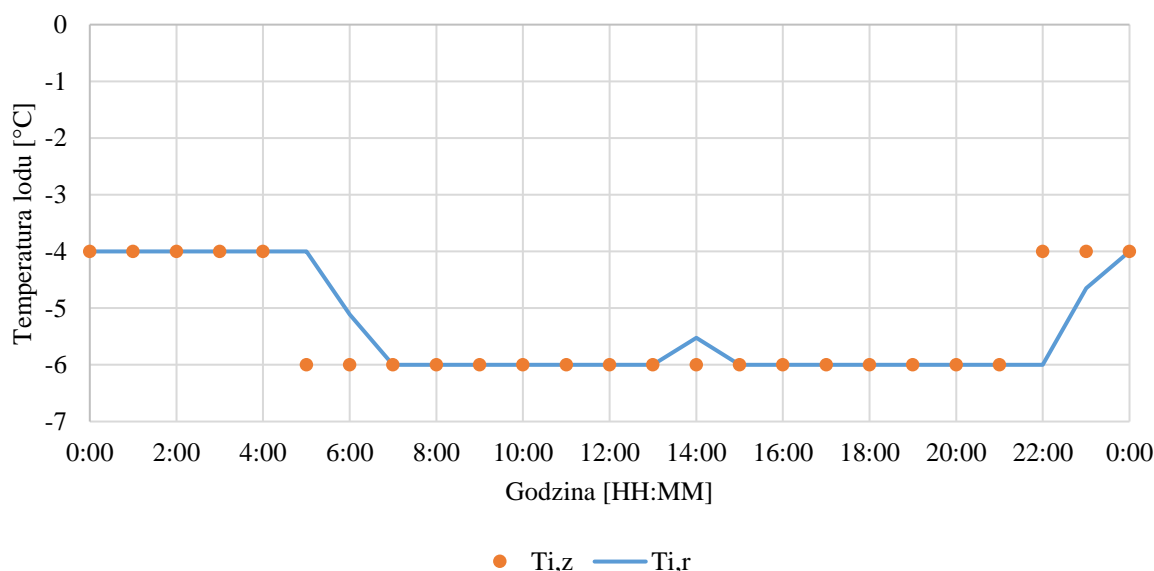
Istotnym wnioskiem płynącym z analizy, jest fakt, iż odpowiedni wybór i utrzymanie zadanej temperatury lodu w sposób znaczący wpływa na roczne zapotrzebowanie na energię. Znaczącym osiągnięciem w tym kontekście jest określenie ilościowo różnic, które w znaczeniu jakościowym były znane. Podniesienie temperatury lodu z -6°C do -4°C generuje między 25% a 29% oszczędności w skali roku. Natomiast obniżenie temperatury lodu o 2°C do -8°C skutkuje wzrostem zapotrzebowania na energię między 27% a 34% względem wariantu bazowego. Uzyskane rezultaty stanowią istotną przesłankę przemawiającą za stosowaniem strategii zmiennych temperatur lodu, tj. podnoszeniem temperatury lodu w okresach nieużytkowania płyty lodowiska, np. w nocy lub dostosowywaniem temperatury do sposobu użytkowania, gdyż jak wspomniano we wstępie w zależności od przeznaczenia – czy to sport, czy rekreacja – zalecana temperatura lodu zmienia się od około -7°C do $-2,5^{\circ}\text{C}$.

7.3 Wariant optymalny – algorytmy sterowania

Wyniki symulacyjne uzyskane w analizie wrażliwości związanej ze zmienną temperaturą lodu stanowią istotną przesłankę dla rozważenia zmienności utrzymywanej temperatury lodu w odniesieniu do harmonogramu użytkowania lodowiska. W związku z tym istnieje szansa, iż wariant optymalny wyłoniony w rozdziale 7.1 może osiągnąć jeszcze niższe zapotrzebowanie na energię elektryczną, a będzie nadal realizował pożądaną funkcję użytkową, jaką jest utrzymanie wymaganej temperatury lodu w okresie użytkowania lodowiska.

Kontynuując, przeprowadzono kolejne obliczenia symulacyjne dla zmienionych danych wejściowych, tj. modelu obciążeń chłodniczych, ale ponownej analizie poddano jedynie warianty optymalne instalacji chłodniczych w wersji DX i IX, tj. $n_g=1b$ oraz $n_g=2b$.

Założono że układ chłodniczy będzie dążył do utrzymania temperatury lodu równej -6°C w godzinach użytkowania lodowiska, tj. między 6 rano o 22 wieczorem. W związku z powyższym nastawiona temperatura lodu równa -6°C jest w godzinach od 5 do 21 włącznie, aby zapewnić wystarczający czas reakcji dla systemu chłodniczego. W pozostałym czasie – założona temperatura lodu wynosi -4°C . Zmienność wartości zadanej oraz rzeczywistej temperatury lodu przedstawiono na Rys. 31.



Rys. 31 Wykres zmienności zadanej temperatury lodu ($T_{i,z}$) oraz rzeczywistej temperatury lodu ($T_{i,r}$) w ciągu doby w przykładowym tygodniu

W związku z okresowym podnoszeniem temperatury lodu maleje roczne zapotrzebowanie na ciepło konieczne do odprowadzenia z płyty lodowiska. W symulacji bazowej, przy temperaturze lodu stale utrzymywanej na poziomie -6°C roczne zapotrzebowanie chłodnicze wynosiło 666,61 MWh/rok a średnia temperatura lodu wynosiła $-6,07^{\circ}\text{C}$. W zastosowaniu algorytmu sterowania temperaturą lodu, wymagane zapotrzebowanie na chłodzenie wynosi 628,39 MWh/rok, tj. o 38,22 MWh mniej. Dobowy wskaźnik zapotrzebowania na chłodzenie spadł z 2,57 do 2,42 kWh/(d·m²). W ujęciu względnym, redukcja wynosi 5,8% rocznie.

Powyższy model obciążeń chłodniczych został zaimplementowany do modelu symulacyjnego przedstawionego w punkcie 6.3. Uzyskano następujące wyniki zapotrzebowania na energię elektryczną.

Tab. 12 Wyniki zapotrzebowania na chłód i energię dla optymalnych systemów chłodniczych z uwzględnieniem zmiennej temperatury lodu

L.p.	Typ	n_g	Q_{ch}	COP_{avg}	$\sum P_{el,avg}$
-	-	-	MWh/s	-	MWh/season
1	IB DX $T_i=-6^{\circ}\text{C}$	1b	666.61	7.20	92.6
2	IB DX T_i zmienne	1b	628.39	7.29	86.2
3	IB+WL $T_i=-6^{\circ}\text{C}$	2b	666.61	5.36	122.0
4	IB DX T_i zmienne	2b	628.39	5.42	116.0

W symulacji wykazano, iż w obu przypadkach wprowadzenie algorytmu sterowania zmienną temperaturą lodu prowadzi do uzyskania 7% oszczędności energii elektrycznej względem opcji ze stałą temperaturą lodu przez całą dobę. Średnie COP systemów wzrosło w przypadku $n_g=1b$ z 7,20 (bazowe) do 7,29 po uwzględnieniu sterowania temperaturą lodu. W przypadku wariantu $n_g=2b$ poprawa sprawności nastąpiła z poziomu 5,36 (bazowe COP) do 5,42. Dzięki usprawnieniom, wariant $n_g=1b$ uzyskał wynik średniodobowego zapotrzebowania na energię elektryczną na rzecz pracy sprężarek i pomp równy 504 kWh/d, a wariant $n_g=2b$ osiągnął 679 kWh/d.

Odnosząc uzyskane wyniki do wariantu $n_g=3$ – klasycznego systemu z chillerem na R134a i obiegiem pośrednim z glikolem etylenowym oraz bez implementacji algorytmów sterowania temperaturą lodu, którego zapotrzebowanie na energię wynosiło 214,2 MWh/rok poprzez zastosowanie energoosybilnej struktury systemu chłodniczego i wdrożenie sterowania temperaturą lodu uzyskuje się redukcję zapotrzebowania na energię elektryczną aż o 59,7% i 45,8% względem odpowiednio wariantu $n_g=1b$ i 2b. Uzyskane wyniki podkreślają jak ogromny jest potencjał oszczędności energetycznych zarówno przy budowie nowych obiektów, jak i przy modernizacji istniejących instalacji.

8 WALIDACJA WYNIKÓW SYMULACYJNYCH

8.1 Założenia

Temat pracy doktorskiej dotyczy wyboru optymalnego pod względem energetycznym systemu chłodzenia lodowisk zewnętrznych zadaszonych z wykorzystaniem naturalnych czynników chłodniczych. Jest to zatem opracowanie o charakterze analizy całościowych systemów, nie zaś wyłącznie fragmentów instalacji bądź jej elementów składowych. W pracy przeanalizowano działanie szeregu różnych rodzajów instalacji chłodniczych wielkoskalowych. Z przyczyn oczywistych, w związku z tak kompleksowym charakterem opracowania nie jest możliwe wykonanie klasycznej walidacji modelu symulacyjnego poprzez wykonanie pomiarów eksperymentalnych na istniejących obiektach odpowiadających modelowi. Wykonalne natomiast jest odniesienie uzyskanych na drodze modelowania rezultatów do danych dostępnych w branżowej literaturze naukowej oraz technicznej, a w szczególności do danych dotyczących zapotrzebowania na energię zbliżonych obiektów lub ich składowych do tych poddanych analizie. Aby wykonać takowe porównanie należy dokonać porównawczych obliczeń z wykorzystaniem stworzonego modelu dla innego zestawu danych wejściowych i przyrównać uzyskane wyniki do wyników opisanych w literaturze.

Możliwe również jest porównanie działania stworzonego modelu symulacyjnego z innymi, powszechnie dostępnymi narzędziami symulacyjnymi. Do tego celu, wykorzystano narzędzie symulacyjne Pack Calculation Pro opracowane przez duński instytut IPU z siedzibą w Virum.

8.2 Porównanie modelu z oprogramowaniem Pack Calculation Pro

8.2.1 Charakterystyka programu jako narzędzia obliczeniowego

Pack Calculation Pro jest narzędziem symulacyjnym stworzonym przez duński instytut IPU. Został zaprojektowany do porównywania różnych projektów systemów, strategii sterowania i czynników chłodniczych dla danego projektu, poprzez obliczanie rocznego zużycia energii, a także kosztów cyklu życia (LCC) i całkowitego równoważnego wpływu na ocieplenie (TEWI).

Program dysponuje profilami obciążeń chłodniczych i danymi pogodowymi. Jest zaopatrzony w sprawdzone wartości domyślne dla większości współczynników i parametrów, ale umożliwia również własną konfigurację, jak również wprowadzanie własnych profili obciążeń. Główną zaletą oprogramowania jest kompleksowa baza danych rzeczywistych sprężarek, utrzymywana we współpracy z producentami OEM, umożliwiającą porównanie wydajności różnych produktów przy użyciu jednej definicji warunków pracy.

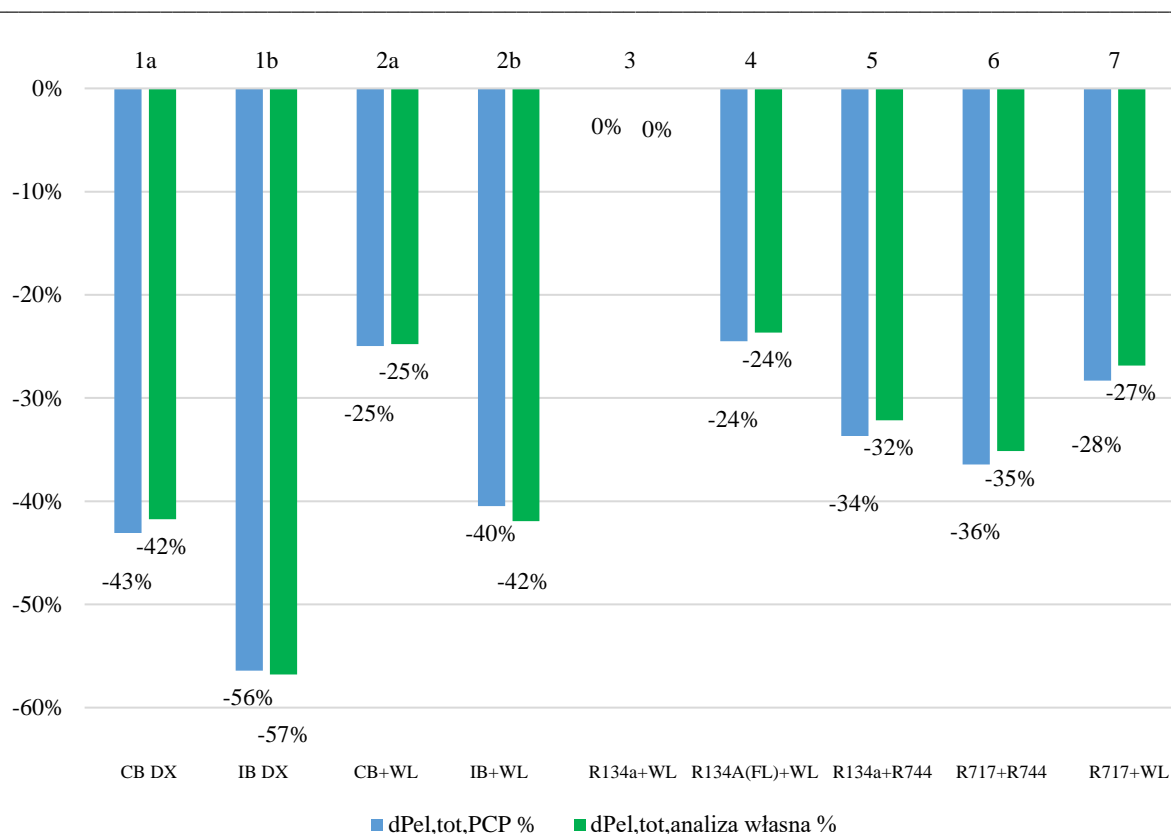
8.2.2 Porównanie wyników obliczeń

Celem porównania wyników obliczeń opisanych w punkcie 7.1 z rezultatami analizy uzyskiwanymi z programu Pack Calculation Pro (PCP) zaimplementowano do programu profil obciążeń chłodniczych zbieżny z profilem przedstawionym w punkcie 6.3. Symulację przeprowadzono dla tych samych typów sprężarek oraz założeń odnośnie przemian termodynamicznych czynnika chłodniczego, które zostały wybrane do analizy przez autora. Obliczenia wykonano w wersji programu 5.3.7. dla danych klimatycznych miasta Poznania, które znajdują się w bazie IW2 i są zbliżone do danych, z których korzystał autor we własnej analizie.

Wyniki symulacji w programie zestawiono z wynikami uzyskanymi przez autora.

Tab. 13 Zestawienie rezultatów analizy własnej i symulacji w programie Pack Calculation Pro

L.p.	n_g	Pack Calculation Pro					Analiza własna				
		$P_{el,tot}$	$dP_{el,tot}$	$P_{el,comp}$	$P_{el,fan}$	$P_{el,pump}$	$P_{el,tot}$	$dP_{el,tot}$	$P_{el,comp}$	$P_{el,fan}$	$P_{el,pump}$
-	-	MWh/s	%	MWh/s	MWh/s	MWh/s	MWh/s	%	kWh	MWh/s	kWh
1	1a	125.0	-43%	118.37	2.32	4.27	124.8	-42%	118.16	2.32	4.27
2	1b	95.7	-56%	89.40	2.03	4.27	92.6	-57%	86.27	2.03	4.27
3	2a	164.7	-25%	149.86	2.63	12.23	161.2	-25%	146.28	2.63	12.23
4	2b	130.7	-40%	116.07	2.35	12.23	124.4	-42%	109.81	2.35	12.23
5	3	219.5	0%	196.48	2.21	20.82	214.2	0%	191.18	2.21	20.81
6	4	165.7	-24%	150.71	2.80	12.23	163.5	-24%	148.51	2.80	12.23
7	5	145.6	-34%	138.33	3.00	4.27	145.3	-32%	138.05	3.00	4.27
8	6	139.5	-36%	133.16	2.12	4.27	139.5	-35%	132.55	2.71	4.27
9	7	157.4	-28%	143.04	2.11	12.23	157.4	-27%	142.30	2.89	12.23



Rys. 32 Różnica względna w wynikach uzyskanych między wariantem bazowym, a pozostałymi wariantami z wykorzystaniem oprogramowania PCP oraz w analizie własnej

Z przedstawionych wyników można wywnioskować, iż nakłady energetyczne na pracę pomp pokrywają się w 100% pomiędzy symulacją autora, a tą w programie. Zapotrzebowanie na energię dla sprężarek natomiast różni się nieznacznie. W zależności od wariantu, uzyskano zbieżność pomiędzy 94,6% a 99,8% między wynikami autora, a symulacją w programie. Największe różnice dotyczą instalacji z dwutlenkiem węgla – podwariantów „B”. W przypadku $n_g=1b$ zbieżność wyniosła 96,5% a w opcji $n_g=2b$ – 94,5%. Wyniki dla instalacji z R134A pokrywały się w stopniu między 97,3% a 99,8%, a amoniakalne w 99,5%.

Różnice w wynikach między symulacją własną, a obliczeniami w PCP nie rzutują na wybór energoptymalnego wariantu. W obu przypadkach, najlepszym rozwiązaniem jest zastosowanie systemu $n_g=1b$ i opcja ta przynosi redukcję zapotrzebowania na energię względem wariantu bazowego odpowiednio 57% wg analizy własnej lub 56% wg obliczeń z PCP. Na kolejnych miejscach podium widoczne są rozszady. W analizie własnej systemy plasowały się wg następującej kolejności $n_g=1b$, 2b, 1a, 6, 5, 7, 2a, 4 i na końcu wariant bazowy (3). W obliczeniach z PCP na drugim miejscu znalazł się wariant 1a a na trzecim 2b.

Każdorazowo wyniki zapotrzebowania na energię dla sprężarek uzyskane przez autora we własnej symulacji są niższe od rezultatów uzyskanych za pomocą PCP. Najprawdopodobniej wynika to z faktu, iż oprogramowanie uwzględnia zmienną sprawność sprężarek przy częściowym obciążeniu, czego autor, ze względu na brak danych, nie był w stanie zaimplementować do swojego modelu. Jak również obliczenia przeprowadzono w oparciu o zbliżone, niemniej nie jednakowe, dane klimatyczne dla miasta Poznania.

8.3 Wyniki uzyskane w programie symulacyjnym PCP są zbieżne z wynikami symulacji autora w stopniu zadowalającym. Porównanie modelu z danymi literaturowymi dla zbliżonych danych wejściowych

Źródłem dostarczającym istotnych danych porównawczych dla zbliżonych obiektów do tych analizowanych w opracowaniu jest raport CanmetENERGY (2013), który objął swoim opracowaniem

12 modeli symulacyjnych instalacji powstałych na podstawie danych pochodzących z istniejących obiektów hal lodowych zlokalizowanych w Kanadzie. W raporcie przedstawiono dane symulacyjne dla lodowiska porównawczego zlokalizowanego w Montrealu. Dane te mogą być pomocne dla zwalidowania modelu obliczeniowego autora poprzez porównanie wyników z raportu, z wynikami generowanymi przez model obliczeniowy autora dla nowych danych wejściowych, zbliżonych do opisanych w raporcie. Należy jednakże zwrócić uwagę, iż to porównanie posiada charakter poglądowy, ze względu na brak szczegółowych danych odnośnie parametrów pracy instalacji czy też szczegółowych komponentów instalacji opisanych w raporcie.

W modelu obliczeniowym opisanym w raporcie przyjęto stałą temperaturę lodu równą -6°C . Opracowanie dotyczy obiektów zamkniętych oraz czynnych 9 miesięcy w ciągu roku, co stanowi różnicę względem obliczeń opisanych w dysertacji. W obiekcie kontrolowane są parametry powietrza, niemniej nakłady na chłodzenie płyty lodowiska były liczone oddzielnie od pozostałych obciążeń. W raporcie uwzględniono również zapotrzebowanie na energię dla skraplaczy / chłodnic suchych, co nie było uwzględniane w obliczeniach autora.

Wybrane systemy z tych, objętych raportem posiadają cechy wspólne z systemami, które zostały poddane analizie w ramach dysertacji. Poniżej w Tab. 14 przedstawiono najistotniejsze informacje dotyczące systemów, które mogą służyć jako odniesienie dla systemów w prezentowanej analizie.

Dane dotyczące zapotrzebowania na energię dla scharakteryzowanych w Tab. 14 instalacji chłodniczych przedstawiono w kolejnym zestawieniu (Tab. 15).

Tab. 14 Wybrane dane dotyczące istniejących instalacji chłodniczych lodowisk w Kanadzie (CanmetENERGY, 2013)

Lp.	Symbol	Typ instalacji	Sprężarki	Parowniki	Skraplacz	Moc chłodnicza
-	-	-	-	-	-	kW
1	A2	R717 + WL (CaCl ₂)	otwarte tłokowe	płytowy, zalany	skraplacz płytowy, zamknięta wieża chłodnicza	247
2	C1	CO ₂ DX (CB)	półhermetyczne tłokowe	rurowy, zasilany pompowo	gas cooler	270
3	C2	CO ₂ (CB) + WL (CaCl ₂)	półhermetyczne tłokowe	płaszczowo-płytowy, suchy	gas cooler	271
4	H3	R410A + WL (CaCl ₂)	hermetyczne typu scroll	płytowy, suchy	skraplacz powietrzny	267
5	H5	R134A + WL (CaCl ₂)	półhermetyczne śrubowe	płaszczowo-rurowy, suchy	skraplacz płaszczowo-rurowy, dry-cooler	289

Tab. 15 Zapotrzebowanie na energię dla istniejących instalacji chłodniczych lodowisk w Kanadzie (CanmetENERGY, 2013)

L.p.	Symbol	$P_{el,sprężarek}$	$P_{el,pomp}$	$COP_{sprężarek}$	$COP_{całkowite}$	$P_{el,całkowite}$	$P_{el,sprężarki}$	$P_{el,pompy}$	$P_{el,skraplacz}$
-	-	kW	kW	-	-	kWh/a	kWh/a	kWh/a	kWh/a
1	A2	81	11.2	3.9	2.5	383400	245000	73300	65000
2	C1	100	2.2	3.4	3.1	291100	263400	14700	13000
3	C2	129	11.2	3.4	2.6	374500	281200	73300	19900
4	H3	130	11.2	2.0	1.7	554600	465300	36200	53100
5	H5	100	11.2	2.8	1.8	518600	339300	73300	106000

Ze względu na specyfikę instalacji można przyjąć, iż występują podobieństwa między instalacjami opisanymi w raporcie a będącymi przedmiotem analizy w dysertacji wg następującego klucza:

- Instalacja A2 jest zbliżona do instalacji $n_g=7$,
- Instalacja C1 jest zbliżona do instalacji $n_g=1a$,
- Instalacja C2 jest zbliżona do instalacji $n_g=2a$,
- Instalacja H3 jest zbliżona do instalacji $n_g=3$,

- Instalacja H5 jest zbliżona do instalacji $n_g=4$.

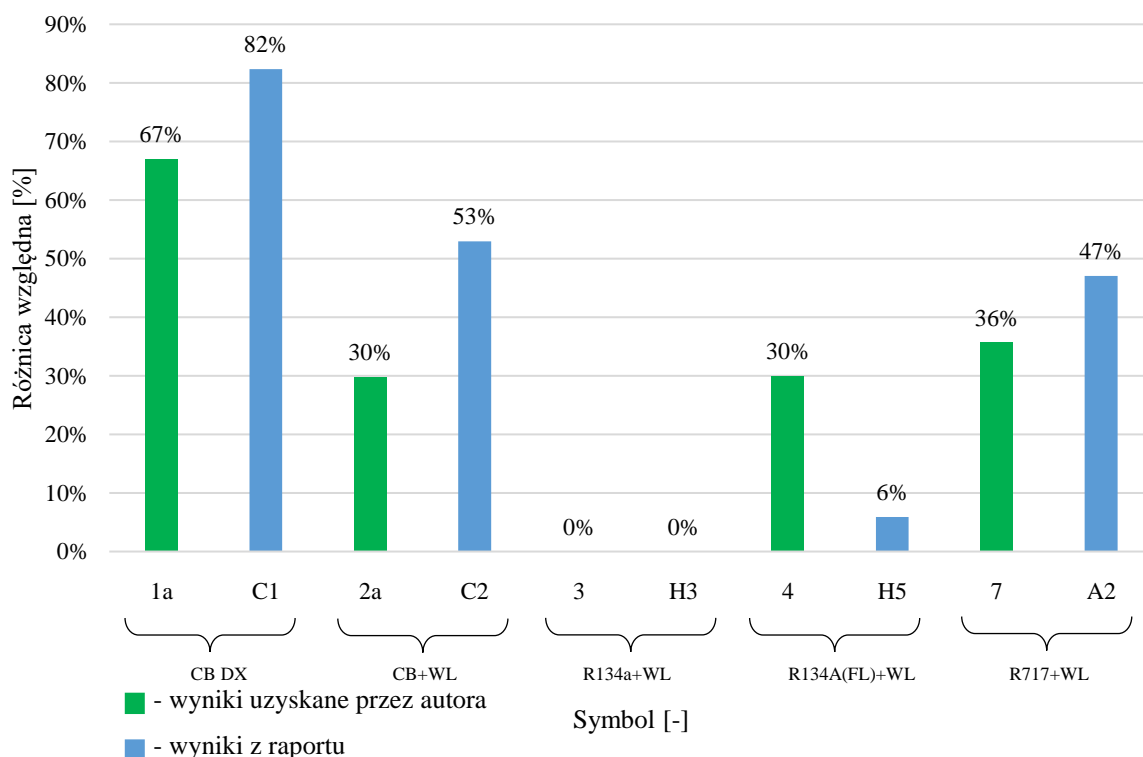
Jako instalacje bazowe wyselekcjonowano układ $n_g=3$ (zaproponowany jako punkt odniesienia w symulacji autora) oraz H5 – najbardziej zbliżony do układu $n_g=3$ system z pośród opisanych w raporcie. Mimo iż systemy te różnią się wyborem czynnika chłodniczego i rodzajem sprężarek, to ze względu na stosowanie w nich podobnych komponentów przy odparowaniu i skraplaniu czynnika chłodniczego, wspomniane różnice nie wywierają znaczącego wpływu na sprawność układu.

Aby dokonać jak najbardziej rzetelnego porównania – wykonano alternatywne obliczenia korzystając ze stworzonego modelu obliczeniowego dla danych klimatycznych Montrealu i okresu 9 miesięcy od września do czerwca. Aby zasymulować obciążenia chłodnicze w hali lodowej, które są bardziej stałe niż w przypadku lodowisk zewnętrznych przyjęto harmonogram dobowy obciążeń chłodniczych. Założono, że osobny system klimatyzacji odpowiada za utrzymanie wymaganych parametrów ciepno-wilgotnościowych w hali, a na zyski ciepła do płyty lodowiska oprócz temperatury i wilgotności powietrza, wpływa oświetlenie i obecność ludzi. Maksymalna moc chłodnicza została założona na poziomie 250 kW. Harmonogram dobowy obciążeń założono jak niżej.

Tab. 16 Harmonogram dobowy obciążeń chłodniczych dla płyty lodowiska w hali lodowej

Godzina	0:00	1:00	2:00÷4:00	5:00	6:00	7:00	8:00÷21:00	22:00	23:00
% $Q_{c,max}$	50%	40%	30%	50%	70%	80%	100%	80%	70%
Q_c [kW]	125	100	75	125	175	200	250	200	175

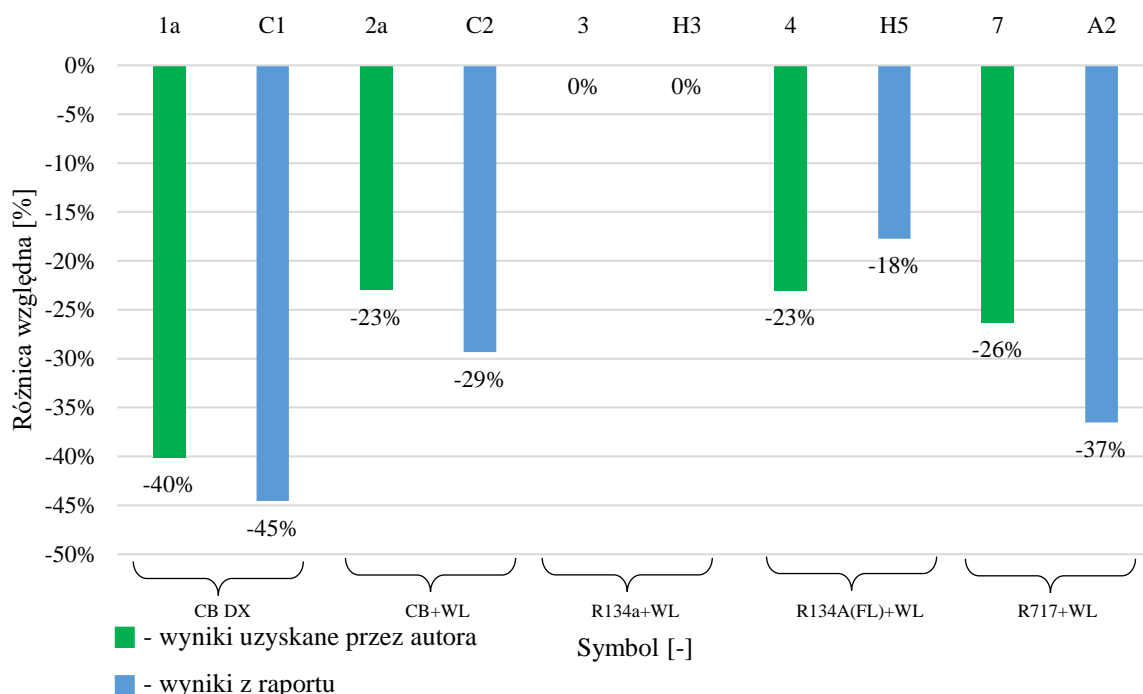
Na wykresach przedstawionych na Rys. 33 i Rys. 34 zaprezentowano porównanie wyników opisanych w raporcie z tymi, uzyskanymi w symulacji dla danych walidacyjnych.



Rys. 33 Porównanie różnic w COP całkowitym systemów opisanych w raporcie (CanmetENERGY, 2013) a uzyskanych w symulacji dla instalacji o zbliżonej strukturze – porównywać parami

Zarówno wyniki własnej symulacji, jak i pochodzące z raportu wskazują na to, iż zastosowanie systemu z dwutlenkiem węgla w obiegach o bezpośrednim odparowaniu jest rozwiązaniem najbardziej efektywnym energetycznie. Uzyskany w obu przypadkach przyrost COP względem systemu opartego o chiller HFC w układzie pośrednim wyniósł 67% przy zestawieniu układu $n_g=1$ z $n_g=3$ oraz 82% przy porównaniu C1 z H5. Kolejne systemy, tj. z dwutlenkiem węgla pośredni ($n_g=2a$, C2) z R134a zalany

oraz amoniakalny pośredni ($n_g=7$ i A2) w obu przypadkach – w symulacji oraz w raporcie – okazały się znacznie korzystniejsze energetycznie niż układ bazowy ($n_g=3$, H3). System amoniakalny, który w analizie przewyższa sprawnością system pośredni z dwutlenkiem węgla (36% przyrost COP dla $n_g=7$ względem 30% przyrostu dla $n_g=2a$), w raporcie uplasował się gorzej (47% przyrost dla A2 względem 53% dla C2). System $n_g=4$ wykazał się wyższym przyrostem sprawności niż H5 (30% do 6%). Te różnice mogą wynikać ze znacznie niższego zapotrzebowania na energię dla odprowadzenia ciepła skraplania w przypadku systemu C2 (19,9 MWh/rok) względem A2 (65 MWh) oraz między H3 (53,1 MWh/rok) a H5 (106 MWh). W analizie własnej, brano pod uwagę zastosowanie każdorazowo skraplaczy powietrznych, których zapotrzebowanie na energię było zbliżone i nie miało znaczącego wpływu na wyniki. W raporcie natomiast w zależności od wariantu rozważano różne systemy odprowadzenia ciepła skraplania – od skraplaczy powietrznych, poprzez zastosowanie chłodnic suchych, po chłodnie wieżowe, co powoduje trudności w bezpośrednim porównaniu całościowych wskaźników COP dla układów chłodniczych opisanych w raporcie z symulacjami własnymi autora. Aby uniknąć negatywnego wpływu zmiennych sposobów odprowadzania ciepła skraplania na możliwość rzetelnego porównania rezultatów, poniżej przeanalizowano wyniki uwzględniając jedynie nakłady energetyczne na zasilanie sprężarek i pomp.



Rys. 34 Porównanie różnic w zapotrzebowaniu na energię dla sprężarek i pomp obiegów chłodniczych w ciągu roku dla systemów opisanych w raporcie (CanmetENERGY, 2013) a uzyskanych w symulacji dla instalacji o zbliżonej strukturze

Na Rys. 34 przedstawiono różnice w sumarycznym zapotrzebowaniu na energię na cele pracy pomp oraz sprężarek w układach chłodniczych lodowisk dla systemów modelowanych przez autora oraz instalacji opisanych w raporcie. Należy odnotować istotną zbieżność wyników uzyskanych w analizie własnej z rezultatami opisanymi w raporcie. Jakościowo rezultaty znajdują potwierdzenie. Najkorzystniejszym układem w kontekście zapotrzebowania na energię elektryczną dla napędu sprężarek i pomp chłodziwa jest układ CO₂ z bezpośrednim odparowaniem czynnika chłodniczego. Kolejno plasuje się system amoniakalny pośredni, a dalej system pośredni z CO₂. Ulepszony system z R134a jest w najmniejszym stopniu korzystniejszy od bazowego. Względna redukcja zapotrzebowania na energię w porównaniu do wariantu bazowego pomiędzy konkretnymi parami systemów z dwutlenkiem wyniosła 4,5% w przypadku DX (1a vs C1) oraz 6,3% dla systemów IX (2a vs C2). W przypadku układów z R134a ($n_g=4$ i H5) względna różnica wynosiła 5,3% natomiast rezultaty wykazywane przez system amoniakalny różniły się o 10,2%. Systemy z dwutlenkiem węgla oraz

amoniakalny wykazywały większe korzyści względem wariantu bazowego w raporcie niż w symulacji autora, natomiast system $n_g=4$ wykazywał większe korzyści względem bazowego niż H5. Warto zaznaczyć, iż względna różnica między systemem C2 a C1 wynosi 27,4% w zapotrzebowaniu na energię dla sprężarek i pomp, co jest bardzo zbliżone do rezultatu uzyskanego przez autora, tj. różnicy względnej między wariantem 2a i 1a wynoszącej 28,6%. Układ amoniakalny A2 w porównaniu do systemu C1 charakteryzuje zapotrzebowanie na energię o 14,5% wyższe w ciągu roku. W przypadku analizy autora, różnica na korzyść systemu 1a w porównaniu do $n_g=7$ wynosi 23%. Ta rozbieżność najpewniej wynika z faktu, iż w ostatnich 10 latach mocno rozwinęto konstrukcje sprężarek CO₂ i obecnie przewyższają one sprawnością rozwiązania amoniakalne, czego w okresie powstawania raportu (2013) nie można było powiedzieć. W analizie autora, średnia sprawność całkowita sprężarek CO₂ wynosiła 74,5%, a w przypadku układu amoniakalnego wynosiła 69,6%. W przypadku wyrównania sprawności sprężarek dla instalacji 1a, 2a i 7 uzyskano różnice względne między 1a a 2a równe 28,2% oraz między 1a a 7 równą 15,1%. Stanowi to bardzo dobrą zgodność z wynikami przedstawionymi w raporcie, tj. 27,5% różnicy między systemami CO₂ i 14,5% między DX CO₂ a amoniakalnym w kontekście zapotrzebowania energii na pracę sprężarek i pomp.

Należy podkreślić, iż systemy bazowe w raporcie oraz w symulacji, do których odnoszone były wyniki różnią się nieznacznie – zastosowany jest inny typ sprężarek oraz inny czynnik chłodniczy, niemniej o podobnym charakterze. W raporcie nie podano jaką temperaturę odparowania czynnika chłodniczego przyjęto w określonych wariantach. Stąd bezpośrednie zestawienie tych systemów, jakie przedstawiono powyżej może mieć jedynie charakter poglądowy.

9 PODSUMOWANIE

W niniejszej rozprawie podjęto problem badawczy, którym jest brak kompleksowej metody wyznaczania energooszczędnych struktur systemów chłodniczych opartej na funkcji użytkowej, warunkach ograniczających i funkcji celu w aplikacji dla lodowisk, a w szczególności lodowisk zewnętrznych zadaszonych.

W konsekwencji, celem badawczym dysertacji było opracowanie procedury optymalizacyjnej wyznaczania energooszczędnej metody chłodzenia opartego na naturalnych czynnikach chłodniczych, dla lodowisk zewnętrznych zadaszonych z wykorzystaniem analizy systemowej i metod symulacyjnych jako narzędzi badawczych. Rozwiązanie problemu rozpoczęto od usystematyzowania samej procedury wyboru systemu chłodniczego. W ramach tego zagadnienia zaadaptowano metodologię wyboru energooszczędnej metody HVAC prezentowaną w literaturze przez Porowskiego (2019) i poprzez stworzenie oryginalnych zestawów parametrów stałych, zmiennych decyzyjnych oraz warunków ograniczających dostosowano ją do aplikacji dla systemów chłodniczych. Jako punkt wyjścia przyjęto zadaną funkcję użytkową systemu chłodniczego dla lodowiska zewnętrznego zadaszonego, jaką jest normowanie temperatury lodu w z góry określonym przedziale temperatur od $-2,5^{\circ}\text{C}$ do -8°C , mieszczącym się w zakresie chłodnictwa średniotemperaturowego. Następnie korzystając z zestawu zmiennych decyzyjnych wyłoniono wszystkie możliwe warianty systemów chłodniczych do normowania parametrów stałych. Z wykorzystaniem z góry określonych, obiektywnych warunków ograniczających – m. in. wykorzystanie jedynie naturalnych czynników chłodniczych – wyznaczono $n_g=7$ dopuszczalnych struktur systemów chłodniczych, które następnie zostały zaimplementowane do modeli symulacyjnych mających za zadanie wskazanie wariantu energooszczędnej. Systemy $n_g=1$ i 2 podzielono na dwie wersje w zależności od sposobu sterowania ciśnieniem skraplania. Skrócony opis systemów przedstawiono w Tab. 17.

Tab. 17 Skrócony opis systemów dopuszczalnych $n_g=1\div 7$

L.p.	n_g	Czynnik chłodniczy	Rodzaj systemu	Chłodziwo	Parownik	Uwagi
-	-	-	-	-	-	-
1	1a	R744	DX	płynny R744	rurowy zasilany pompowo	standardowe sterowanie ciśnieniem skraplania
2	1b	R744	DX	płynny R744	rurowy zasilany pompowo	zoptymalizowane sterowanie ciśnieniem skraplania
3	2a	R744	IX	woda amoniakalna 30%	zalany	standardowe sterowanie ciśnieniem skraplania
4	2b	R744	IX	woda amoniakalna 30%	zalany	zoptymalizowane sterowanie ciśnieniem skraplania
5	3	R134A	IX	glikol etylenowy 35%	suchy	wariant bazowy – chiller
6	4	R134A	IX	woda amoniakalna 30%	zalany	Usprawniony chiller
7	5	R134A	DX	płynny R744	zalany	-
8	6	R717	DX	płynny R744	zalany	-
9	7	R717	IX	woda amoniakalna 30%	zalany	-

Zaprezentowane podejście różni się diametralnie od powszechnej praktyki a wysiłek, który jest konieczny dla zastosowania prezentowanego podejścia jest uzasadniony. Zwyczajowo w zakresie wyboru systemów dopuszczalnych poddawanych dalszym analizom z góry zakłada się zbiór wariantów dopuszczalnych realizujących funkcję użytkową na podstawie bliżej nieokreślonych kryteriów wyborów. W prezentowanej metodzie całość procedury optymalizacyjnej na tym etapie opisuje się za pomocą rachunku macierzowego, a systemy chłodnicze za pomocą wektorów, których współrzędnymi są parametry stałe i zmienne decyzyjne. Analizując kolejne zmienne decyzyjne w tabeli tych zmiennych

i dokonując ich akceptacji lub eliminacji, uzyskuje się gwarancję, iż nie zostanie pominięty nieświadomie żaden możliwy wariant systemu chłodniczego – takiej gwarancji nie ma w procedurach dotychczas prezentowanych w literaturze i właśnie ten fakt stanowi największą wartość aplikacyjną prezentowanej metodologii. Metodologia wprowadza zatem precyzyjny opis matematyczny na tym etapie procedury optymalizacyjnej i gwarantuje pełną identyfikację zbioru wariantów dopuszczalnych.

W kolejnym kroku opracowano autorską procedurę symulacyjną wyznaczania zapotrzebowania na energię elektryczną dla systemów zaopatrzenia w chłód. Wstępem do modelu było poprawne zdefiniowanie założeń technologicznych dla odbiornika chłodu - płyty lodowiska. Ze względu na ustandaryzowane parametry płyty, są to wielkości uniwersalne. Dalej, wyznaczono zapotrzebowanie na chłód dla płyty lodowiska w każdej godzinie w roku, a zmienną decyzyjną była temperatura lodu oraz parametry klimatu zewnętrznego. Obliczenia przeprowadzono dla lodowiska o standardowych wymiarach, tj. 25,9 m szerokości na 61 m długości o zaokrąglonych bokach Powierzchnia tafli lodu wyniosła 1517,88 m². Temperaturę lodu przyjęto w wariancie bazowym na poziomie -6°C. Symulację przeprowadzono dla warunków klimatycznych miasta Poznania w okresie od połowy października do końca marca. Sumaryczne zapotrzebowanie na chłód w ciągu sezonu chłodniczego wyniosło 666,61 MWh, co stanowi 3898 kWh/dobę. W odniesieniu do powierzchni, zapotrzebowanie na chłód można określić jako 439,4 kWh/(m²·rok) oraz 2,57 kWh/(m²·dobę). Na podstawie zmienności zapotrzebowania na moc chłodniczą wyznaczono wymagany poziom mocy równy 350 kW.

Znając model obciążeń wykonano symulację zapotrzebowania na energię elektryczną dla każdego z dopuszczalnych systemów chłodniczych w ciągu sezonu oraz w funkcji zmienności temperatury zewnętrznej. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń symulacyjnych dla sezonu chłodniczego sformułowano następujące najważniejsze wnioski:

1. Roczne zapotrzebowanie na energię elektryczną podlega znaczącej zmienności w zależności od systemu, który zostanie zastosowany. Najefektywniejszy pod względem energetycznym system, tj. usprawniony CO₂ DX ($n_g=1b$) wykazywał zapotrzebowanie na energię równe 92,6 MWh/rok (541 kWh/dobę), tj. o 57% niższe od 214,2 MWh/rok (1253 kWh/dobę), których wymagał bazowy wariant oparty o stosowanie chillera z R134A IX ($n_g=3$).
2. Systemy o bezpośrednim odparowaniu przewyższają sprawności instalacje z obiegami pośrednimi. Zapotrzebowanie na energię dla systemów z CO₂ w wersji DX w porównaniu do IX było mniejsze o odpowiednio 22,6% i 25,6% dla klasycznego i usprawnionego systemu. Systemy z R134a ($n_g=3$ vs. $n_g=4$) oraz amoniakalne ($n_g=6$ vs $n_g=7$) w wersji DX uzyskały zapotrzebowanie mniejsze o 11,5% niż IX w obu przypadkach.
3. Spośród systemów IX ($n_g=2, 3, 4, 7$) najbardziej efektywnym energetycznie był system $n_g=2b$, tj. usprawniony system z CO₂ z wodą amoniakalną. Zapotrzebowanie na energię tego systemu wyniosło 124,4 MWh/rok (727 kWh/dobę) i było o 42% mniejsze niż referencyjnego $n_g=3$. Kolejny uplasował się system $n_g=7$, tj. system amoniakalny pośredni z wynikiem 156,6 MWh/rok (916 kWh/d) – wynik o 27% niższy niż referencyjny. Dalej znalazł się klasyczny system z CO₂ z wodą amoniakalną ($n_g=2a$) wykazując zapotrzebowanie równe 161,2 MWh/rok (25% mniej niż referencyjny – 942 kWh/d). System $n_g=4$ – R134A z wodą amoniakalną i parownikami zalanymi – wygenerował 24% oszczędności energii w skali roku – 163,5 MWh/rok (956 kWh/d).
4. W przypadku stosowania CO₂ w obiegach pompowych najrozsądniejszym pod względem energetycznym jest układ w całości oparty o dwutlenek węgla. Zarówno klasyczny, jak i usprawniony system CO₂ w wersji DX ($n_g=1$) był efektywniejszy niż układy z R134a lub amoniakiem i CO₂ w obiegach pompowych. W porównaniu do $n_g=1a$, pozostałe warianty $n_g=1b, 5$ oraz 6 wykazały zapotrzebowanie na energię wyższe o odpowiednio 35%, 57% i 51%. Natomiast $n_g=4$ i 7 w porównaniu do $n_g=1b$ wymagają nakładów większych o odpowiednio 16% i 12%. System amoniakalny z CO₂ zużywa rocznie o 4% energii mniej od systemu z R134A.
5. Wykorzystanie zaawansowanych algorytmów sterowania pracą sprężarek obniża ciśnienia przeciętne ciśnienie w skraplaczu / chłodnicy gazu. W podwariantach „A” wynosiło ono 49,65 bar, a w przypadku wersji usprawnionej „B” było równe 44,79 bar. W wersji standardowej,

wymagany spręż sprężarek wynosił średnio 1,82 lub 2,11 (odpowiednio – DX i IX) i był wyższy o 10,9% niż w wersji usprawnionej. Warianty zoptymalizowane (B) dla $n_g=1$ i 2 wykazały zapotrzebowanie na poziomie odpowiednio 73% i 75% zapotrzebowania na energię elektryczną dla działania sprężarek ich odpowiedników klasycznych (A).

6. Zastosowanie obiegów pompowych z płynnym CO₂ lub wodą amoniakalną zmniejsza zapotrzebowanie na moc elektryczną do napędu pomp o odpowiednio 79% lub 41% w skali roku w stosunku do układu z glikolem etylenowym 35%.

Analizując zmienność COP rozpatrywanych systemów chłodniczych $n_g=1÷7$ stwierdzono, iż:

1. W zależności od temperatury zewnętrznej różne systemy wykazują najwyższe COP, przy czym system $n_g=1b$, tj. usprawniony system CO₂ DX jest najefektywniejszy w temperaturach zewnętrznych niższych od 19°C. Dopiero powyżej tej granicy prym przejmuje system $n_g=6$, tj. system amoniakalny z płynnym CO₂. Wraz ze wzrostem temperatury zewnętrznej spadają współczynniki COP wszystkich systemów, ale również zmniejszają się względne różnice między systemami.
2. Najwyższe COP osiągnięte w ramach symulacji wynosi 8,04 dla systemu $n_g=1b$ i przewyższa ono maksymalne możliwości wariantu bazowego – COP = 3,15 - ($n_g=3$) o 155%. Najbliżej plasuje się klasyczny system ($n_g=1a$) z wynikiem 5,5% niższym – COP = 7,59. Dalej zajmują miejsce systemy IX z CO₂, które z wynikami COP = 5,88 i 5, 61 są mniej sprawne o odpowiednio 27% ($n_g=2b$) i 30% ($n_g=2a$). Systemy amoniakalne wykazują maksymalne COP równe 4,89 ($n_g=6$) lub 4,33 ($n_g=7$), co jest wynikiem niższym od optymalnego o 39% i 47%. Systemy z R134A ($n_g=4$ i 5) osiągają COP równe 4,16 i 4,70, co daje rezultaty o 48% i 42% niższe niż wariant optymalny.
3. Spośród systemów wykorzystujących chłodziwa pośrednie, tj. $n_g=\{2, 3, 4, 7\}$ w niskich temperaturach najkorzystniejszy jest usprawniony system CO₂ $n_g=2b$, a dalej nieznacznie przed klasycznym systemem z CO₂ - $n_g=2a$. System amoniakalny pośredni zaczyna przewyższać sprawnością $n_g=2b$ przy 4°C temperatury zewnętrznej, a $n_g=1$ ulega systemowi amoniakalnemu powyżej 11°C. Różnica względna między $n_g=2b$ a $n_g=7$ przy -5°C wynosi 36% na korzyść systemu z CO₂, natomiast przy 20°C jest równa 12% na niekorzyść. System bazowy, jest najmniej efektywny poniżej 13°C. Powyżej tej temperatury na ostatnim miejscu plasuje się klasyczny system z CO₂ w konfiguracji IX ($n_g=2a$).

W ramach pracy doktorskiej rozważono również wpływ temperatury lodu na zmienność obciążeń chłodniczych oraz wybór energoosybilnego systemu chłodniczego. Wykonano symulację dla bazowej temperatury równej -6°C oraz dwóch dodatkowych wariantów – temperatury lodu równej -4°C lub -8°C. Z przeprowadzonej analizy wrażliwości wynika, iż:

1. Zmiana wymaganej temperatury lodu w sposób znaczący wpływa na zmianę rocznego zapotrzebowania na chłód. W przypadku temperatury -4°C zapotrzebowanie jest niższe od wariantu bazowego o 22,4%, natomiast obniżając temperaturę lodu do -8°C zwiększa się zapotrzebowanie o 22,1%. Różnica względna pomiędzy zapotrzebowaniem na chłodzenie między płytą lodową o temperaturze -8°C a -4°C wynosi 57,4% w odniesieniu do tej drugiej.
2. Zarówno dla wariantu temperatury lodu równej -4°C, jak również w przypadku -8°C wariant 1b jest najkorzystniejszy energetycznie, natomiast w przypadku temperatur -4°C i -6°C drugą i trzecią lokatę zajmują odpowiednio systemy 2b i 1a, zaś przy -8°C wariant 1a wyprzedza 2b w kontekście sprawności.
3. Obniżając temperaturę lodu, zmniejsza się różnica w sprawności między wariantem bazowym ($n_g=3$), a pozostałymi wariantami. Wraz ze wzrostem temperatury lodu rośnie przewaga najefektywniejszego systemu $n_g=1b$ nad pozostałymi. Zapotrzebowanie na energię dla pozostałych systemów jest wyższe względnie o około 5% dla systemów IX oraz 3% w przypadku opcji DX. Podczas obniżania temperatury lodu, obserwujemy przeciwne zjawisko.

4. Odpowiedni wybór i utrzymanie zadanej temperatury lodu w sposób znaczący wpływa na roczne zapotrzebowanie na energię. Podniesienie temperatury lodu z -6°C do -4°C generuje między 25% a 29% oszczędności w skali roku. Natomiast obniżenie temperatury lodu o 2°C do -8°C skutkuje wzrostem zapotrzebowania na energię między 27% a 34% względem wariantu bazowego.

W związku z obiecującymi wynikami ograniczania zapotrzebowania na energię przy podnoszeniu temperatury lodu określono również oszczędności energii możliwe do uzyskania w przypadku zastosowania strategii zmiennej temperatury lodu w ciągu doby – wyższej w okresach nieużytkowania lodowiska. Analizie poddano warianty optymalne DX i IX, tj. instalacje $n_g=1b$ i $n_g=2b$. Założono, iż w okresie nocnym, temperatura lodu będzie wynosiła -4°C , natomiast od godziny 6 do 22 – -6°C . Wypunktowano następujące wnioski:

1. Ograniczono roczne zapotrzebowanie na chłód z 666,61 MWh/sezon do 628,39 MWh/sezon, tj. o 38,22 MWh mniej. Dobowy wskaźnik zapotrzebowania na chłodzenie spadł z 2,57 do 2,42 kWh/(d·m²). W ujęciu względnym, redukcja wynosi 5,8% rocznie.
2. Zarówno dla $n_g=1b$, jak i $n_g=2b$ wprowadzenie algorytmu sterowania zmienną temperaturą lodu prowadzi do uzyskania 7% oszczędności energii elektrycznej względem opcji ze stałą temperaturą lodu przez całą dobę. Średnie COP systemów wzrosło w przypadku $n_g=1b$ z 7,20 (bazowe) do 7,29 po uwzględnieniu sterowania temperaturą lodu. W przypadku wariantu $n_g=2b$ poprawa sprawności nastąpiła z poziomu 5,36 (bazowe COP) do 5,42.
3. Odnosząc uzyskane wyniki do wariantu $n_g=3$ – klasycznego systemu z chillerem na R134a i obiegiem pośrednim z glikolem etylenowym oraz bez implementacji algorytmów sterowania temperaturą lodu, którego zapotrzebowanie na energię wynosiło 214,2 MWh/sezon poprzez zastosowanie energoosybilnej struktury systemu chłodniczego i wdrożenie sterowania temperaturą lodu uzyskuje się redukcję zapotrzebowania na energię elektryczną aż o 59,7% i 45,8% względem odpowiednio wariantu $n_g=1b$ i $2b$.

Opracowany w ramach dysertacji autorski model obliczeniowy został zwalidowany w sposób obliczeniowy. W pierwszym kroku porównano wyniki uzyskiwane przez autora w części głównej analizy z wynikami dla tych samych danych wejściowych uzyskanymi w programie Pack Calculation Pro (PCP) – komercyjnym narzędziu symulacyjnym dla systemów chłodniczych i klimatyzacyjnych. W tym zakresie uzyskano zbieżność wyników globalnych $\pm 5\%$, która jest satysfakcjonująca. Natomiast względne różnice między wariantem bazowym a pozostałymi wariantami dla obliczeń w programie PCP i w analizie własnej pokrywają się z dokładnością $\pm 2\%$.

W kolejnym kroku porównano wyniki obliczeń generowane przez model autora z wynikami symulacyjnymi innych autorów dla podobnych obiektów – hal lodowych w Kanadzie. Dla tego celu dostosowano dane wejściowe do modelu autora. Uzyskano zadowalające podobieństwo rezultatów zapotrzebowania na energię dla sprężarek i pomp z wynikami opisanymi w raporcie. Przy założeniu wyrównania sprawności sprężarek dla instalacji 1a, 2a i 7 uzyskano różnice względne między wariantami 1a a 2a oraz między 1a a 7 zgodne z przedstawionymi w raporcie wynikami różnicy między systemami CO₂ DX i IX oraz między DX CO₂ a amoniakalnym z dokładnością $\pm 2\%$ obierając wariant CO₂ DX za bazowy. W przypadku przyjęcia układu z R134a jako podstawę do porównań – różnice w zapotrzebowaniu na energię dla sprężarek i pomp wahały się w granicach $\pm 5\%$ z wyjątkiem instalacji amoniakalnej, gdzie różnica wynosiła 10%. Należy podkreślić, że analiza porównawcza dotyczyła zbliżonych, a nie tożsamyh pod względem struktury instalacji chłodniczych, stąd mogły występować istotne różnice w wynikach.

Podsumowując, najważniejsze oryginalne osiągnięcia rozprawy można sformułować następująco:

- usystematyzowano podejście do problemu wyboru dopuszczalnych struktur systemów chłodniczych i przedstawiono aplikację dla lodowisk zewnętrznych zadaszonych z wykorzystaniem naturalnych czynników chłodniczych,

- opracowano metodę wyznaczania energoptymalnych struktur systemów chłodzenia lodowisk zewnętrznych zadaszonych bazującą na analizie systemowej i metodach symulacyjnych jako narzędziach badawczych,
- wykonano symulacje obciążeń chłodniczych i zapotrzebowania na energię elektryczną w oparciu o autorski model obliczeniowy, który został pozytywnie zwalidowany,
- wyznaczono energoptymalne struktury systemu chłodniczego, zarówno w ujęciu jakościowym, jak i ilościowym,
- określono wskaźnikowe zapotrzebowanie na energię w zależności od wyboru określonego systemu – waha się ono między 504 kWh/d (wariant optymalny) a 1253 kWh/dobę (wariant bazowy),
- potwierdzono postawioną tezę, iż systemy chłodnicze wykorzystujące CO₂ jako czynnik chłodniczy są energoptymalne dla aplikacji lodowisk zewnętrznych zadaszonych w warunkach klimatu umiarkowanego i chłodniejszych, zarówno w wariantach o bezpośrednim odparowaniu, jak i w przypadku konieczności stosowania chłodziw pośredniczących, co jest istotną informacją dla obiektów nowych i modernizacji istniejących instalacji,
- wykazano iż oprócz odpowiedniego wyboru struktury systemu chłodniczego, istotnym aspektem są elementy sterowania parametrami pracy instalacji, gdyż stosowanie zoptymalizowanych algorytmów sterowania ciśnieniem skraplania może zapewnić oszczędności energii sięgające 35% rocznie, a uwzględnienie zmiennych temperatur lodu w trakcie doby może prowadzić do dodatkowych 7% oszczędności w skali roku, co również jest istotną wskazówką dla projektantów nowych instalacji i operatorów istniejących obiektów.

Zaprezentowana praca stanowi istotne wsparcie dla projektantów instalacji chłodniczych w obiektach nowobudowanych, jak również modernizowanych, gdyż zarówno w sposób jakościowy, jak i ilościowy pokazuje różnice w zapotrzebowaniu na energię między poszczególnymi systemami, które są obecnie dostępne na rynku. Należy podkreślić, iż energoptymalny system chłodniczy z dwutlenkiem węgla, o bezpośrednim odparowaniu ($n_g=1b$) z uwzględnieniem zmiennej temperatury lodu wykazał aż 60% redukcję zapotrzebowania na energię względem bazowego rozwiązania, które jest powszechnie stosowane w obiektach w Polsce i umożliwił ograniczenie zapotrzebowania na energię dla pomp i sprężarek do około 500 kWh/dobę. Uzyskane w pracy wyniki stanowią istotne uzupełnienie stanu wiedzy w zakresie instalacji chłodniczych dla lodowisk.

10 BIBLIOGRAFIA

- ASHRAE, 2018. 2018 ASHRAE Handbook: Refrigeration, Ashrae. ASHRAE, Atlanta.
- ASHRAE, 2017. ASHRAE fundamentals (SI), ASHRAE, “2017, ASHRAE fundamentals (SI),” in 2017, ASHRAE fundamental handbook SI, 2017th.
- Beck, H.E., Zimmermann, N.E., McVicar, T.R., Vergopolan, N., Berg, A., Wood, E.F., 2018. Present and future Köppen-Geiger climate classification maps at 1-km resolution. *Sci. Data* 5. <https://doi.org/10.1038/sdata.2018.214>
- Bell, I.H., Wronski, J., Quoilin, S., Lemort, V., 2014. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Ind. Eng. Chem. Res.* 53, 2498–2508. <https://doi.org/10.1021/ie4033999>
- Bitzer GMBH, 2022. Bitzer Selection Software [WWW Document]. URL <https://www.bitzer.de/websoftware/>
- Boiteau, S., Rogstam, J., Tazi, M., 2016. Evaluation of heat recovery performance in a CO2 ice rink. *Refrig. Sci. Technol.* 285–292. <https://doi.org/10.18462/iir.gl.2016.1042>
- Bonca, Z., Kalinowski, K., Paliwoda, A., Butrymowicz, D., Targański, W., 2000. Amoniakalne urządzenia chłodnicze, Podstawy teoretyczne, Budowa, Działanie, Tom 1, Wydanie I. ed. IPPU MASTA sp. z o.o., Gdańsk.
- CanmetENERGY, 2013. Comparative study of refrigeration systems for ice rinks.
- Chesi, A., Esposito, F., Ferrara, G., Ferrari, L., 2014. Experimental analysis of R744 parallel compression cycle. *Appl. Energy* 135, 274–285. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.08.087>
- Cortella, G., Coppola, M.A., D’Agaro, P., 2021. Sizing and control rules of dedicated mechanical subcooler in transcritical CO2 booster systems for commercial refrigeration. *Appl. Therm. Eng.* 193. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116953>
- Danfoss, 2022. Coolselector2 [WWW Document]. URL <https://www.danfoss.com/en-gb/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/>
- Danfoss, 2020. High pressure lift ejector and liquid ejector systems [WWW Document]. URL <https://assets.danfoss.com/documents/150968/AB351943880096en-000101.pdf> (accessed 4.11.23).
- Dorin S.p.A., 2022. Refrigeration Compressor Types Software [WWW Document]. URL <https://www.dorin.com/en/Software>
- Drojetzki, L., Porowski, M., 2023. Outdoor Climate as a Decision Variable in the Selection of an Energy-Optimal Refrigeration System Based on Natural Refrigerants for a Supermarket. *Energies* 16, 3375. <https://doi.org/10.3390/EN16083375>
- Drojetzki, L., Porowski, M., 2022. The problem of selecting an energy-optimal cooling system using natural refrigerants in a supermarket application in a humid continental and Mediterranean climate conditions. *Int. J. Refrig.* 136, 184–208. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.01.013>
- Finckh, O., Schrey, R., Wozny, M., 2011. Energy and efficiency comparison between standardized HFC and CO2 transcritical systems for supermarket applications, in: Proceedings of the 23rd IIR International Congress of Refrigeration: Prague, Czech Republic, August 21-26, 2011. Overarching Theme: Refrigeration for Sustainable Development. Prague.
- Garry, M., Hilbrecht, R., Munao, S., Trevisan, T., Stausholm, T., Hamstra, M., 2022. North American Guide To Natural Refrigerants in Ice Arenas. New York.
- Ge, Y. T., Tassou, S.A., 2011. Thermodynamic analysis of transcritical CO2 booster refrigeration systems in supermarket. *Energy Convers. Manag.* 52, 1868–1875. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.11.015>

- Ge, Y T, Tassou, S.A., 2011a. Performance evaluation and optimal design of supermarket refrigeration systems with supermarket model “superSim”. Part II: Model applications. *Int. J. Refrig.* 34, 540–549. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.11.004>
- Ge, Y T, Tassou, S.A., 2011b. Performance evaluation and optimal design of supermarket refrigeration systems with supermarket model “superSim”, Part I: Model description and validation. *Int. J. Refrig.* 34, 527–539. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.11.010>
- Grzebielec, A., Pluta, Z., Ruciński, A., Rusowicz, A., 2011. Czynniki chłodnicze i nośniki energii, Wydanie I. ed. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa.
- Gullo, P., Elmegaard, B., Cortella, G., 2016. Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates. *Int. J. Refrig.* 64, 61–79. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.12.016>
- Gullo, P., Hafner, A., Banasiak, K., 2018. Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives. *Int. J. Refrig.* 93, 269–310. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.07.001>
- Gullo, P., Hafner, A., Banasiak, K., Minetto, S., Kriezi, E.E., 2019. Multi-ejector concept: A comprehensive review on its latest technological developments. *Energies* 12, 406. <https://doi.org/10.3390/en12030406>
- Hafner, A., Banasiak, K., 2016. Full scale supermarket laboratory r744 ejector supported & AC integrated parallel compression unit, in: 12th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (GL2016). Proceedings. Édimbourg, United Kingdom, August 21st-24th 2016. pp. 949–956. <https://doi.org/10.18462/iir.gl.2016.1159>
- Hafner, A., Försterling, S., Banasiak, K., 2014. Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration. *Int. J. Refrig.* 43, 1–13. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.10.015>
- Hafner, A., Poppi, S., Nekså, P., Minetto, S., Eikevik, T.M., 2012. Development of Commercial Refrigeration Systems With Heat Recovery for Supermarket Building, in: 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. Delft, Netherlands.
- International Energy Agency, 2020. Cooling emissions and policy Synthesis report: Benefits of cooling efficiency and the Kigali Amendment. Paris.
- IPU, 2023. Pack Calculation Pro Software v5.3.7 [WWW Document]. URL <https://www.ipu.dk/products/pack-calculation-pro/>
- Javerschek, O., Craig, J., Xiao, A., 2015. CO2 as a refrigerant - Start right away! *Refrig. Sci. Technol.* 2302–2312. <https://doi.org/10.18462/iir.icr.2015.0015>
- Javerschek, O., Reichle, M., Karbiner, J., 2016. Optimization of parallel compression systems, in: 12th Conference of International Building Performance Simulation Associationth IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. Edinbourg, United Kingdom, pp. 1084–1092. <https://doi.org/10.18462/iir.gl.2016.1184>
- Kalinowski, K., 2005. Amoniakalne urządzenia chłodnicze, Instalacje, Zastosowania, Bezpieczeństwo, Tom 2, Wydanie I. ed. IPPU MASTA sp. z o.o., Gdańsk.
- Khalid, W., Rogstam, J., 2013. Energy usage prediction model comparing outdoor vs. indoor ice rinks. *Energy Build.* 67, 195–200. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.08.004>
- Krzyżaniak, G., Gaziński, B., 2002. Budowa i zapotrzebowanie mocy chłodniczej dla sztucznych lodowisk. *Chłodnictwo&Klimatyzacja* 11, 12–17.
- Llopis, R., Nebot-Andrés, L., Sánchez, D., Catalán-Gil, J., Cabello, R., 2018. Subcooling methods for CO2 refrigeration cycles: A review. *Int. J. Refrig.* <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.06.010>
- Materiały informacyjne producenta Grundfoss, 2023.
- Materiały informacyjne producenta Hermetic Pumpen GmbH, 2023.

- Minetto, S., Brignoli, R., Zilio, C., Marinetti, S., 2014. Experimental analysis of a new method for overfeeding multiple evaporators in refrigeration systems. *Int. J. Refrig.* 38, 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.044>
- Ministerstwo Rozwoju, 2019. Typowe lata meteorologiczne i statystyczne dane klimatyczne dla obszaru Polski do obliczeń energetycznych budynków (aktualizacja) [WWW Document]. 24.10.2016. URL <https://dane.gov.pl/pl/dataset/797,typowe-lata-meteorologiczne-i-statystyczne-dane-klimatyczne-dla-obszaru-polski-do-obliczen-energetycznych-budynkow>
- Pawlus, J., Florek, R., 2006. Sztuczne lodowiska i tory lodowe do jazdy szybkiej. *Chłodnictwo&Klimatyzacja* 8, 64–71.
- PKN, 2010. PN-EN 378-1:2010 - wersja polska: Instalacje ziębnicze i pompy ciepła -- Wymagania dotyczące bezpieczeństwa i ochrony środowiska -- Część 1: Wymagania podstawowe, definicje, klasyfikacja i kryteria wyboru. Pol. Kom. Norm.
- Porowski, M., 2019. The optimization method of HVAC system from a holistic perspective according to energy criterion. *Energy Convers. Manag.* 181, 621–644. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.069>
- Przydróżny, E., Sompoliński, M., Szczęśniak, S., Zając, A., 2010. Zapotrzebowanie mocy chłodniczej lodowiska otwartego. *INSTAL* 12, 15–18.
- Purohit, N., Gullo, P., Dasgupta, M.S., 2017. Comparative Assessment of Low-GWP Based Refrigerating Plants Operating in Hot Climates. *Energy Procedia* 109, 138–145. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.079>
- Purohit, N., Sharma, V., Sawalha, S., Fricke, B., Llopis, R., Dasgupta, M.S., 2018. Integrated supermarket refrigeration for very high ambient temperature. *Energy* 165, 572–590. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.09.097>
- Rogstam, J., 2016. Evolution of CO₂ as refrigerant in ice rink applications. *Refrig. Sci. Technol.* 293–300. <https://doi.org/10.18462/iir.gl.2016.1043>
- Rogstam, J., Bolteau, S., Grönqvist, G., 2017. Cooling and heating ice rinks with CO₂. *ASHRAE J.* 59, 48–56.
- Rogstam, J., Pomerancevs, J., Grönqvist, C., Bolteau, S., Hao, Y., 2023. IIHF Guide To Sustainable Ice Arenas. Zurich.
- Rozporządzenie Ministra Rodziny, Pracy i Polityki Społecznej z dnia 12 czerwca 2018 r. w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy, 2018.
- Saini, S.K., Dasgupta, M.S., Widell, K.N., Bhattacharyya, S., 2021. Comparative analysis of a few novel multi-evaporator CO₂-NH₃ cascade refrigeration system for seafood processing & storage. *Int. J. Refrig.* 131, 817–825. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.07.017>
- Sarkar, J., Agrawal, N., 2010. Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization. *Int. J. Therm. Sci.* 49, 838–843. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.12.001>
- Schulz, M., Kourkoulas, D., 2014. Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. Off. J. Eur. Union.
- Sharma, V., Fricke, B., Bansal, P., 2014. Comparative analysis of various CO₂ configurations in supermarket refrigeration systems. *Int. J. Refrig.* 46, 86–99. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.001>
- Shilliday, J.A., 2012. Investigation and optimisation of commercial refrigeration cycles using the natural refrigerant CO₂. School of Engineering and Design, Brunel University.

Stankiewicz, M., Ludwig, R., 2023. Obiekty sportów zimowych w Polsce. Warszawa.

Steiss, A., Merk, M., Boyko, D., Candrian, A., Kruegel, E., Mull, 2022. 2021/2022 IIHF Season Summary. Zurich.

Sun, Z., Wang, Q., Dai, B., Wang, M., Xie, Z., 2019. Options of low Global Warming Potential refrigerant group for a three-stage cascade refrigeration system. *Int. J. Refrig.* 100, 471–483. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.12.019>

The Kigali Amendment 2016, n.d.

Tsamos, K.M., Amaris, C., Mylona, Z., Tassou, S., 2019. Analysis of typical booster configuration, parallel-compressor booster configuration and R717/R744 cascade refrigeration system for food retail applications. Part 2: Energy performance in various climate conditions. *Energy Procedia* 161, 268–274. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.091>

11 ZAŁĄCZNIKI

Załącznik 1 Tabela parametrów stałych w procedurze metody wyboru energoptymalnego systemu chłodniczego

Parametr stały x_i		
i	Nazwa	Wartość
Parametry niewymierne (1 – tak, 0 – nie)		
Parametry stałe normowane		
1	t_p – temperatura ośrodka chłodzonego (dolnego źródła ciepła) $>15^\circ\text{C}$	1/0
2	$t_p, t_p \in <+5, +15), ^\circ\text{C}$	1/0
3	$t_p, t_p \in <0, +5), ^\circ\text{C}$	1/0
4	$t_p, t_p \in <-40, 0), ^\circ\text{C}$	1/0
5	$t_p, t_p < -40 ^\circ\text{C}$	1/0
6	φ_p – wilgotność ośrodka chłodzonego (dolnego źródła ciepła)	1/0
7	x - zawartość wilgoci w powietrzu (dolnego źródła ciepła) - osuszanie	1/0
Parametry wymierne		
8	Temperatura ośrodka chłodzonego (dolnego źródła ciepła)	$t_p, ^\circ\text{C}$
9	Wilgotność względna ośrodka chłodzonego (dolnego źródła ciepła)	$\varphi_p, \%$
10	Temperatura parowania czynnika chłodniczego	$t_o, ^\circ\text{C}$
11	Temperatura chłodziwa	$t_z/t_p, ^\circ\text{C}$
12	Moc chłodnicza	$Q_o=f(\tau), \text{kW}$
13	Parametry fizyczne czynnika chłodniczego lub chłodziwa: · Entalpia właściwa, · Entropia, · Objętość właściwa.	$h, \text{kJ/kg}$ $s, \text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ $v, \text{m}^3/\text{kg}$

Załącznik 2 Tabela zmiennych decyzyjnych w procedurze metody wyboru energoptymalnego systemu chłodniczego

Zmienna decyzyjna x_j		
j	Nazwa	Wartość
Parametry niewymierne (1 – tak, 0 – nie)		
System chłodzenia		
1	Bezpośredni (DX)	1/0
2	Pośredni (IX)	1/0
3	Bezpośredni (DX) i pośredni (IX)	1/0
4	Freecooling z wykorzystaniem akumulacji chłodu	1/0
System chłodzenia bezpośredniego (DX) – struktura		
5	Split	1/0
6	Multisplit	1/0
7	VRF, VRV	1/0
8	Tylko chłodzenie	1/0
9	Chłodzenie i ogrzewanie (pompa ciepła, system trzuruowy)	1/0
DX, IX – liczba stopni sprężania		
10	Jeden stopień sprężania	1/0
11	Dwa lub więcej stopni sprężania	1/0
12	Sprężanie pomocnicze obejściowe par wtórnych ze zbiornika pośredniego (parallel compression)	1/0
DX, IX – liczba poziomów temperatur odbiorników chłodu (dolnego źródła ciepła)		
13	Jeden poziom temperatur odbiorników chłodu	1/0
14	Dwa poziomy temperatur odbiorników chłodu	1/0

Zmienna decyzyjna x_j		
j	Nazwa	Wartość
15	Trzy lub więcej poziomów temperatur odbiorników chłodu,	1/0
DX, IX – chłodzenie międzystopniowe		
16	Wymiennik przeponowy – chłodziwo zewnętrzne	1/0
17	Wymiennik przeponowy – chłodzenie ciekłym czynnikiem chłodniczym	1/0
18	Zbiornik pośredni	1/0
DX, IX – komponenty i armatura wpływające istotnie na przemiany termodynamiczne czynnika chłodniczego		
19	Wymiennik regeneracyjny	1/0
20	Wymiennik dochładzający (dochładzacz)	1/0
21	Rodzaj zaworu rozprężnego: <ul style="list-style-type: none"> · Z wewnętrznym wyrównaniem ciśnienia, · Z zewnętrznym wyrównaniem ciśnienia, · Elektroniczny 	1/0
22	Multieżełktory	1/0
23	Parownik suchy	1/0
24	Parownik zalany grawitacyjny	1/0
25	Pompe zasilenie parownika	1/0
DX – parametry wpływające na wybór komponentów systemu CS oraz przemiany termodynamiczne czynnika chłodniczego		
26	Przedział temperatury skraplania $t_k \in [t_{k,min}, t_{k,max}]$	1/0
27	Δt_p – przegrzanie czynnika chłodniczego	1/0
28	Δt_D – dochłodzenie czynnika chłodniczego	1/0
29	σ – wymagany spręż czynnika chłodniczego	1/0
DX, IX - parametry wpływające na funkcję osuszania lub chłodzenia jawnego		
30	Różnica temperatur $\Delta t_R = t_R - t_D > 0$ - funkcja chłodzenia i osuszania	1/0
31	Różnica temperatur $\Delta t_R = t_R - t_D < 0$ - funkcja chłodzenia jawnego (suchego)	1/0
Czynnik chłodniczy syntetyczny		
32	R410A	1/0
33	R404A	1/0
34	R134A	1/0
35	R507A	1/0
36	R407C	1/0
37	R1234yf	1/0
38	R1234ze	1/0
39	R32	1/0
40	R454B	1/0
Czynnik chłodniczy naturalny		
41	R744	1/0
42	R717	1/0
43	R290	1/0
44	R600A	1/0
Źródło chłodu – zmienne skumulowane		
45	Agregat sprężarkowo-skraplający	1/0
46	Agregat absorpcyjny	1/0
47	Wieża chłodnicza otwarta	1/0
48	Wytwornica wody chłodzącej	1/0
49	Wytwornica wody chłodzącej z freecoolingiem	1/0

Zmienna decyzyjna x_j		
j	Nazwa	Wartość
50	Wymiennik gruntowy	1/0
51	Akumulacja chłodu	1/0
48a	Magazyn chłodu z zawiesziną lodową	1/0
48b	Magazyn chłodu z materiałami zmienno fazowymi	1/0
48c	Chłodnica wstępna z wypełnieniem PCM	1/0
52	Redundancja źródła chłodu	1/0
Odprowadzenie ciepła przegrzania i ciepła skraplania		
53	Skraplacz powietrzny zintegrowany z agregatem chłodniczym	1/0
54	Skraplacz powietrzny rozdzielony	1/0
55	Chłodnica gazu (CO ₂)	1/0
56	Skraplacz wodny – zamknięty obieg chłodzenia z chłodnicą suchą (dry-cooler)	1/0
57	Skraplacz wodny – zamknięty obieg chłodzenia z chłodnicą natryskowo-wyparną	1/0
58	Skraplacz wodny – otwarty obieg chłodzenia z chłodnią wieżową	1/0
59	Skraplacz natryskowo - wyparny	1/0
60	Wymiennik odzysku ciepła przegrzania lub skraplania	1/0
IX – zasilanie odbiorników chłodu		
61	Zawory regulacyjne dwudrogowe (regulacja ilościowa)	1/0
62	Zawory regulacyjne trójdrogowe rozdzielające (regulacja ilościowa)	1/0
63	Zawory regulacyjne trójdrogowe rozdzielające z pompą (regulacja jakościowa)	1/0
64	Zawory regulacyjne trójdrogowe mieszające i pompa (regulacja jakościowa)	1/0
IX – połączenie hydrauliczne ze źródłem chłodu		
65	Bezpośrednie	1/0
66	Pośrednie ze sprzęgłem hydraulicznym	1/0
67	Pośrednie z wymiennikiem ciepła	1/0
IX – chłodziwo		
68	Woda	1/0
69	Zawieszina lodowa	1/0
70	Roztwór wodny na bazie glikolu etylenowego	1/0
71	Roztwór wodny na bazie glikolu propylenowego	1/0
72	Inne mieszanki niezamarzające	1/0
73	Ciekły dwutlenek węgla	1/0
Nośnik energii dla źródła chłodu		
74	Prąd elektryczny (dzień / noc)	1/0
75	Gaz	1/0
76	Ciepła woda	1/0
77	Para wodna	1/0
Materiał i zakres ciśnień dla urządzeń i rurociągów		
78	Miedź chłodnicza	1/0
79	Stal czarna	1/0
80	Stal nierdzewna	1/0
81	Stal kwasoodporna	1/0
82	Mieszanki miedziano-niklowe	1/0
83	Tworzywa sztuczne	1/0
84	Ciśnienie dopuszczalne $p_d=10$ bar	1/0
85	Ciśnienie dopuszczalne $p_d=16$ bar	1/0

Zmienna decyzyjna x_j		
j	Nazwa	Wartość
86	Ciśnienie dopuszczalne $p_d=25$ bar	1/0
87	Ciśnienie dopuszczalne $p_d=40$ bar	1/0
88	Ciśnienie dopuszczalne $p_d=63$ bar	1/0
89	Ciśnienie dopuszczalne $p_d=100$ bar	1/0
90	Ciśnienie dopuszczalne $p_d=160$ bar	1/0
Parametry wymierne		
DX – parowniki (chłodnice)		
91	Moc (wydajność) chłodnicza jawna	$Q_{ch,j}$, kW
92	Moc chłodnicza całkowita	$Q_{ch,c}$, kW
93	Moc cieplna (pompa ciepła)	$Q_{p,c}$, kW
94	Temperatura parowania	t_p , °C
95	Przegrzanie czynnika chłodniczego	Δt_p , °C
96	Temperatura powierzchni chłodnicy	t_D , °C
97	Różnica temperatur $\Delta t_R = t_R - t_D$	Δt_R , °C
98	Strata ciśnienia po stronie powietrza	Δp_p , Pa
99	Moc akustyczna, widmo hałasu	L_A , dB(A)
IX – wodne odbiorniki chłodu		
100	Temperatury chłodziwa	t_z/t_p , °C
101	Strata ciśnienia po stronie chłodziwa	Δp_w , Pa
102	Moc akustyczna, widmo hałasu	L_A , dB(A)
DX, IX - skraplacze, dochładzacz		
103	Moc cieplna	Q_k , kW
104	Temperatura skraplania	t_k , °C
105	Dochłodzenie czynnika chłodniczego	Δt_D , °C
106	Ciśnienie dyspozycyjne po stronie powietrza	Δp_s , kPa
107	Temperatury chłodziwa skraplacza	$t_{z,k}/t_{p,k}$, °C
108	Strata ciśnienia po stronie chłodziwa skraplacza	Δp_w , kPa
109	Moc akustyczna, widmo hałasu	L_A , dB(A)
Agregaty chłodnicze		
110	Moc (wydajność) chłodnicza	Q_{ch} , kW
111	Moc (wydajność) chłodnicza freecolingu	$Q_{ch,f}$, kW
112	Moc (wydajność) cieplna	Q_{pc} , kW
113	Zapotrzebowanie na moc elektryczną	N_{el} , kW
114	Zapotrzebowanie na moc cieplną (agregaty absorpcyjne)	Q_c , kW
115	EER (Energy Efficiency Ratio)	-
116	SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio)	-
117	COP (Coefficient of Performance) – dot. pomp ciepła	-
118	Moc akustyczna, widmo hałasu	L_A , dB(A)
119	Zakres temperatur zewnętrznych dla funkcji chłodzenia	$t_{ex,c} \in (t_{ex,c,min}; t_{ex,c,max})$, °C
Klimat		
120	Parametry klimatu zewnętrznego TRY (Test Reference Year)	$t_z=f(\tau)$ $\varphi_z=f(\tau)$

Załącznik 3 Tabela warunków ograniczających w procedurze metody wyboru energoptymalnego systemu chłodniczego

Ograniczenia $g_{(k)}(x_j)$		Zmienne decyzyjne x_j
k	nazwa	nazwa
Ograniczenia technologiczne – gTk(xj)		
1	Odległość odbiorników chłodu od źródła chłodu	System chłodzenia - $x_1 \div x_6$
2	Liczba odbiorników chłodu	System chłodzenia - $x_1 \div x_6$, Źródło chłodu - $x_{41} \div x_{42}$
3	Wartość bezwzględna mocy chłodniczej	System chłodzenia - $x_1 \div x_3$ Źródło chłodu - x_{39}, x_{40} Czynnik chłodniczy syntetyczny - $x_{28} \div x_{36}$; Czynnik chłodniczy naturalny - $x_{37} \div x_{40}$
4	Przedział tolerancji regulacji temperatury	System chłodzenia - $x_1 \div x_3$; DX, IX - komponenty i armatura - x_{20}
5	Maksymalna dopuszczalna ze względów ppoż objętość czynnika chłodniczego w węźle chłodu (maszynowni)	System chłodzenia - $x_1 \div x_3$
6	Funkcja systemu - tylko chłodzenie lub chłodzenie i ogrzewanie	System chłodzenia - $x_1 \div x_8$
7	Wartość bezwzględna temperatury parowania	System chłodzenia - $x_1 \div x_3$; DX, IX - liczba stopni sprężania - x_9, x_{10} ; DX, IX - chłodzenie międzystopniowe $x_{15} \div x_{17}$; Źródło chłodu - zmienne skumulowane $x_{41} \div x_{43}$; Czynnik chłodniczy syntetyczny - $x_{28} \div x_{36}$; Czynnik chłodniczy naturalny - $x_{37} \div x_{40}$
8	Wartość bezwzględna temperatury lub ciśnienia za sprężarką	DX, IX - liczba stopni sprężania - x_9, x_{10} ; Odprowadzenie ciepła przegrzania i skraplania - $x_{49} \div x_{55}$
9	Zróżnicowanie poziomów temperatur dolnego źródła ciepła lub temperatur parowania	DX, IX - liczba poziomów temperatur odbiorników chłodu (dolnego źródła ciepła) - $x_{12} \div x_{14}$
10	Dostępność chłodziwa zewnętrznego	IX, DX - chłodzenie międzystopniowe - x_{15}, x_{16}
11	Właściwości termodynamiczne czynnika chłodniczego	DX, IX - komponenty i armatura - x_{18}, x_{21} , Materiał i zakres ciśnień dla urządzeń i rurociągów - $x_{73} \div x_{85}$
12	Brak możliwości uzdatnienia wody dla systemów chłodzenia	Odprowadzenia ciepła przegrzania i ciepła skraplania - $x_{49} \div x_{56}$
13	Chłodzenie z priorytetem osuszania	DX - parowniki (chłodnice) - x_{87}, x_{89}, x_{90} ; IX - wodne odbiorniki chłodu - x_{95} ; IX - zasilanie odbiorników chłodu - $x_{57} \div x_{60}$
14	Chłodzenie z priorytetem chłodzenia jawnego	DX - parowniki (chłodnice) - x_{89}, x_{91}, x_{92} ; IX - wodne odbiorniki chłodu - x_{95} ; IX - zasilanie odbiorników chłodu - $x_{57} \div x_{60}$

Ograniczenia $g_{(k)}(x_j)$		Zmienne decyzyjne x_j
k	nazwa	nazwa
15	Wymagane zróżnicowanie temperatury parowania lub temperatury chłodziwa w jednym układzie	DX, IX - liczba stopni sprężania - x_9, x_{10} ; IX - połączenie hydrauliczne ze źródłem chłodu - $x_{61} \div x_{63}$; DX, IX - liczba poziomów temperatur odbiorników chłodu (dolnego źródła ciepła) - $x_{12} \div x_{14}$
16	Przepisy formalne dotyczące dopuszczalnych czynników chłodniczych i chłodziw dla realizowanej funkcji, dopuszczalnych systemów CS, objętości czynnika chłodniczego i pozostałych wymagań	System chłodzenia - $x_1 \div x_3$; Czynniki chłodnicze syntetyczne - $x_{28} \div x_{36}$; Czynniki chłodnicze naturalne - $x_{37} \div x_{40}$; IX - chłodziwo - $x_{64} \div x_{68}$
17	Lokalizacja odbiorników chłodu	System chłodzenia - $x_1 \div x_3$; Czynniki chłodnicze syntetyczne - $x_{28} \div x_{36}$; Czynniki chłodnicze naturalne - $x_{37} \div x_{40}$; IX - chłodziwo - $x_{64} \div x_{68}$
18	Zmiany zapotrzebowania na moc chłodniczą w ciągu roku	Źródło chłodu - zmienne skumulowane - $x_{41} \div x_{45}$; Agregaty chłodnicze x_{114}
19	Zmiany zapotrzebowania na moc chłodniczą odbiorników w ciągu doby	Źródło chłodu - zmienne skumulowane - x_{47} ; IX - zasilanie odbiorników chłodu - $x_{57} \div x_{60}$; Agregaty chłodnicze - x_{105}, x_{106}
20	Jednoczesne zapotrzebowanie na moc chłodniczą i grzewczą	Odprowadzenie ciepła przegrzania i ciepła skraplania - x_{56}
Ograniczenia higieniczne i środowiskowe – gHk(xj)		
1	Pomieszczenia czyste	System chłodzenia - $x_1 \div x_6$
2	Toksyczność czynnika chłodniczego	System chłodzenia - $x_1 \div x_6$; Czynniki chłodnicze syntetyczne - $x_{28} \div x_{36}$; Czynniki chłodnicze naturalne - $x_{37} \div x_{40}$
3	Toksyczność chłodziwa	System chłodzenia - $x_1 \div x_3$; IX - chłodziwo - $x_{64} \div x_{68}$
Ograniczenia akustyczne – gAk(xj)		
1	Dopuszczalny poziom i widmo ciśnienia akustycznego wewnątrz pomieszczeń - krzywa oceny hałasu	DX - parowniki (chłodnice) - x_{94} ; IX - wodne odbiorniki chłodu - x_{97}
2	Dopuszczalny poziom ciśnienia akustycznego na zewnątrz budynku	Źródło chłodu - $x_{41} \div x_{45}$; Agregaty chłodnicze - x_{113} ; Odprowadzenie ciepła przegrzania i ciepła skraplania - $x_{49} \div x_{55}$
3	Dopuszczalny poziom ciśnienia akustycznego wewnątrz maszynowni	Źródło chłodu - $x_{41} \div x_{45}$; Agregaty chłodnicze - x_{113} ; Odprowadzenie ciepła przegrzania i ciepła skraplania - $x_{49} \div x_{55}$
Ograniczenia energetyczne – gEk(xj)		
1	Dostępność źródeł energii - rodzaj nośnika	Nośnik energii dla źródła chłodu - $x_{69} \div x_{72}$
2	Dostępność energii elektrycznej - dzień / noc	Nośnik energii dla źródła chłodu - x_{69} ; źródło chłodu - x_{47}
3	Bezwzględna wartość dostępnej mocy elektrycznej	Źródło chłodu - $x_{45} \div x_{47}$

Ograniczenia $g_{(j)k}(x_j)$		Zmienne decyzyjne x_j
k	nazwa	nazwa
Ograniczenia materiałowe – gMk(xj)		
1	Ciśnienia nasycenia dla eksploatacyjnego (użytkowego) przedziału temperatur skraplania i parowania	Materiał i zakres ciśnień dla urządzeń i rurociągów $x_{73} \div x_{85}$; DX - parametry wpływające na wybór komponentów systemu CS oraz przemiany termodynamiczne czynnika chłodniczego - x_{22}
2	Ciśnienie chłodziwa w układach IX	Materiał i zakres ciśnień dla urządzeń i rurociągów $x_{73} \div x_{85}$
3	Właściwości korozyjne czynnika chłodniczego	Materiał i zakres ciśnień dla urządzeń i rurociągów $x_{73} \div x_{85}$
4	Właściwości korozyjne chłodziwa	Materiał i zakres ciśnień dla urządzeń i rurociągów $x_{73} \div x_{85}$
Ograniczenia architektoniczno-konstrukcyjne – gAkk(xj)		
1	Przestrzeń techniczna dla lokalizacji skraplaczy	Odprowadzanie ciepła przegrzania i ciepła skraplania - $x_{49} \div x_{56}$
2	Palność i wybuchowość czynnika chłodniczego	Czynnik chłodniczy syntetyczny - $x_{28} \div x_{36}$; Czynnik chłodniczy naturalny - $x_{37} \div x_{40}$
3	Brak możliwości wykonania wentylacji awaryjnej maszynowni chłodniczej	System chłodzenia - $x_1 \div x_3$; Odprowadzenie ciepła przegrzania i skraplania - $x_{49} \div x_{55}$; Czynnik chłodniczy syntetyczny - $x_{28} \div x_{36}$; Czynnik chłodniczy naturalny - $x_{37} \div x_{40}$
4	Klasyfikacja pożarowa budynku lub strefy budynku	System chłodzenia - $x_1 \div x_3$; Odprowadzenie ciepła przegrzania i skraplania - $x_{49} \div x_{55}$; Czynnik chłodniczy syntetyczny - $x_{28} \div x_{36}$; Czynnik chłodniczy naturalny - $x_{37} \div x_{40}$
5	Ograniczenia konstrukcyjne dachu	Odprowadzanie ciepła przegrzania i ciepła skraplania - $x_{49} \div x_{55}$
Ograniczenia w zakresie bezpieczeństwa i niezawodności – gBNk(xj)		
1	Wymagana niezawodność układu	System chłodzenia - $x_1 \div x_6$; Źródło chłodu - x_{48}

Załącznik 4 Tabela strumieni objętości chłodziw wyrażonych w m³/h dla przepływu o mocy chłodniczej 350 kW; dla CO₂ - stopień recyrkulacji równy 2, dla chłodziw dT=3 K

T [°C]	CO ₂	Glikol etylenowy 35%	Dowtherm Q	HyCool 40	Tyfoxit 1.20	Syltherm 800	Antifrogen KF 100%	Woda amoniakalna 30%
-5.0	10.74	109.54	271.05	121.97	114.92	279.71	118.23	110.08
-6.0	10.56	109.83	271.39	122.03	114.97	279.75	118.22	108.64
-7.0	10.39	109.85	271.73	122.09	115.02	279.79	118.21	108.55
-8.0	10.23	109.87	272.07	122.15	115.07	279.82	118.20	108.45
-9.0	10.07	109.89	272.42	122.21	115.12	279.86	118.19	108.36
-10.0	9.91	109.91	272.77	122.27	115.17	279.90	118.18	108.27
-11.0	9.77	109.93	273.12	122.33	115.21	279.93	118.17	108.17
-12.0	9.62	109.95	273.47	122.38	115.26	279.97	118.16	108.13
-13.0	9.49	109.97	273.82	122.44	115.31	280.01	118.15	108.08
-14.0	9.36	109.99	274.18	122.50	115.36	280.05	118.14	107.98
-15.0	9.23	110.02	274.53	122.56	115.41	280.09	118.13	107.89

Załącznik 5 Tabela lepkości dynamicznej ν [m²/s] dla poszczególnych chłodziw w funkcji temperatury

T [°C]	CO ₂	Glikol etylenowy 35%	Dowtherm Q	HyCool 40	Tyfoxit 1.20	Syltherm 800	Antifrogen KF 100%	Woda amoniakalna 30%
-5.0	1.71E-07	3.76E-06	9.04E-06	3.20E-06	6.23E-06	1.89E-05	4.66E-06	1.92E-06
-6.0	1.76E-07	7.18E-06	9.40E-06	3.30E-06	6.49E-06	1.93E-05	4.80E-06	3.08E-06
-7.0	1.80E-07	7.54E-06	9.78E-06	3.41E-06	6.77E-06	1.97E-05	4.95E-06	3.19E-06
-8.0	1.85E-07	7.92E-06	1.02E-05	3.52E-06	7.07E-06	2.01E-05	5.11E-06	3.30E-06
-9.0	1.90E-07	8.33E-06	1.06E-05	3.64E-06	7.39E-06	2.05E-05	5.28E-06	3.42E-06
-10.0	1.95E-07	8.76E-06	1.10E-05	3.76E-06	7.73E-06	2.10E-05	5.45E-06	3.55E-06
-11.0	2.00E-07	9.23E-06	1.15E-05	3.90E-06	8.09E-06	2.14E-05	5.64E-06	3.68E-06
-12.0	2.05E-07	9.73E-06	1.20E-05	4.03E-06	8.48E-06	2.19E-05	5.84E-06	3.75E-06
-13.0	2.11E-07	1.03E-05	1.25E-05	4.18E-06	8.89E-06	2.24E-05	6.05E-06	3.82E-06
-14.0	2.16E-07	1.09E-05	1.31E-05	4.33E-06	9.34E-06	2.29E-05	6.28E-06	3.97E-06
-15.0	2.22E-07	1.15E-05	1.37E-05	4.50E-06	9.82E-06	2.34E-05	6.52E-06	4.12E-06

Załącznik 6 Tabela spadków ciśnienia w przewodzie okrągłym dla symulacji Q_c=350 kW, t_z/t_p=-12/-9°C (dla CO₂: n=2, t_z=-9°C) – chłodziwa, stal czarna; CO₂ – miedź chłodnicza

L.p.	Chłodziwo	DN	λ	Δp_{podc}	dV	dP
-	-	mm	-	Pa/m	%	%
1	CarbonDioxide	54	0.0132	237		
2	Glikol etylenowy 35% Antifrogen N 35%	150	0.0243	258.5	1.5%	43%
3	Dowtherm Q	150	0.0213	1291.8	152%	616%
4	HyCool 40, Potassium formate	150	0.0203	327.9	13%	82%
5	Tyfoxit 1.20, Potassium Acetate	150	0.0235	311.0	6%	72%
6	Syltherm 800	150	0.0240	1494.1	159%	728%
7	Antifrogen KF 100%	150	0.0218	343.4	9%	90%
8	Woda amoniakalna 30%	150	0.0206	180.5	0.0%	0%

Załącznik 7 Parametry projektowe skraplaczy dla systemów $n_g=1\div 7$

Lp	Wielkość	Symbol	$n_g=1a$	$n_g=1b$	$n_g=2a$	$n_g=2b$	$n_g=3$	$n_g=4$	$n_g=5$	$n_g=6$	$n_g=7$
1	Moc cieplna skraplacza	Q_{skr} [kW]	467	447	491	467	479	460	448	406	407
2	Temperatura skraplania	T_c [°C]	32	25	32	25	30	30	30	30	30
3	Ciśnienie skraplania	p [bar]	70.72	64.34	70.72	64.34	7.70	7.70	7.70	11.67	11.67
4	Temperatura na wyjściu	T_{out} [°C]	26.4	23.0	26.4	23.0	25	25	25	25	25
5	Temperatura na wejściu	T_{in} [°C]	105.8	97.4	114.0	102.7	68.3	53.0	51.2	80	80
6	Temperatura zewnętrzna	T_z [°C]	20	20	20	20	20	20	20	20	20
7	Moc elektryczna skraplacza	P_{el} [kW]	7.2	8.6	7.7	9.8	13.0	13.0	14.0	12.8	12.8
8	Rzeczywista moc cieplna dobranego skraplacza	$Q_{c,rz}$ [kW]	469	450	487	469	478	455	435	394	394
9	Skorygowana moc elektryczna skraplacza	P_{el}' [kW]	7.2	8.6	7.8	9.7	13.0	13.1	14.4	13.2	13.2