

Absorpcyjne czy sprężarkowe rozwiązania instalacji HVAC w budynkach mieszkalnych zasilanych z sieci ciepłowniczej?

Absorption or compressor solutions for HVAC installations in residential buildings supplied from the district heating network?

STEFAN RESZEWSKI

DOI 10.36119/15.2025.9.2

W artykule przedstawiono możliwości realizacji energooszczędnych instalacji HVAC dla budynków wielorodzinnych oraz użyteczności publicznej z zastosowaniem absorpcyjnych agregatów chłodniczych zasilanych z sieci ciepłowniczej. Przedstawiono możliwości rozwiązania węzłów HVAC oraz realizacji instalacji w obrębie mieszkań. Przedstawiono również porównawczą analizę techniczną – ekonomiczną z rozwiązaniem opartym o klasyczne sprężarkowe agregaty chłodnicze.

Słowa kluczowe: chłodnicze agregaty absorpcyjne, trigeneracja, system ciepłowniczy, instalacja HVAC, budynki mieszkalne i użyteczności publicznej

The article presents the possibilities of implementing energy-saving HVAC installations for multi-family and public utility buildings using absorption cooling chillers supplied from the district heating network. It presents the possibilities of solving HVAC nodes and implementing installations within apartments. It also presents a technical and economic analysis comparing it with a solution based on classic compressor chillers.

Keywords: absorption chillers, trigeneration, district heating system, HVAC installation, residential and public buildings

Wprowadzenie

W ostatnich latach w budownictwie wielorodzinnym, jak również użyteczności publicznej, coraz częściej pojawiają się instalacje klimatyzacyjne. O ile w budynkach użyteczności publicznej takie instalacje są realizowane od wielu lat, to w budownictwie wielorodzinnym instalacje HVAC nie są często spotykane. Rok 2024 w budownictwie mieszkaniowym wielorodzinnym jest bardzo dynamiczny i charakteryzuje się znacznym spadkiem sprzedaży mieszkań na rynku pierwotnym [1]. Z analizy rynku wynika, że w roku 2024 wzrost sprzedaży odnotował segment rynku mieszkań o wysokim standardzie. Takie mieszkania charakteryzują się wysokim standardem wykończenia, instalacjami HVAC, dostępem do siłowni, basenu itd.

Segment rynku nieruchomości premium, który jest odporny na kryzysy gospodarcze, nie jest jednak wystarczająco duży, więc presja na developerów może spowodować korzystne dla inwestorów zmiany w standardzie budownictwa wielorodzinnego. Coraz częściej może pojawiać się w ofercie lokali wielorodzinnych

instalacja HVAC w cenie proponowanych mieszkań. Przedstawiony artykuł jest propozycją realizacji instalacji HVAC, która powinna się przyczynić nie tylko do komfortu mieszkańców, ale również do obniżenia kosztów eksploatacji w porównaniu do klasycznych budynków wielorodzinnych. Dodatkowym pożytecznym efektem ubocznym może być mniejsze negatywne oddziaływanie na środowisko tak rozwiązanych instalacji HVAC, w porównaniu z instalacjami opartymi na sprężarkowych urządzeniach chłodniczych.

Obecnie, zgodnie z obowiązującym rozporządzeniem [2], budynki wielorodzinne wyposaża się w obowiązkową instalację wentylacji wywiewnej, instalację c.o. oraz instalację przygotowania c.w. Wytyczne dotyczące projektowania wyżej opisanych instalacji zawarte są w ROZPORZĄDZENIU MINISTRA INFRASTRUKTURY z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki oraz ich usytuowanie. Wytyczne dotyczą minimalnych warunków, które powinny zostać spełnione, wobec czego nowo budowane budynki wielorodzinne w znakomitej większości nie

są wyposażone w wentylację z odzyskiem ciepła, co wpływa negatywnie na zużycie ciepła na potrzeby c.o., jak również w większości na niewystarczający strumień wentylacyjny powietrza zewnętrznego. Z kolei w wielu przypadkach, szczególnie w dużych miastach, nawet jeśli budynek wielorodzinny jest wyposażony w instalację chłodniczą do celów chłodzenia powietrza, mieszkańcy nie są z niej zadowoleni ze względu na wysoki koszt eksploatacji i zanieczyszczenie środowiska hałasem i zawadnością systemów.

Jeśli przyjrzeć się klasycznym rozwiązaniom przygotowania efektu chłodzenia w wielorodzinnych budynkach mieszkalnych, to już na początku projektant musi zmierzyć się z kilkoma problemami:

- usytuowanie sprężarkowego urządzenia chłodniczego,
- wybór systemu ziębienia i czynnika chłodniczego,
- zanieczyszczenie środowiska hałasem i odseparowanie lokali mieszkalnych od generowanego hałasu,
- rozwiązanie dystrybucji mocy chłodniczej do poszczególnych lokali i w samych lokalach.

Ograniczenia w realizacji instalacji chłodniczych w budynkach mieszkalnych

Przy realizacji instalacji chłodniczych w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych podstawowym problemem jest usytuowanie urządzenia chłodniczego.

Najczęściej urządzenia chłodnicze są lokowane na dachach budynków, co automatycznie generuje konieczność przygotowania odpowiedniej konstrukcji budynku ze względu na dodatkowe obciążenie dachu, doprowadzenia odpowiedniego przyłącza elektrycznego oraz doprowadzenia medium chłodzącego do poszczególnych lokali. Jednym z podstawowych problemów jest również zminimalizowanie generacji hałasu powodowanego przez sprężarki i skraplacze, co często wymaga dodatkowych instalacji tłumienia hałasu. Nie do przecenienia jest również problem prowadzenia prac serwisowych na dachu, co w wielu przypadkach okazuje się kosztowne i wymaga dodatkowych zabezpieczeń osób prowadzących czynności serwisowe.

Alternatywne usytuowanie urządzenia chłodniczego sprężarkowego, w wydzielonym do tego celu pomieszczeniu w garażu podziemnym lub na poziomie +0.0., wiąże się dodatkowo z koniecznością rozwiązania kolejnych problemów:

- przygotowaniem odpowiedniej instalacji wentylacji awaryjnej pomieszczenia stanowiącego maszynownię chłodniczą,
- komplikacją procesu usuwania ciepła skraplania,
- wytłumieniem hałasu generowanego przez sprężarki chłodnicze.

Zgodnie z normą [3] konieczne jest zapewnienie wentylacji awaryjnej, której wydajność wynosi 10 krotność wymian powietrza na godzinę do czasu usunięcia zagrożenia spowodowanego obecnością

czynnika chłodniczego. Konieczne jest oprócz tego odpowiednie wyposażenie takiego pomieszczenia w instalację alarmową informującą o zagrożeniu w przypadku rozszczelnienia urządzenia itd.

Kolejnym problemem jest realizacja odprowadzenia ciepła skraplania. W przypadku usytuowania skraplacza chłodzonego powietrzem na dachu pojawia się konieczność wydzielenia odpowiedniego szachtu dla rurociągów tłocznego i cieczowego, również wyposażonego w odpowiedni system wentylacji. W niektórych przypadkach odprowadzenie ciepła w takim systemie staje się niemożliwe, albo przynajmniej bardzo trudne ze względu na transport oleju, który wraz z czynnikiem chłodniczym transportowany jest przez całą instalację chłodniczą.

Projektowanie urządzeń chłodniczych wyposażonych w skraplacze chłodzone powietrzem w maszynowniach jest z kolei nieuzasadnione, bo wiąże się z koniecznością przygotowania odpowiednich przekrojów przewodów czerpalnego i wyrzutni powietrza, na co najczęściej nie ma miejsca.

Tym wszystkim problemom towarzyszy również wymóg odpowiedniej ochrony przed hałasem, co dodatkowo komplikuje proces projektowy, wykonawczy i samą eksploatację.

Kolejnym elementem utrudniającym realizację klasycznej instalacji chłodniczej jest wybór czynnika chłodniczego i systemu ziębienia. Ograniczenia dotyczące bezpieczeństwa w procesie projektowym [3] praktycznie wykluczają realizację systemów bezpośrednich ze względu na charakter pomieszczeń, w których ludzie mogą spać. Wobec powyższego pozostaje realizacja instalacji chłodniczych w systemie pośrednim ciśnieniowym zamkniętym z wykorzystaniem płynu pośredniczącego w wymianie ciepła (wody lub wodnego roztworu glikolu monopropylenowego). W przypadku umieszczenia urządzenia

sprężarkowego na dachu po stronie parownika stosowany jest system pośredni zamknięty ciśnieniowy z wykorzystaniem płynu niezamarzającego lub system podwójnie pośredni z wykorzystaniem płynu niezamarzającego oraz dodatkowym wymiennikiem umieszczonym wewnątrz budynku, w którym płyn niezamarzający odbiera ciepło od wody, która z kolei odbiera ciepło od powietrza w klimakonwektorach rozmieszczonych w lokalach.

W przypadku umieszczenia urządzenia chłodniczego w maszynowni chłodniczej obieg wody po stronie parownika jest często realizowany w systemie zamkniętym ciśnieniowym, natomiast ciepło skraplania jest odbierane również w systemie pośrednim ciśnieniowym zamkniętym i wyprowadzane na dach do wentylatorów chłodniczych.

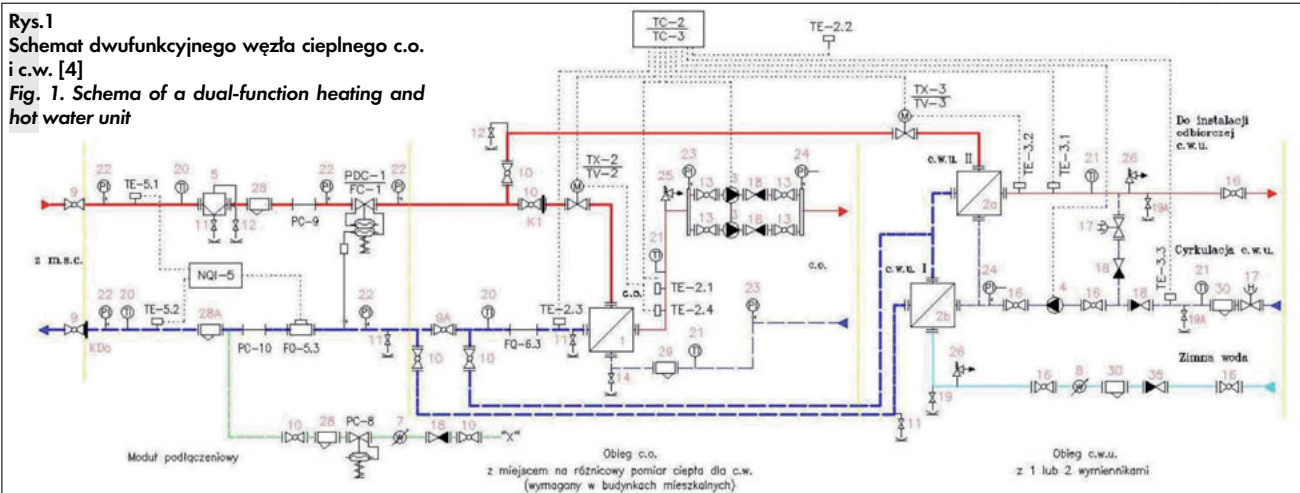
Takie rozwiązania, choć akceptowalne od strony technicznej, prowadzą jednak do zmniejszenia efektywności instalacji ze względu na konieczność realizacji w systemach pośrednich, co prowadzi do wzrostu kosztów eksploatacji.

Jeśli do tych wszystkich problemów, które opisano wyżej, weźmie się pod uwagę, że gama czynników chłodniczych po roku 2030 zdecydowanie skurczy się, ponieważ regulacje prawne dopuszczają do użytkowania czynniki chłodnicze o GWP (potencjał tworzenia efektu cieplarnianego) <150, jasne staje się, dlaczego większość budynków wielorodzinnych jest pozbawionych instalacji chłodniczych mimo, że zapotrzebowanie na takie mieszkania rośnie.

Poniżej przedstawiono propozycję realizacji budynku z wykorzystaniem urządzeń absorpcyjnych, których zastosowanie znacznie redukuje problemy projektowe i wykonawcze, a przy okazji może przyczynić się do racjonalnego wykorzystania ciepła, które w okresie letnim występuje w nadmiarze w procesie produkcji energii elektrycznej.

Rys.1
Schemat dwufunkcyjnego węzła cieplnego c.o. i c.w. [4]

Fig. 1. Schema of a dual-function heating and hot water unit



Propozycja realizacji instalacji chłodniczych w budynkach mieszkalnych

Proces projektowy można rozpocząć od podstawowego założenia, którym jest umieszczenie absorpcyjnego urządzenia chłodniczego w węźle cieplnym budynku, który zwyczajowo służy do realizacji potrzeb c.o. oraz c.w.

Chłodnicze urządzenie absorpcyjne LiBr – H₂O z racji faktu, że czynnikiem chłodniczym jest R718 (woda), nie wymaga przygotowania instalacji wentylacji awaryjnej ani instalacji sygnalizacji nieuszczelności. Dodatkowo urządzenie może być zasilane ciepłem pochodzącym z sieci ciepłowniczej przy temperaturze zasilania w zakresie 65°C do 90°C i pracuje na podciśnieniu, nie wprowadza więc zagrożenia eksplozją. Woda, jako naturalny czynnik chłodniczy, nie będzie podlegała żadnym ograniczeniom, w odróżnieniu od chłodniczych urządzeń sprężarkowych. Co więcej, ze względu na brak sprężarek, urządzenie generuje zdecydowanie niższy poziom hałasu niż urządzenia sprężarkowe (rys. 2), a ewentualne wygłuszenie pomieszczenia węzła, w którym można umieścić urządzenie, nie stanowi znaczącego problemu technicznego.

Zapotrzebowanie na moc elektryczną urządzenia absorpcyjnego jest pomijalnie małe w stosunku do urządzeń chłodniczych sprężarkowych, co przedstawiono na rys.2, a to skutkuje zdecydowanie mniejszym kosztem utrzymania przyłącza elektrycznego i zwiększa możliwości realizacji.

Ciepło skraplania i absorpcji w tego typu urządzeniach jest odprowadzane w systemie pośrednim otwartym przez wentylatorową chłodnię wody, którą można z powodzeniem umieścić na dachu budynku. W dobie gdy wentylatorowe chłodnie wody są wykonywane z tworzyw sztucznych konstrukcja dla tego typu urządzeń będzie znacznie łatwiejsza do zaprojektowania i wykonania, a masa urządzenia jest znacząco niższa niż skraplacza czy chillera, który miałby zostać usytuowany na dachu budynku. Odpowiedni dobór wentylatorowej chłodni wody (rys. 3) jest w stanie zapewnić

Rys. 3

Karta doborowa oraz rysunek wentylatorowej chłodni wody w systemie otwartym. Podzespoły: 1 – wentylator, 2 – siatka wentylatora, 3 – doprowadzenie wody z pomieszczenia węzła, 4 – odprowadzenie wody do pomieszczenia węzła, 5 – uzupełnianie wody, 6 – króciec przelewowy, 8 – panel demontowalny, 9 – króciec spustowy, 10 – przyłącze elektryczne, 11 – tłumik wlotowy powietrza, 12 – tłumik powietrza wylotowego [6,7]

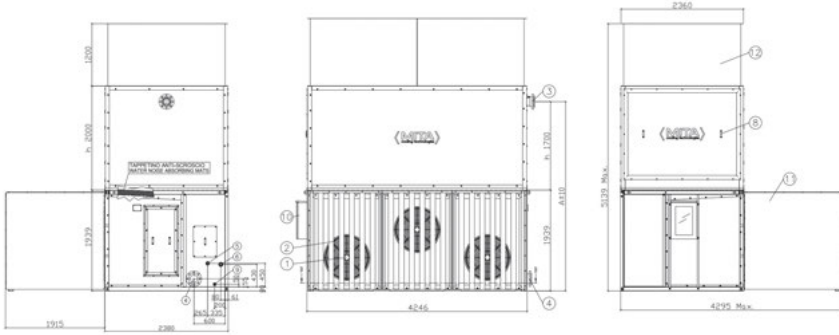
Fig. 3. Selection card and drawing of a cooling tower: Parts: 1 – fan, 2 – fan grid protection, 3 – water inlet, 4 – water outlet, 5 – make-up, 6 – over flow, 8 – removable panel, 9 – drain plug, 10 – electric panel, 10 inlet air silencer, 11 – outlet air silencer [6,7]

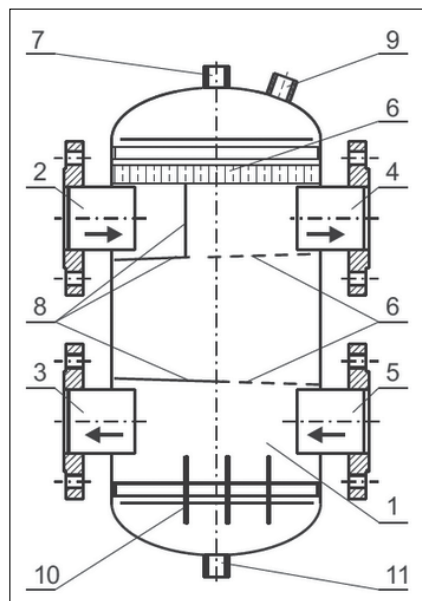
 AGREGAT ZASILANY GORĄCĄ WODĄ WFC-MB100		Model	WFC-MB100
Woda lodowa	Wydajność chłodnicza	kW	227,0
	Temperatury	Wlot °C	11,4
		Wylot °C	7,0
	Spadek ciśnienia	kPa	69,0
	Maksymalne ciśnienie pracy	kPa	78,5
Woda chłodząca	Przepływ	m ³ /h	44,0
	Zakres przepływu	%	80 - 120
	Pojemność wodna	l	170
	Wyrzut ciepła	kW	523,0
	Temperatury	Wlot °C	25,0
Czynnik grzewczy		Wylot °C	28,2
	Spadek ciśnienia	kPa	80,3
	Współczynnik zabrudzenia	m ² h ^{0,5} K/W	0,086
	Maksymalne ciśnienie pracy	kPa	78,5
	Przepływ	m ³ /h	140,0
Czynnik grzewczy	Zakres przepływu	%	100 - 120
	Pojemność wodna	l	640
	Wydajność ciepła	kW	469
	Temperatury	Wlot °C	65,0
		Wylot °C	54,7
Zasilanie		Zakres °C	Min. 65 - Max. 95
	Spadek ciśnienia	kPa	123,0
	Maksymalne ciśnienie pracy	kPa	78,5
	Przepływ	m ³ /h	24,8
	Zakres przepływu	%	50 - 120
Sterowanie	Pojemność wodna	l	383
	Zasilanie	400 V / 3 Ph + N + Pe / 50 Hz	
	Pobór	W	1370
	Napięcie	V	230
	Chłodzenie	A	ON - OFF lub proporcjonalne
Wymiary	Szerokość	mm	2 032
	Długość	mm	3 736
	Wysokość	mm	2 480
	Waga	kg	6 220
	Transportowa waga	kg	7 420
Akustyka	Wzrost	mm	57
	Ciepłota akustyczna z 1m	dB(A)	100
	Woda lodowa	DN (mm)	100
	Woda chłodząca	DN (mm)	150
	Przyłącza	DN (mm)	80
Komunikacja	Czynnik grzewczy	MODBUS RTU / RS485	
	Obudowa	Obudowa odporna na warunki atmosferyczne, odpowiednia do zastosowań wewnętrznych i zewnętrznych, składająca się z paneli zewnętrznych z blachy stalowej malowanej na kolor srebrny, metalik, ocynkowana ognioowo.	

Rys. 2.

Karta doborowa agregatu absorpcyjnego zasilanego gorącą wodą o temperaturze 65°C [5]

Fig. 2. Selection an absorption unit powered by hot water at a temperature of 65°C [5]

	
Parametry doborowe	
Model	MCT 4243+C+WA CW
Temperatura powietrza mierzona termometrem suchym [°C]	26,6
Wilgotność względna [%]	68,0
Temperatura powietrza mierzona termometrem wilgotnym [°C]	22,2
Wysokość nad poziomem morza [m]	123
Moc chłodnicza [kW]	517,8
Schłodzenie wody w chłodni wentylatorowej [°C]	3,2
Ciepłota otoczenia [mbar]	999
Obciążenie hydrauliczne (gęstość zraszania) [m ³ /h/m ²]	14,57
Strumień odparowującej wody [m ³ /h]	0,8
Obieg wody chłodni wentylatorowej	
Opis	wlot wylot
Strumień objętości [m ³ /h]	140,08 133,33
Strumień masowy [kg/s]	38,72 38,51
Temperatura wody [°C]	27,4 24,2
Obieg powietrza wentylatorowej chłodni wody	
Opis	Wlot Wylot
Temperatura termometru wilgotnego [°C]	22,2 26,1
Temperatura termometru suchego [°C]	26,6 26,1
Wilgotność względna [%]	68,24 100%
Wentylatory	3
Funkcja	łłoczące
Częstotliwość prądu [Hz]	50
Moc znamionowa silnika [kW]	6,34
Ilość biegunów	8
Nominalna prędkość obrotowa [rpm]	750
Prąd pracy pojedynczego wentylatora przy pełnym obciążeniu [A]	9,8
Całkowita moc nominalna zespołu wentylatorów [kW]	19,02
Poziom mocy akustycznej	
Akcesoria redukujące hałas	C+WA
Poziom mocy akustycznej według ISO3744 [dB(A)]	80,5
Poziom mocy akustycznej według ATC 128 [dB(A)]	76,5
Ciepłota akustyczna według ISO3744 z odległości 15m [dB(A)]	44,5
Ciepłota akustyczna według ATC 128 z odległości 15m [dB(A)]	44,5



Rys. 4.

Sprzęgło hydrauliczne do zastosowań chłodniczych z funkcją akumulacji. Cylindryczny zbiornik stalowy (1), króćce, wlotowy (2) wylotowy (3) do podłączenia obiegu źródła mocy chłodniczej, wylotowy (4) i wlotowy (5) obsługujące obieg chłodniczy, zespół perforowanych przegród (6) zapobiegających bezpośredniemu przepływowi wody z wytwornicy do instalacji chłodniczej, odpowietrzenie (7). Przegrody (8) mają za zadanie ukierunkowanie przepływu czynnika w zbiorniku. W dolnej części zbiornika zamontowano przegrody (10) wspomagające proces odmulniania. Króciec (11) służy do podłączenia zaworu spustowego. [8]

Fig. 4. Hydraulic clutch for refrigeration applications with accumulation function Cylindrical steel tank (1), nozzles, inlet (2) outlet (3) for connecting the cooling power source circuit, outlet (4) and inlet (5) for servicing the refrigeration circuit, a set of perforated partitions (6) preventing direct water flow from the generator to the refrigeration system, venting (7). The partitions (8) are designed to direct the flow of the medium in the tank. The partitions (10) are mounted in the lower part of the tank to support the purge process. The nozzle (11) is used to connect the drain valve. [8]

Na rysunku 5 przedstawiono propozycję rozwiązania węzła dwufunkcyjnego c.o. i c.w., który w okresie letnim jest w stanie obsłużyć absorpcyjne urządzenie chłodnicze. Przy projektowaniu należy zwrócić szczególną uwagę na kilka niuansów związanych z samą pracą urządzenia absorpcyjnego w celu uniknięcia awaryjnych stanów pracy.

Po stronie parownika, podobnie jak w przypadku sprężarkowych urządzeń chłodniczych, sugerowane jest zaprojektowanie sprzęgła hydraulicznego z funkcją akumulacji w celu zapewnienia stabilnych

warunków pracy urządzenia i rozdzielania hydraulicznego obiegu odbiorników od obiegu źródła mocy chłodniczej (rys.4). Pompa wody w obiegu parownik – sprzęgło hydrauliczne nie musi być zaopatrzona w falownik, ponieważ w tej części instalacji powinien być realizowany system stało przepływowy. Regulacja wydajności instalacji chłodniczej powinna odbywać się w obiegu sprzęgło – klimakonwektory, gdzie system może być zaprojektowany jako zmiennoprzepływowy i możliwa jest prosta regulacja ilościowa poprzez zastosowanie zaworów dwudrogowych

niższy poziom hałasu niż w przypadku wentylatorowych chłodnic cieczy lub skraplaczy chłodzonych powietrzem. W przedstawionym przypadku ciśnienie akustyczne z odległości 15 m wynosi jedynie 44,5 db.

Rys. 5
Schemat trójfunkcyjnego węzła ciepłego c.o., c.w., AC
Fig. 5. Schema of a three-function HVAC unit

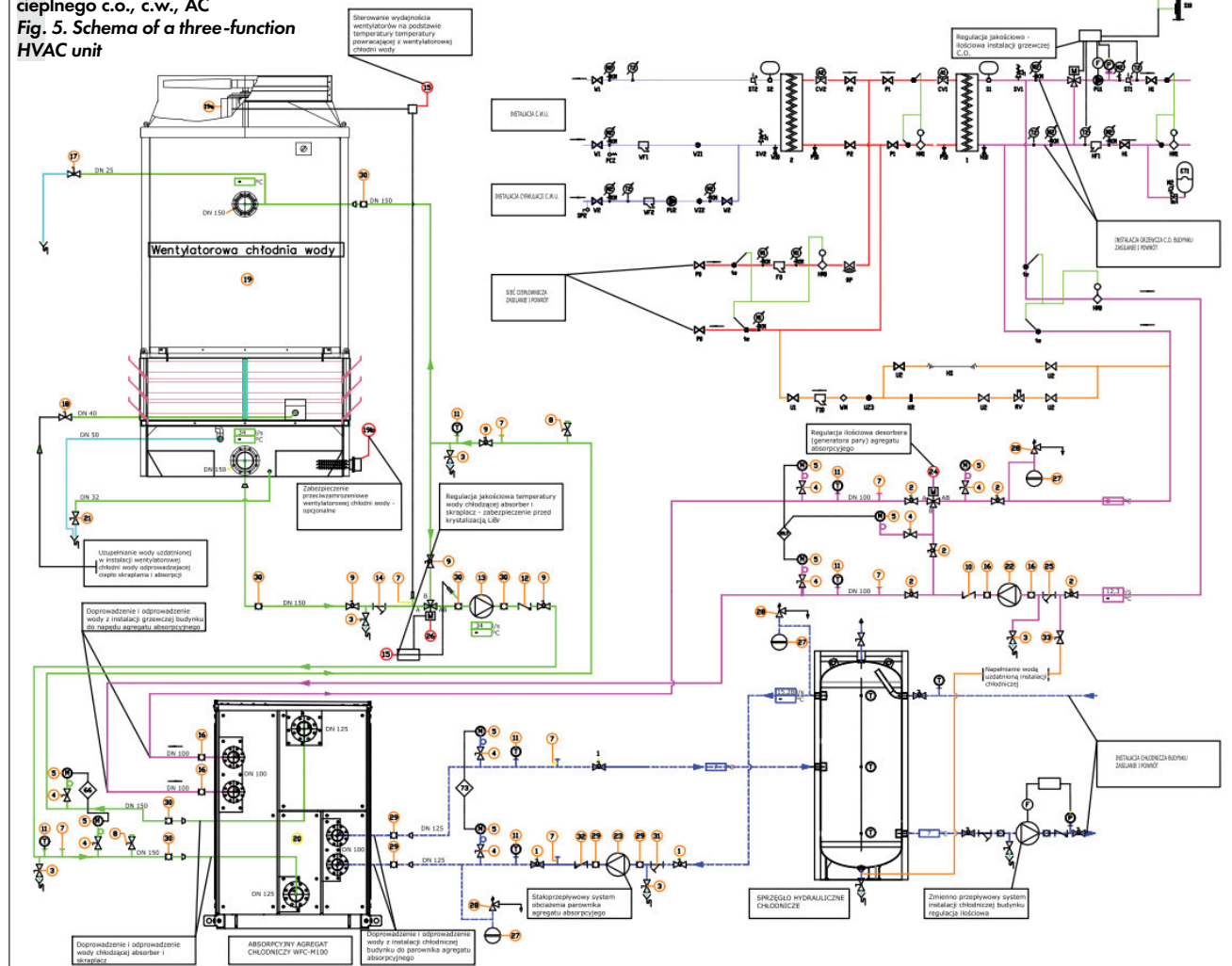


Tabela 1. Wymagane parametry wody stosowanej jako medium grzewcze i chłodnicze w instalacjach c.o. oraz AC [9]**Table 1. Requirements for water used as a cooling and heating medium in HVAC installations [9]**

	Wielkość	Woda obiegu ziębienia AC	Gorąca woda zasilająca	Woda chłodząca skraplacz	Woda uzdatniona na potrzeby chłodni wentylatorowej
Standard	pH (w 77°F = 25°C)	6,8- 8,0	7,0 – 8,0	6,5- 8,2	6,8- 8,0
	Przewodność ($\mu\text{S}/\text{cm}$ w 77°F = 25°C)	400	300	800	300
	Stężenie jonów Cl (Cl^- ppm)	50	30	200	50
	Stężenie jonów siarczanów (SO_4^{2-} ppm)	50	30	200	50
	Stężenie M-alkanów (CaCO_3 ppm)	50	50	100	50
	Twardość całkowita (CaCO_3 ppm)	70	70	200*	70
	twardość wapniowa (CaCO_3 ppm)	50	50	150	50
odnośnik	Stężenie krzemionki wapniowej (SiO_2 ppm)	30	30	50	30
	Całkowite stężenie żelaza (Fe ppm)	1,0	1,0	1,0	0,3
	Całkowite stężenie miedzi (Cuppm)	1,0	1,0	0,3	0,1
	Stężenie jonów amonowych (NH_4^+ ppm)	1,0	0,1	1,0	0,1
	Stężenie chloru resztkowego (Cl ppm)	0,3	0,1	0,3	0,3
	wolny dwutlenek węgla (CO_2 ppm)	4,0	0,4	4,0	4,0
	wskaźnik stabilności Ryznara	-	-	6,0-7,0	-

* Całkowita twardość wody uzupełniającej nie może przekraczać 70 ppm, jeśli jedyną metodą kontroli jakości wody jest jej upuszczanie

z napędami w gałęziach zasilających wymienniki. System zmiennoprzepływowy jest realizowany analogicznie jak w przypadku instalacji grzejnikowej c.o.

Agregat absorpcyjny należy zaprojektować po stronie wtórnej węzła ciepłowniczego i doprowadzić do jego generatora pary wodę osobną pompą niż pompa medium grzewczego na potrzeby c.o. Konieczne jest przewidzenie regulacji ilościowej doprowadzanego strumienia medium grzewczego do generatora pary poprzez zastosowanie zaworu trójdrożnego rozdzielającego w gałęzi zasilającej wymiennik lub mieszającego zamontowanego w funkcji rozdzielającego w gałęzi powrotnej z generatora pary. Na (rys.5) przedstawiono drugą z możliwości. Zawór powinien być proporcjonalny, wyposażony w napęd sterowany sygnałem analogowym 4 – 20mA ze sprzężeniem zwrotnym 2-10Vdc. W przypadku utraty przepływu lub niewystarczającego przepływu na skutek awarii pompy – nie ma zagrożenia awarii po stronie agregatu absorpcyjnego.

W obiegu chłodzenia skraplacza i absorbera, których ciepło jest usuwane z systemu za pośrednictwem obiegu z wykorzystaniem wentylatorowej chłodni wody należy przewidzieć zawór trójdrożny mieszający w celu utrzymania minimalnej temperatury wody chłodzącej wymienniki. Zawór powinien być sterowany od wartości temperatury wody kierowanej do absorbera i skraplacza. Dzięki temu unika się ewentualnej krystalizacji LiBr w obiegu absorber – desorber (generator pary). W przypadku przedstawionego urządzenia ryzyko krystalizacji praktycznie nie występuje ze względu na jego specyficzną budowę [9], jednak jeśli zastosowane jest urządzenie innego producenta tego typu

regulacja i utrzymanie minimalnej temperatury wody chłodzącej mogą okazać się kluczowe w uniknięciu stanu awaryjnego.

Wszystkie wymienione pompy obsługujące wymienniki powinny być zamontowane tak, aby strumień był tłoczony na wloty do wymienników.

Wszystkie instalacje wodne wymagają odpowiednich parametrów medium. W przypadku instalacji z agregatami absorpcyjnymi sugeruje się zastosować parametry wody przedstawione w tabeli 1 [9]. Wobec powyższego oczywiste jest, że węzeł ciepłowniczy w budynku powinien być wyposażony w stację uzdatniania wody, dzięki czemu możliwe jest uniknięcie wielu sytuacji awaryjnych nie tylko samego urządzenia chłodniczego, ale całego systemu AC oraz c.o.

Kompletny węzeł c.o. c.w. wraz z przyłączem absorpcyjnego urządzenia chłodniczego i instalacji towarzyszącej przedstawia rys.5.

Instalację chłodniczą wodną AC w budynku proponuje się rozprzewadzić podpiwno, analogicznie jak instalację w przypadku instalacji c.o. Z pionów instalacji AC wodę do celów chłodzenia proponuje się doprowadzić do rozdzielaczy rozmieszczonych na poszczególnych kondygnacjach w skrzynkach zawierających liczniki ciepła, zawory regulacyjne i armaturę odcinającą, analogicznie jak w przypadku instalacji c.o. Odpowietrzenie instalacji proponuje się realizować analogicznie jak w przypadku instalacji c.o. na najwyższej kondygnacji za pomocą odpowietrzników automatycznych lub separatorów powietrza. Z rozdzielaczy dla każdego lokalu pozostaje doprowadzić instalację hydrauliczną c.o. oraz AC do poszczególnych lokali.

Rozwiązanie instalacji wentylacyjnej budynku wielorodzinnego

W wielorodzinnym budynku mieszkalnym w każdym lokalu znajdują się instalacje wywiewne, rozmieszczone w pomieszczeniach higieniczno – sanitarnych oraz kuchni, a przepływ powietrza, zgodnie z rozporządzeniem, powinien odbywać się z pokoi do pomieszczeń wyposażonych w instalację wywiewną. Wobec powyższego, jeśli poszczególne lokale są zaopatrzone jedynie w nawietrzaki, to taka instalacja nie pozwala na odzysk ciepła ze strumienia powietrza usuwanego z budynku. Jeśli z każdego lokalu zostanie odprowadzony strumień wynikający z rozporządzenia, to w efekcie strata wentylacyjna może osiągać wartości od 2,1 kW nawet do 2,8 kW w warunkach obliczeniowych w zależności od wielkości strumienia wentylacyjnego wynikającego z liczby pomieszczeń higieniczno – sanitarnych, strefy klimatycznej oraz rodzaju kuchenki zastosowanej w lokalu. Przekłada się to na znaczące zapotrzebowanie na moc grzewczą w okresie zimowym oraz chłodniczą w lecie.

Mając na uwadze poszanowanie energii, warto zastosować wentylację nawiewno – wywiewną z odzyskiem ciepła. Przewody wywiewne w budynkach są obowiązkowe do zaprojektowania i są wyprowadzone na dach, wobec czego naturalne jest, że centrala nawiewno – wywiewna będzie lokalizowana na dachu obiektu.

W budynku przyjętym do analizy w obrębie dwóch klatek wyszczególniono strumienie powietrza przedstawione w tabeli 2.

Na rys. 6 przedstawiono wyprowadzenie instalacji wentylacyjnych na dach budynku oraz nadbudówkę nad klatką schodową, gdzie z łatwością możliwe jest podwieszenie centrali nawiewno – wywiewnej z wymiennikiem krzyżowo – płytowym do odzysku ciepła. Współczesne centrale wentylacyjne nawiewno – wywiewne umożliwiają odzysk ciepła poprzez wymienniki krzyżowo płytowe około 70% [11] więc oszczędność energii z tytułu zastosowania takiej centrali jest bezsporna. Straty z tytułu wentylacji dla obu klatek budynku, dzięki systemowi odzysku ciepła przy strumieniu powietrza 8200 m³/h, są zredukowane ze 115 kW do 35 kW.

Pozostaje rozwiązać problem dostarczania powietrza zewnętrznego do poszczególnych lokali.

W analizowanym budynku dostarczenie powietrza do poszczególnych lokali

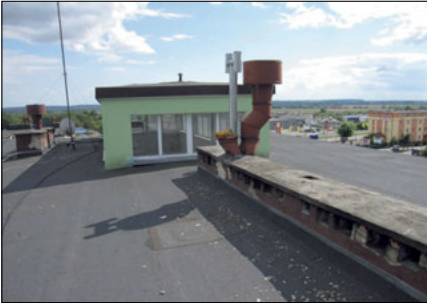
Tabela 2. Strumienie powietrza instalacji wentylacyjnej wywiewnej z pomieszczeń higieniczno – sanitarnych oraz kuchni w analizowanym budynku [10]
 Table 2. Air flow of the exhaust ventilation system from sanitary facilities and kitchens in the analyzed building [10]

Świecie ul. Prusa 3Str. 23

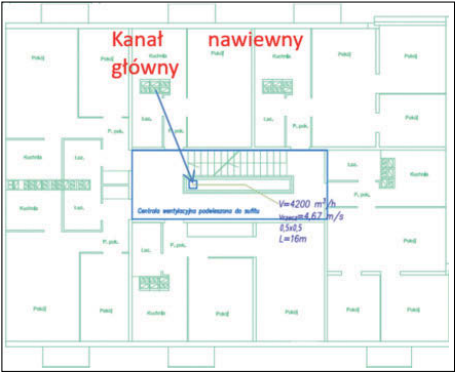
Załącznik nr. 2

Obliczenie strumienia powietrza wentylacyjnego

L.p.	Pomieszczenia	Liczba pomieszczeń	Norma [m³/h]	Strumień powietrza wentylacyjnego [m³/h]
1	Kuchnie	60	70	4200
2	Łazienki	60	50	3000
3	Odzielne WC	0	30	0
Razem mieszkania				7200
4	Piwnice		0,3 wym/godz.	349
5	Klatki schodowe		1 wym/godz.	578
Ogółem			V _{norm}	8 127



Rys. 6
 Instalacja wywiewna na dachu analizowanego budynku oraz proponowane miejsce umieszczenia centrali nawiewno – wywiewnej
 Fig. 6. Exhaust system on the roof of the analyzed building and the proposed location of the air handling unit



Rys. 7
 Instalacja nawiewna – proponowane miejsce umieszczenia przewodu wentylacyjnego głównego
 Fig. 7. Supply air installation – proposed location of the main duct



sprowadza się do wykonania przewodu nawiewnego głównego w każdej z klatek, sprowadzenie go aż do najniższej kondygnacji i dostarczenie powietrza do poszczególnych lokali na kondygnacjach za pomocą przewodów nawiewnych (rys. 7). Wprowadzenie powietrza jest realizowane przewodem nawiewnym nad drzwiami wejściowymi do każdego z lokali. Analizowano istniejący budynek, stąd skala trudności jest znacznie większa niż dla

nowo projektowanego. Takie rozwiązanie termomodernizacyjne jest zasadne i możliwe do realizacji w prawie każdym istniejącym budynku, nawet jeśli nie jest brana pod uwagę realizacja funkcji klimatyzacji, ponieważ prowadzi do oszczędności energii.

Przepustnice regulacyjne można umieścić na klatce schodowej w miejscu dostępnym dla serwisu co upraszcza eksploatację oraz regulację hydrauliczną.

Rozwiązanie instalacji HVAC w lokalach budynku wielorodzinnego

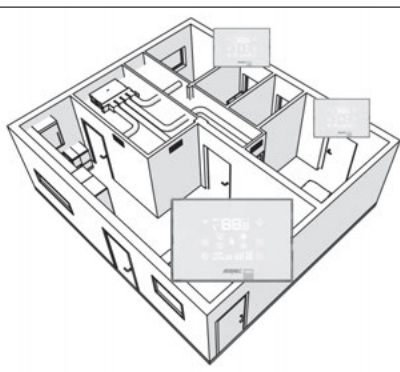
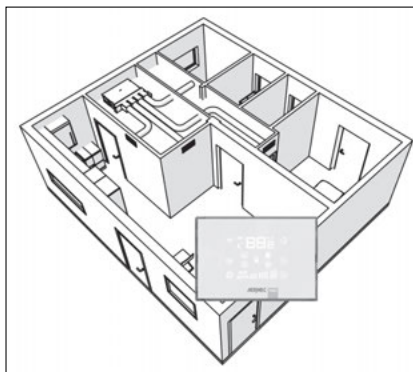
Kolejnym etapem jest rozwiązanie instalacji HVAC w obrębie lokalu mieszkalnego. Mając na uwadze komfort użytkowników lokali, jak również estetykę wykonania lokali, proponuje się zastosowanie kanałowego klimakonwektora w wersji czterorurowej, który byłby umieszczony w przedpokoju lokalu. Wymiennik zostałby uzbrojony w puszkę rozprężną na ssaniu pełniącą również rolę tłumika, do której byłyby doprowadzone przewody wywiewne z pomieszczeń oraz przewód zapewniający strumień zewnętrznego powietrza doprowadzanego z centrali nawiewno wywiewnej. Na rys.7 przedstawiono przykładowy klimakonwektor w wersji kanałowej oraz rysunek puszki rozprężnej.

Po stronie tłocznej klimakonwektor również należy uzbroić w puszkę rozprężną, pełniącą jednocześnie rolę tłumika zaopatrzoną w króćce dla poszczególnych przewodów nawiewnych. Klimakonwektor w wersji czterorurowej zawiera nagrzewnicę oraz chłodnicę powietrza, wobec czego cały system grzewczy w lokalu poza grzejnikiem łazienkowym zostałby zaprojektowany jako ogrzewanie powietrzne. Oba wymienniki ciepła proponuje się zaopatrzyć w zawory dwudrogowe z napędami termostatycznymi, wobec czego systemy wodne c.o. oraz AC będą zmiennoprzepływowe, a regulacja wydajności będzie sprowadzała się do regulacji ilościowej podobnie jak w instalacjach grzejnikowych c.o..

Pozostaje do rozwiązania system dystrybucji powietrza obrobionego cieplnie przez wentylokonwektor do nawiewników rozmieszczonych w pokojach lokalu. Najbardziej efektywne jest doprowadzenie powietrza nawiewanego izolowanymi przewodami do puszek rozprężnych nawiewników szczelinowych umieszczonych nad oknami. Dzięki temu strumień powietrza nawiewanego skutecznie obejmie swoim oddziaływaniem całe wentylowane pomieszczenie. Ze względu na wielkość strumienia, którego zadaniem jest asymilować zyski ciepła w okresie letnim i dostarczać ciepłe powietrze w okresie zimowym, konieczne jest zapewnienie odpowiedniej przestrzeni dla przewodów doprowadzających powietrze do nawiewników. Wy-musza to realizację systemu sufitu podwieszanego i zapewnienie około 250 mm przestrzeni nad nim, aby możliwa była realizacja takiego systemu grzewczego. Dodatkowo do puszki rozprężnej na tłoczeniu klimakonwektora należy doprowadzić powietrze zewnętrzne z przewodu indywidualnego dla lokalu umieszczonego nad drzwiami wejściowymi. Dzięki temu nawet



Rys. 8
Klimakonwektor kanałowy wraz z zainstalowaną puszką rozprężną na stronie tłocznej [12, 13, 14]
Fig. 8. Duct fan coil with installed plenum box on the pressure side [12, 13, 14]



Rys. 9
System dystrybucji powietrza i kontroli temperatury z jednym punktem referencyjnym i z kontrolą temperatury w każdym pomieszczeniu [13]
Fig. 9. Air distribution and temperature control system with a single reference point and temperature control in each room [13]

jeśli klimakonwektor wyłączy się to nie pozabawi to lokalu świeżego powietrza.

W samych pomieszczeniach można zrealizować instalację wywiewną wywiewnikami szczelinowymi ściennymi do przestrzeni nad sufitem podwieszonym w korytarzu prowadzącym do przedpokoju, którędy przewodem wywiewnym powietrze zostałoby doprowadzone do puszek rozprężnych na stronę ssawną klimakonwektora. Możliwe są dwa systemy służące do sterowania wydajnością klimakonwektora. Bardziej zaawansowany jest system wykorzystujący przepustnice sterowane napędami dzięki czemu możliwe jest różnicowanie temperatur w pomieszczeniach, ale również pozwala na bardziej racjonalne gospodarowanie ciepłem i mocą chłodniczą [13]. Jest on jednak bardziej skomplikowany i kosztowny.

Analiza kosztów eksploatacji instalacji HVAC z wykorzystaniem sprężarkowego i absorpcyjnego agregatu chłodniczego

Aby przedstawiona koncepcja realizacji była kompletna konieczne jest przeprowadzenie analizy kosztów eksploatacji. Analiza wpływu na sprawność elektrociepłowni instalacji HVAC w budynkach została przedstawiona w artykule [15], z którego wynika, że tego typu rozwiązania są korzystne ponieważ podnoszą sprawność ogólną elektrociepłowni dzięki zagospodarowaniu ciepła odpadowego powstającego przy produkcji energii elektrycznej. Kierując się logiką, rozwiązanie instalacji

HVAC z wykorzystaniem agregatu absorpcyjnego powinno być tańsze w eksploatacji, nie mniej konieczna jest analiza, aby uczestnicy procesu budowlanego mogli rozpatrywać takie rozwiązania.

Do analizy przyjęto, że zapotrzebowanie na moc chłodniczą dla budynku wynosi 230 kW. Skonfrontowano dwa systemy, jeden z wykorzystaniem agregatu absorpcyjnego, którego karta doborowa została przedstawiona na rys. 2 oraz nowoczesny sprężarkowy agregat chłodniczy o równoważnej mocy wykorzystujący R290 jako czynnik chłodniczy, którego kartę doborową przedstawiono na rys. 10.

Aby zrealizować efekt chłodzenia w przypadku agregatu sprężarkowego konieczne jest dostarczenie 82 kW energii elektrycznej. Z kolei do napędu agregatu absorpcyjnego konieczne jest dostarczenie 19 kW energii elektrycznej do napędu wentylatorów wentylatorowej chłodni wody rozpraszającej ciepło skraplania i absorpcji w otoczeniu, około 4 kW energii elektrycznej do napędu pompy wody chłodzącej oraz 469 kW ciepła do napędu agregatu.

Cool

PPH COOL
ul. Lipowa 10
05-123 Chotomów

Tel.: +48 22 772 28 04
Fax: +48 22 772 65 02
e-mail: cool@cool.pl

Numer projektu:	
Nazwa klienta:	
Adres:	Ulica
Osoba kontaktowa:	
Data:	07.04.2025

AQUACOOL

Model: VCGN 290HT H-Z2P-AB

Wydajności	
Wydajność chłodnicza	238,1 kW
Współczynnik EER	2,91
Współczynnik SEPR	5,81
Wydajność chłodnicza żądana	230,0 kW
Temperatura otoczenia	35,0 °C
Temperatura medium na wylocie	2,0 °C
Różnica temp. wlot/wylot	5,0 K
Przepływ medium	46,2 m ³ /h
Spadek ciśnienia medium	23,4 kPa
Rodzaj medium	Glikol etylenowy
Stężenie medium	35 %
Wymiary	
Wysokość	2610 mm
Szerokość	2280 mm
Długość	5000 mm
Masa	3591 kg
Średnica przyłącza medium (PN16)	100 mm

Dane techniczne	Poziom hałasu
Wentylatory	Ciśnienie akustyczne [dBA]
Liczba wentylatorów	8
Przepływ powietrza	84752 m ³ /h
Moc pojedynczego wentylatora	450 W
Zasilanie	400/3/50 V/f/Hz
Sprężarki	Odległość [m]
Liczba sprężarek	4
Typ	Tłokowa
Liczba obiegów czynnika	4
Napełnienie czynnikiem	22,0 kg
Rodzaj czynnika	R290
Zasilanie	400/3/50 V/f/Hz
Dane elektryczne	
Całkowity pobór mocy	81,9 kW
Nominalny pobór prądu	146,6 A
Maksymalny pobór prądu	197,0 A
Zasilanie	400/3/50 V/f/Hz

Rys. 10
Karta doborowa sprężarkowego agregatu chłodniczego (chillera) [16]
Fig. 10. Air cooled water chiller selection card [16]

Założony czas eksploatacji instalacji HVAC w ciągu roku to 2 500 godzin. Dla wspólnot mieszkaniowych energia elektryczna do obsługi części wspólnych budynku jest naliczana na taryfie z grupy C, przy czym dla przyłączy < 40 kW możliwy jest wybór taryfy C11. W przypadku, gdy wymagane jest przyłącze > 40 kW opłata za energię naliczana jest według taryfy C21.

Według taryfy C21 operatora Tauron w warunkach miasta Wrocławia [17] cena za energię elektryczną wraz z kosztami dystrybucji, przy założeniu, że zużycie energii wyniesie rocznie 205 000 kWh dla instalacji z użyciem agregatu sprężarkowego, łączny koszt wyniesie 168 577 zł netto.

Z kolei do napędu systemu HVAC wymagana moc elektryczna ogranicza się do 23 kW i przy obowiązującej taryfie C11 dla takiej samej liczby godzin eksploatacji, zużycie roczne wyniesie 57 500 kWh, co przekłada się na koszt roczny 51 152 zł netto.

Cena (chłodu sieciowego) dostarczanego bezpośrednio z instalacji wytwórczej chłodu według taryfy 31CH [18] wynosi 105,80 zł/GJ netto. Jeśli założy się podobną cenę wytwarzania mocy chłodniczej dla opisywanego przypadku przy rocznej pracy instalacji 2 500 godzin i mocy agregatu 230 kW, to w efekcie koszt eksploatacji będzie wynosił 575 000 kWh/rok = 2 070 GJ/rok, co przekłada się na 219 006 zł rocznie. Jeśli do tego doda się koszt energii elektrycznej koniecznej do zaopatrzenia wentylatorowej chłodni wody, to roczny koszt eksploatacji takiego systemu wyniesie 270 158 zł netto.

Z porównania jasno wynika, że konfrontacja kosztów eksploatacji instalacji HVAC wypada zdecydowanie na korzyść instalacji z wykorzystaniem agregatu sprężarkowego. Różnica w kosztach uzyskania tego samego efektu wynosi 101 581 zł netto/rok na korzyść HVAC z wykorzystaniem agregatu sprężarkowego.

Zdecydowanie niższe koszty eksploatacyjne zostaną wygenerowane przez instalację HVAC zasilaną energią elektryczną zamiast ciepłem sieciowym. Jest to wniosek, który daje odpowiedź dlaczego w Polsce nie ma instalacji HVAC z wykorzystaniem agregatów absorpcyjnych zasilanych ciepłem sieciowym. Ten wniosek jest trudny do zaakceptowania, ponieważ prowadzi do kolejnego – przy tak określonej cenie jak w taryfie 31CH [18] bardziej opłaca się wytwarzać energię elektryczną w kondensacji, czyli rozpraszając ciepło odpadowe powstające przy produkcji energii elektrycznej w powietrzu lub ciekach wodnych, niż wykorzystywać je w sposób użyteczny zwiększając sprawność ogólną elektrociepłowni.

Dochodzi więc do paradoksu, ponieważ wzrost potrzeb na HVAC będzie generował wzrost zapotrzebowania na energię elektryczną do napędu urządzeń sprężarkowych, co wpłynie na niższą sprawność ogólną elektrociepłowni i idąc dalej tym tokiem rozumowania przełoży się to na wzrost zużycia paliw kopalnych i emisji, o których mowa w artykule [15].

Od strony technicznej patrząc na zagadnienie rozwiązaniem byłoby zwiększenie współczynnika efektywności urządzeń absorpcyjnych przy tak niskich temperaturach zasilania sieci ciepłowniczej w warunkach letnich. Obserwując rozwój technologii urządzeń absorpcyjnych widać wzrost efektywności, który został przedstawiony w artykule [15], jednak rozwój tej technologii, mimo znacznego postępu, nie daje nadziei, że przy temperaturach zasilania +65°C współczynnik efektywności COP wzrośnie na tyle, aby koszty eksploatacji urządzeń absorpcyjnych i sprężarkowych w warunkach Polski były porównywalne.

Podsumowanie

Możliwości rozwiązania problemu opisanego w tym artykule można poszukiwać po stronie konstrukcji taryfy za ciepło wykorzystywane na potrzeby napędu z wykorzystaniem agregatów absorpcyjnych. Skłania to również do refleksji dlaczego w innych krajach rozwiązania instalacji HVAC zasilanych ciepłem systemowym są opłacalne [19,20,21], a w przedstawionej wyżej analizie wypadają one tak niekorzystnie w warunkach polskich. Odpowiedzi na wskazane problemy można znaleźć w taryfach za energię elektryczną i ciepło systemowe. Obecnie cena energii elektrycznej dla odbiorców indywidualnych i wspólnot mieszkaniowych jest zamrożona i wynosi 0,50 zł/kWh. Jedynie koszty dystrybucji nie są regulowane. Cena za ciepło sieciowe natomiast, zarówno dla odbiorców indywidualnych i wspólnot mieszkaniowych, nie jest zamrożona co sprawia, że koszty eksploatacji instalacji HVAC z zastosowaniem sprężarkowych urządzeń chłodniczych są zdecydowanie niższe. Wobec powyższego nie można w obecnych warunkach rzetelnie przedstawić kosztów eksploatacji. Po uwolnieniu ceny energii elektrycznej proporcja kosztów eksploatacji instalacji HVAC z udziałem absorpcyjnych i sprężarkowych agregatów chłodniczych ulegnie zmianie. W świetle powyższego konieczne będzie przeprowadzenie porównawczej analizy finansowej bazując na obowiązujących cenach za energię elektryczną i ciepło.

Z kolei wytwórcy energii elektrycznej i ciepła systemowego powinni zastanowić

się nad wysokością opłaty za ciepło systemowe, które byłoby wykorzystywane do napędu chłodniczych urządzeń absorpcyjnych na cele HVAC. Obniżenie ceny w porównaniu do zaprezentowanej w taryfie 31CH może być zachętą do realizacji systemów HVAC z udziałem urządzeń absorpcyjnych. Rozwój tych systemów wpłynie korzystnie na sprawność ogólną elektrociepłowni, co zostało przedstawione w artykule [15].

LITERATURA:

- [1] N. Kraus-Kowalczyk – To był rok! Tak zawirował polski rynek mieszkaniowy w 2024 r. *Business Insider* 12/2024
- [2] ROZPORZĄDZENIE MINISTRA INFRASTRUKTURY z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie.
- [3] PN-EN 378-1+A2:2012 – Instalacje ziemnicze i pompy ciepła – Wymagania dotyczące bezpieczeństwa i ochrony środowiska Części 1,2,3,4
- [4] Veolia Energia Warszawa S.A. WYTYCZNE PROJEKTOWANIA I BUDOWY WĘZŁÓW CIEPLNYCH – Wersja: 01-2021. Data publikacji: 01.2021.
- [5] Karta doborowa agregatu absorpcyjnego MB100 – Yazaki, www.maya-airconditioning.com
- [6] MITA Selection cooler evaluation result MCT 4243+C+WA CW – Karta doborowa wentylatorowej chłodni wody 04/2025.
- [7] MITA Cooling Technologies S.r.l. MCT 4243+C+WA CW – Drawing nr. MCT 4240 EC.R01 SILENZIAT 19.04.2024
- [8] Przedsiębiorstwo Produkcyjno – Usługowe Termen S.A. – INSTRUKCJA EKSPLOATACJI SPRZĘGŁO HYDRAULICZNE SPP-G 40-150/150-450/06/80
- [9] Yazaki Energy System Corporation, Hamamatsu Factory – Hot Water Fired Single Effect Absorption Chiller Operating Instructions WFC – M100, Version 1.0
- [10] Audyt Prusa Świecie
- [11] <https://www.pro-vent.pl/rekuperatory/mistral/>
- [12] Aermec S.p.A. – Fan coil unit for ducted installations FCZL-P_Y_UN50_12
- [13] Aermec S.p.A. – Plenum with motor – driven dampers MZC_Y_UN50_06
- [14] Aermec S.p.A. – User and installation manual AVMEF19U 2411 – 5779300_07
- [15] S. Reszewski – Trigeneracja rozproszona w warunkach wrocławskich, Instal 4/2025, DOI 10.36119/15.2025.4.2
- [16] Cool – karta doborowa agregatu VCGN 290HT H-Z2P-AB, 4/2025
- [17] Taryfa TAURON Dystrybucja na 2025 rok
- [18] PGNiG Termika Energetyka Rozproszona – Zmiana taryfy dla ciepła Biuletyn Branżowy URE – Ciepło nr 291 (3050) z dnia 20.08.2024
- [19] P. Colaiemma – Trigeneration using Absorption Chiller Technology, Maya S.p.A, Milan 08/2017
- [20] Maya S.p.a. Agregaty absorpcyjne zasilane gorącą wodą, materiały techniczne
- [21] G. Eggen, D. Bell, J.Hagen, A. Ulme – District Heat Driven Absorption Cooling Of District Cooling Plants In Trondheim, Norway 10th Heat Pump Conference 2011, 16 – 19 May 20