



AGH

AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA IM. STANISŁAWA STASZICA W KRAKOWIE

DZIEDZINA NAUK INŻYNIERYJNO-TECHNICZNYCH

DYSCYPLINA AUTOMATYKA, ELEKTRONIKA, ELEKTROTECHNIKA I
TECHNOLOGIE KOSMICZNE

ROZPRAWA DOKTORSKA

Zwiększenie efektywności systemu chłodzenia serwerowni w klimacie przejściowym z wykorzystaniem układów sterowania i analizy danych

Autor: Mateusz Borkowski

Promotor rozprawy: dr hab. inż. Adam Krzysztof Piłat, prof. u.

Praca wykonana: Wydział Elektrotechniki, Automatyki, Informatyki i Inżynierii
Biomedycznej

Kraków, 2023



AGH

AGH UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

FIELD OF SCIENCE ENGINEERING AND TECHNOLOGY

SCIENTIFIC DISCIPLINE AUTOMATION, ELECTRONICS, ELECTRICAL
ENGINEERING AND SPACE TECHNOLOGIES

DOCTORAL THESIS

Increasing the efficiency of the data center cooling system in
a transitional climate using control systems and data analysis

Author: Mateusz Borkowski

Supervisor: Adam Krzysztof Piłat, Ph.D., D.Sc.

Completed in: Faculty of Electrical Engineering, Automatics, Computer Science and
Biomedical Engineering

Kraków, 2023

Serdecznie dziękuję mojemu promotorowi dr hab. inż. Adamowi Piłatowi za nieocenioną i czasochłonną pomoc na każdym etapie pracy nad doktoratem, Wiesławowi Wilkowi i Marcinowi Gwoździowi - prezesom firmy POLCOM za zgodę na realizację doktoratu wdrożeniowego i umożliwienie łączenia obowiązków zawodowych z pracą naukową, mojemu przełożonemu Andrzejowi Bocheńskiemu za wsparcie, wyrozumiałość i umożliwienie wygospodarowania odpowiedniej ilości czasu na badania naukowe, Zbigniewowi Śliwie i innym moim współpracownikom za przejęcie części moich obowiązków zawodowych dzięki czemu miałem możliwość w jeszcze większym stopniu skoncentrować się na pracy w ramach doktoratu, mojej Żonie Izabeli za ciągłe wsparcie i motywację przez wszystkie lata studiów doktorskich.

Preambuła

Badania te są wynikiem programu doktoratu wdrożeniowego, finansowanego przez polskie Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego (MNiSW), numer projektu 0014/DW/2018/02, i przeprowadzonego we współpracy z POLCOM sp. z o.o. i Akademią Górniczo-Hutniczą, Wydział Elektrotechniki, Automatyki, Informatyki i Inżynierii Biomedycznej.

Streszczenie

Wraz z ciągłym rozwojem i popularyzacją elektroniki i technologii informatycznych, rośnie również zapotrzebowanie na ośrodki zapewniające dostęp do mocy obliczeniowej oraz przestrzeni dyskowej. Te ośrodki to serwerownie, które do poprawnej pracy wymagają ciągłego chłodzenia przestrzeni zawierających sprzęt komputerowy i techniczny. Muszą więc posiadać niezawodny, redundantny system chłodzenia. Przykładem takiej serwerowni jest obiekt POLCOM w Skawinie pod Krakowem.

Serwerownie zużywają znaczne ilości energii elektrycznej. Duży udział (około 40%) w tym zużyciu mają systemy chłodnicze. Zwiększenie ich efektywności przyczyni się więc do zauważalnego ograniczenia zużycia energii elektrycznej. Tematem rozprawy jest opracowanie i wdrożenie modernizacji sprzętowo-programowej systemu chłodzenia w serwerowni POLCOM, której celem jest zwiększenie efektywności systemu.

Z uwagi na specyfikę wymagającego środowiska produkcyjnego (praca systemów w reżimie 24 godziny na dobę oraz konieczność ścisłego utrzymywania parametrów pracy), przeprowadzenie badań na pracującym systemie było bardzo utrudnione. Z tego powodu, jako bazę informacji do opracowania modernizacji systemu chłodniczego wybrano historyczne dane procesowe, które podano analizie. Na jej podstawie określono zakres i planowany efekt modernizacji.

Na podstawie analizy danych historycznych stwierdzono, że największy wpływ na średnioroczną efektywność systemu chłodzenia ma wydłużenie czasu pracy w energooszczędnym trybie swobodnego chłodzenia (ang. Freecooling). Pierwotnie, system chłodniczy serwerowni POLCOM nie pozwalał na wybór trybu pracy przez system zarządzający, co skutkowało brakiem wpływu na czas pracy w trybie Freecooling, gdyż decydowały o tym urządzenia chłodnicze, na podstawie wewnętrznych, fabrycznych algorytmów sterowania. Nie zawsze jednak były one pozytywnie oceniane.

Podjęto więc decyzję o zaprojektowaniu takiego systemu chłodniczego, dla którego moment przełączenia trybu pracy będzie mógł być sterowany przez system zarządzający. W tym celu, zrezygnowano z zewnętrznych agregatów chłodniczych z wbudowanymi wymiennikami ciepła, na rzecz agregatów wewnętrznych połączonych z zewnętrznymi wymiennikami ciepła. Ta zmiana (rozdzielnie funkcjonalności), w połączeniu z wyposażeniem systemu chłodniczego w odpowiednie czujniki i elementy wykonawcze pozwoliła na realizację założeń. Powstał system chłodniczy o zdecentralizowanych podzespołach, których współpracę kontrolował autorski nadrzędny algorytm sterowania.

Dzięki uzyskaniu możliwości wpływu na punkt przełączania trybu pracy systemu oraz zastosowaniu odpowiednio wydajnych wymienników zewnętrznych, możliwe było zwiększenie czasu pracy w trybie energooszczędnym.

Osobny rozdział poświęcono identyfikacji pracy wymiennika zewnętrznego. Określono obszary, w których jakość regulacji temperatury wyjściowej cieczy była niewystarczająca. Problem rozwiązano poprzez zastąpienie standardowego (dla tego typu urządzeń) regulatora typu PID, opracowanym autorskim regulatorem hybrydowym. Regulator hybrydowy zbudowano w oparciu o zidentyfikowaną nieliniową charakterystykę wydajności wymiennika, regulator rozmyty oraz człon korygujący błąd regulacji.

Przeprowadzono analizę porównawczą systemu z przed i po modernizacji, omówiono wzrost współczynnika efektywności systemu chłodzenia, zdefiniowano i porównano wskaźniki jakości sterowania. Finałnie dokonano analizy ekonomicznej przeprowadzonych prac modernizacyjnych, określono czas zwrotu inwestycji oraz redukcję emisji gazów cieplarnianych. W rezultacie podjętych prac badawczo-rozwojowych i modernizacyjnych, uzyskano skrócenie o 7 miesięcy czasu zwrotu inwestycji, wzrost współczynnika COP o 182%, redukcję CO₂ o 674 ton CO₂ rocznie i oszczędności w zużyciu energii elektrycznej wynoszące 1011,4 MWh.

Słowa kluczowe: serwerownia, system chłodniczy, chłodzenie swobodne, regulator rozmyty, dane eksperymentalne, efektywność

Abstract

With the continuous development and popularization of electronics and information technology, there is also a growing need for centers that provide access to computing power and disk space. These centers are Data Centers, which require continuous cooling of spaces containing computer and technical equipment in order to work properly. They must therefore have a reliable, redundant cooling system. An example of such a Data Center is the POLCOM facility in Skawina near Krakow.

Data Centers consume significant amounts of electricity. Cooling systems account for a large share (about 40 percent) of this consumption. Increasing their efficiency will therefore contribute to a noticeable reduction in electricity consumption. The subject of the dissertation is the development and implementation of a hardware and software upgrade of the cooling system in POLCOM's Data Center, aimed at increasing the efficiency of the system.

Due to the nature of the demanding production environment (operation of systems in a 24-hour regime and the need to strictly maintain operating parameters), it was very difficult to conduct tests on the working system. For this reason, historical process data was determined as the information base for the development of the refrigeration system upgrade, which was given to the analysis. Based on it, the scope and planned effect of the upgrade were determined.

Based on the analysis of historical data, it was found that the greatest impact on the average annual efficiency of the cooling system is the extension of the operating time in the energy-efficient Freecooling mode. Originally, the cooling system of the POLCOM Data Center did not allow the management system to select the mode of operation, resulting in a lack of influence on the operating time in Freecooling mode. The refrigeration equipment, based on internal factory algorithms, decided this choice. However, these decisions were not always evaluated positively.

So the decision was made to design a refrigeration system for which the timing of the mode switch could be controlled by the management system. To this end, external chillers with built-in heat exchangers were abandoned in favor of indoor chillers connected to external heat exchangers. This change (separating functionality), combined with equipping the refrigeration system with the appropriate sensors and actuators, made it possible to realize the objectives. The result was a refrigeration system with decentralized components, the cooperation of which was controlled by a proprietary master control algorithm. By acquiring the ability to influence the switching point of the system's operating mode and using suitably efficient external exchangers, it was possible to increase the operating time in energy-saving mode.

A separate chapter was devoted to the operation of the external heat exchanger. The regions with insufficient control quality were identified. The nonlinear characteristics of the heat-exchanger was identified. The

embbded standard PID-type controller was replaced witha custom hybrid controller developed. The hybrid controller was designed on the basis of the non-linear exchanger performance characteristics, structure of two fuzzy controllers (for the freecooling and compressor modes) and a control error correction component.

A comparative analysis of the system before and after modernisation was carried out, the increase in the cooling system efficiency ratio was discussed, and control quality indicators were defined and compared. Finally, an economic analysis of the modernisation work carried out was carried out, and the payback time of the investment and the reduction in greenhouse gas emissions were determined. As a result of the R&D and retrofit work undertaken, a reduction of 7 months in payback time, an increase in COP of 182%, a reduction in CO₂ of 674 tonnes CO₂ per year and savings in electricity consumption of 1011.4 MWh were achieved.

Keywords: Data Center, cooling system, freecooling, fuzzy controller, experimental data, efficiency

Spis treści

Spis rysunków	xvii
Lista akronimów	xxi
1 Wstęp	1
1.1 Cel i teza rozprawy	5
1.2 Metodyka, analiza - formuły, pozyskiwanie danych	6
2 Informacje ogólne o serwerowni POLCOM	9
2.1 Struktura budynku	9
2.2 Komory serwerowe	10
2.3 Opis systemu zasilania	10
2.4 Opis systemu chłodzenia	10
2.4.1 Agregat chłodniczy MAS ACB-130	11
2.4.2 Agregat chłodniczy Uniflair BREF1802A	11
2.5 Warunki klimatyczne Data Center	11
2.5.1 Analiza temperatury zewnętrznej w poszczególnych porach roku	13
2.5.2 Analiza temperatury zewnętrznej w poszczególnych miesiącach roku	14
2.5.3 Analiza temperatury zewnętrznej w poszczególnych tygodniach roku	15
3 System chłodzenia z zewnętrznym sterowaniem agregatami chłodniczymi	17
3.1 Założenia	17
3.2 Zmiana zapotrzebowania na moc chłodniczą	20
3.3 Rezultaty	20
3.4 Wpływ zmiany zapotrzebowania na moc chłodniczą agregatów na ich efektywność pracy - na podstawie analizy pracy dobowej	27
3.4.1 Analiza pracy w dniach 23.02.2015 oraz 8.10.2015	27
3.5 Wpływ zmiany wydajności chłodniczej agregatów na ich efektywność energetyczną - w odniesieniu do temperatury zewnętrznej	31
3.6 Wnioski	31
4 Modernizacja architektury sprzętowo-programowej ukierunkowana na wzrost efektywności systemu chłodzenia	33
4.1 Założenia	33

4.2	Realizacja	35
4.3	System automatyki i strategia sterowania	36
4.4	Rezultaty	40
4.4.1	Analiza trybów pracy układu chłodzenia	40
4.4.2	Zmiana zapotrzebowania na moc chłodniczą	42
4.4.3	Porównanie wydajności agregatów chłodniczych z podziałem na tryby pracy	43
4.4.4	Pobór mocy przez Drycooler systemu Tubrocor	46
4.4.5	Porównanie trybów pracy w odniesieniu do temperatury zewnętrznej	47
4.4.6	Analiza współczynnika COP	48
4.4.7	Współczynnik COP w odniesieniu do temperatury zewnętrznej	49
4.4.8	Studium przypadków pracy systemów chłodniczych w dniach 11-13.08.2017	49
4.4.9	Analiza porównawcza pracy systemów w dniach 25-27.02.2017	53
4.4.10	Analiza reakcji systemu Tubrocor na chwilowy zapad napięcia zasilającego	55
4.4.11	Temperatura zewnętrzna w momencie przełączania się systemu Tubrocor z trybu FC na tryb sprężarkowy	58
4.4.12	Temperatura zewnętrzna w momencie przełączania się systemu BREF z trybu freecooling na tryb sprężarkowy	59
4.5	Wnioski	60
5	Identyfikacja Drycoolera w instalacji chłodzącej	63
5.1	Analiza funkcjonowania pierwotnego rozwiązania opartego o regulator typu PID	63
5.2	Sterowanie ręczne prędkością obrotową wentylatorów	65
5.2.1	Tryb CP	65
5.2.2	Tryb FC	66
5.3	Dynamika wentylatorów	66
5.4	Identyfikacja charakterystyki wydajnościowej Drycoolera przy pracy w trybie CP oraz FC	67
5.5	Regulacja z wykorzystaniem wyłącznie wartości krzywej	70
5.6	Filtracja sygnałów wejściowych	72
6	Praca regulatora PID połączonego z krzywą sterowania w długim horyzoncie czasowym	73
6.1	Praca w trybie FC	73
6.2	Praca w trybie CP	75
6.3	Analiza oscylacji - Porównanie regulatora PID w wersji z krzywą wydajności i bez krzywej	78
7	Dedykowany regulator hybrydowy temperatury wyjściowej cieczy z Drycoolera	79
7.1	Założenia regulatora hybrydowego	79
7.2	Struktura regulatora hybrydowego	79
7.3	Regulator rozmyty	80
7.3.1	Regulator rozmyty dla trybu CP	81
7.3.2	Regulator rozmyty dla trybu FC	86
7.4	Porównanie pracy regulatora PID oraz regulatora hybrydowego	90

7.4.1	Regulacja po przełączeniu trybu pracy systemu chłodniczego z trybu FC do trybu CP	90
7.4.2	Praca w trybie CP przy niskich wartościach temperatury zewnętrznej	92
7.5	Praca regulatora hybrydowego w trybie FC	94
7.6	Dyskusja charakterystyki wydajnościowej Drycoolera	94
8	Zwiększenie efektywności systemu chłodzenia jako rezultat prac badawczo-rozwojowych	99
9	Wnioski ekonomiczne	103
9.1	Wymagania dotyczące systemu chłodzenia	103
9.2	Dedykowany system automatyki a ograniczenie zużycia energii elektrycznej oraz emisji CO ₂	104
9.3	Wskaźniki jakości	104
9.4	Wyniki i ich omówienie	106
9.4.1	Porównanie pracy regulatorów po przełączeniu systemu z trybu FC w tryb CP	106
9.4.2	Porównanie pracy regulatorów po przełączeniu systemu z trybu CP w tryb FC	108
9.4.3	Analiza pracy regulatora rozmytego będącego częścią regulatora Reg2 w trybie CP	111
9.4.4	Analiza pracy regulatora rozmytego będącego częścią regulatora Reg2 w trybie FC	114
9.5	Wnioski	117
10	Podsumowanie	119
	Bibliografia	121

Spis rysunków

2.1	Przebieg czasowy temperatury zewnętrznej w roku 2015	12
2.2	Histogram temperatury zewnętrznej w roku 2015	13
2.3	Analiza temperatury zewnętrznej w poszczególnych porach roku	13
2.4	Analiza temperatury w poszczególnych miesiącach roku	14
2.5	Analiza temperatury w poszczególnych tygodniach roku	16
3.1	Schemat pierwotnego systemu chłodniczego serwerowni POLCOM	18
3.2	Autorski system sterowania agregatami chłodniczymi Chiller "B" i Chiller "C"	19
3.3	Zapotrzebowanie na moc chłodniczą w roku 2015	20
3.4	Temperatura zewnętrzna, generowana moc chłodnicza, pobierana moc elektryczna oraz efektywność energetyczna agregatów chłodniczych BREF pracujących w roku 2015, z podziałem na tryby pracy	22
3.5	Tryby pracy systemu chłodniczego w odniesieniu do zapotrzebowania na moc chłodniczą i temperatury zewnętrznej	24
3.6	Dzienne maksymalne temperatury zewnętrzne w trybie FC	24
3.7	Histeresa trybów pracy systemu chłodniczego	25
3.8	Histeresa trybów pracy systemu chłodniczego w odniesieniu do czasowego przebiegu temperatury zewnętrznej na przestrzeni roku	26
3.9	Histeresa trybów pracy systemu chłodniczego	26
3.10	Przebieg temperatury zewnętrznej w dniach 23.02.2015 oraz 8.10.2015	27
3.11	Wydajność chłodnicza agregatów chłodniczych w dniach 23.02.2015 oraz 08.10.2015	28
3.12	Pobór mocy elektrycznej przez agregaty chłodnicze w dniach 23.02.2015 oraz 8.10.2015	29
3.13	Współczynnik efektywności agregatów chłodniczych w dniach 23.02.2015 oraz 8.10.2015	30
3.14	Efektywność energetyczna agregatów chłodniczych w odniesieniu do temperatury zewnętrznej i wydajności chłodniczej	31
4.1	Schemat zmodernizowanego systemu chłodniczego serwerowni	34
4.2	Schemat systemu chłodzenia serwerowni z wyszczególnieniem trybów pracy	35
4.3	Diagram stanów	38
4.4	Przejście pomiędzy trybami FC i CP, realizowane poprzez algorytm sterowania	39
4.5	Histogram pracy trybów pracy systemów chłodniczych w roku 2017	41
4.6	Zapotrzebowanie na moc chłodniczą w roku 2017	42
4.7	Zapotrzebowanie na moc chłodniczą poszczególnych systemów chłodniczych w roku 2017	44

4.8	Porównanie poboru mocy elektrycznej i efektywności energetycznej agregatów chłodniczych przed (BREF) i po modernizacji (Turboacor)	45
4.9	Wpływ temperatury zewnętrznej na pobór mocy elektrycznej przez Drycooler	46
4.10	Porównanie czasu pracy i zakresów temperatury zewnętrznej dla poszczególnych trybów pracy agregatów chłodniczych BREF i Turboacor	47
4.11	Współczynnik COP	48
4.12	Współczynnik COP w odniesieniu do temperatury zewnętrznej dla systemu BREF oraz Turboacor	50
4.13	Temperatura zewnętrzna w dniach 11-13.08.2017	50
4.14	Pobierana moc elektryczna w dniach 11-13.08.2017	51
4.15	Wydajność chłodnicza w dniach 11-13.08.2017	52
4.16	COP w dniach 11-13.08.2017	53
4.17	Temperatura zewnętrzna w dniach 25-27.02.2017	53
4.18	Pobierana moc elektryczna w dniach 25-27.02.2017	54
4.19	Wydajność chłodnicza w dniach 25-27.02.2017	55
4.20	COP w dniach 25-27.02.2017	56
4.21	Przebieg poboru mocy elektrycznej i generowana wydajność chłodnicza w wyniku zapadu napięcia zasilającego	57
4.22	Temperatura powietrza w strefie zimnej komory serwerowej	57
4.23	Maksymalne temperatury zewnętrzne w trybie FC - system Turboacor	59
4.24	Maksymalne temperatury zewnętrzne w trybie FC - system BREF	60
4.25	Roczne COP i czas pracy w poszczególnych trybach	61
5.1	Przebiegi temperatury wyjściowej z Drycoolera uzyskane w efekcie ręcznej regulacji prędkości obrotowej wentylatorów Drycoolera dla trybu FC oraz CP	65
5.2	Dynamika zmiany prędkości obrotowej wentylatorów Drycoolera (ω_{real}) w odpowiedzi na wymuszenie sokowe (ω_{set}) oraz pobierana przez pojedynczy wentylator moc elektryczna (P_{FAN})	66
5.3	Porównanie zadanej (ω_{set}) i rzeczywistej (ω_{real}) wartości prędkości obrotowej wentylatorów Drycoolera	67
5.4	Aproksymacja krzywej sterowania dla trybu CP (a) oraz FC (b) na dolnym ograniczeniu zbioru danych	71
5.5	Efekt filtracji T_{ext} oraz T_{out}	72
6.1	Porównanie roczne pracy systemu w trybie FC	74
6.2	Porównanie roczne pracy systemu w trybie CP	77
6.3	Niwelacja oscylacji prędkości obrotowej ω dzięki zastosowaniu krzywej	78
7.1	Uproszczona struktura regulatora hybrydowego	80
7.2	Funkcje przynależności - tryb CP	81
7.3	Powierzchnia sterowania $f_{uzzycorr}(T_{in}, T_{out})$ oraz $f_{uzzycorr}(\dot{T}_{in}, \dot{T}_{out})$ dla trybu CP	84

7.4	Powierzchnia sterowania $f_{uzzycorr}(\dot{T}_{in}, T_{out})$ oraz $f_{uzzycorr}(T_{in}, \dot{T}_{out})$ dla trybu CP	85
7.5	Funkcje przynależności - tryb FC	86
7.6	Powierzchnia sterowania $f_{uzzycorr}(T_{in}, T_{out})$ oraz $f_{uzzycorr}(\dot{T}_{in}, \dot{T}_{out})$ dla trybu FC	88
7.7	Powierzchnia sterowania $f_{uzzycorr}(\dot{T}_{in}, T_{out})$ oraz $f_{uzzycorr}(T_{in}, \dot{T}_{out})$ dla trybu FC	89
7.8	Porównanie regulatorów PID i hybrydowego po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb CP	91
7.9	Porównanie pracy regulatorów PID i hybrydowego przy niskiej temperaturze T_{ext}	93
7.10	Praca regulatora hybrydowego po przełączeniu w tryb FC	94
7.11	Kształt krzywej sterowania Drycoolera przed i po korekcji dla trybu CP (a) oraz FC (b)	95
7.12	Pobór mocy elektrycznej przez Drycooler przed i po korekcji krzywej dla trybu CP	96
7.13	Wartość członu całkującego regulatora przed i po korekcji krzywej dla trybu CP	96
8.1	Efektywność energetyczna systemu chłodniczego z przed i po przeprowadzonych pracach badawczo-rozwojowych	100
9.1	Zależność $P_{DC}(\omega)$	105
9.2	Parametry Drycoolera po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb CP	107
9.3	Przebieg E_{RED} po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb CP	108
9.4	Parametry Drycoolera po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb FC	110
9.5	Przebieg E_{RED} po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb FC	111
9.6	Przebieg sygnałów wejściowych regulatora rozmytego po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb CP	112
9.7	Aktywność reguł regulatora rozmytego podczas pracy w trybie CP	114
9.8	Wyjście regulatora rozmytego podczas pracy w trybie CP	115
9.9	Przebieg sygnałów wejściowych regulatora hybrydowego po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb FC	115
9.10	Aktywność reguł regulatora rozmytego podczas pracy w trybie FC	116
9.11	Wyjście regulatora rozmytego podczas pracy w trybie FC	117

Lista akronimów

- \dot{T}_{in} Pochodna temperatury wody wejściowej do Drycoolera
- \dot{T}_{out} Pochodna temperatury wody wyjściowej z Drycoolera
- ω_{real} Mierzona wartość prędkości obrotowej wentylatorów Drycoolera
- ω_{set} Zadana wartość prędkości obrotowej wentylatorów Drycoolera
- E_{DC} Energia elektryczna pobrana przez Drycooler
- E_{RED} Redukcja zużycia energii elektrycznej przez Drycooler
- f_{uzzy_corr} Sygnał wyjściowy z regulatora rozmytego (korekta prędkości obrotowej)
- J_1 Całkowity pobór energii elektrycznej przez Drycooler (kWh) - ilość energii elektrycznej zużytej przez Drycooler od momentu przełączenia trybu pracy systemu chłodniczego do czasu 4000 s po przełączeniu
- J_2 Całkowity koszt pracy Drycoolera (€) - koszt energii elektrycznej zużytej przez Drycooler od momentu przełączenia trybu pracy systemu chłodniczego do czasu 4000 s po przełączeniu
- J_3 Całkowita emisja CO₂ (kg) - ilości CO₂ wyemitowana podczas produkcji elektrycznej zużytej przez Drycooler od momentu przełączenia trybu pracy systemu chłodniczego do czasu 4000 s po przełączeniu
- J_4 Czas osiągnięcia wartości zadanej T_{out} (s) - czas od momentu przełączenia trybu pracy systemu chłodniczego do ustabilizowania się wartości T_{out} w okolicach wartości zadanej z odchyłką $\pm 1,5^\circ\text{C}$
- J_5 Maksymalna wartość międzyszczytowa sygnału T_{out} ($^\circ\text{C}$) - maksymalna różnica pomiędzy wartością maksymalną oraz minimalną sygnału T_{out} dla poszczególnych okresów sygnału
- J_6 Roczny koszt pracy Drycoolera dla badanych przypadków (€) - wartość J_2 pomnożona przez ilość wystąpień w ciągu roku
- P_{cool} Moc chłodnicza generowana przez Drycooler
- P_{DC} Moc elektryczna pobierana przez Drycooler
- P_{el} Moc elektryczna pobierana przez Drycooler

- T_{ext} Temperatura zewnętrzna
- T_{in} Temperatura wody wejściowej do Drycoolera
- T_{out} Temperatura wody wyjściowej z Drycoolera
- COP Współczynnik efektywności energetycznej rozumiany jako iloraz produkowanej mocy chłodniczej do pobieranej mocy elektrycznej
- CP Praca sprężarkowa systemu chłodniczego
- CRAH Szafa klimatyzacji precyzyjnej komory serwerowej
- FC Praca w trybie swobodnego chłodzenia systemu chłodniczego - ang. Freecooling

Rozdział 1

Wstęp

Aktualnie obserwowany rozwój i popularyzacja nowych technologii w obszarze IT niosą za sobą wzrost zapotrzebowania na moc obliczeniową oraz przestrzeń dyskową [76, 94, 57]. Pociąga to za sobą wzrost zapotrzebowania na między innymi usługi kolokacji oraz usługi chmurowe. Budynkami przeznaczonymi do świadczenia tego typu usług są profesjonalne centra danych (ang. Data Center). To specyficzne obiekty produkcyjne pod względem rodzaju zużywanych surowców i materiałów do prowadzenia procesu produkcyjnego.

W większości przypadków, głównym surowcem zużywanym do prowadzenia procesu produkcyjnego jest energia elektryczna. Zasila sprzęt IT, który dostarcza zasoby mocy obliczeniowej i przestrzeni dyskowej. Dostarczona energia elektryczna w nieznacznym stopniu zużywana do wytworzenia mocy obliczeniowej, praktycznie w całości jest oddawana przez sprzęt IT jako odpad w postaci energii cieplnej [44]. Jednocześnie ze wzrostem zapotrzebowania na usługi Data Center rośnie również ilość zużywanej przez nie energii elektrycznej [38, 86].

Następnie energia cieplna zostaje przetransportowana na zewnątrz budynku i rozproszona w powietrzu zewnętrznym przy pomocy systemu chłodniczego, który do procesu transferu i rozproszenia energii cieplnej na zewnątrz budynku również zużywa energię elektryczną. Zatem wraz ze wzrostem zapotrzebowania na usługi świadczone przez Data Center obserwowany jest wzrost ilości zużywanej przez nie energii elektrycznej [60], [39], [87]. Budynek typu Data Center może pobierać około od 50 do 100 razy więcej energii elektrycznej niż standardowe budynki biurowe [27, 26, 18].

System chłodniczy jest najbardziej energochłonnym komponentem w grupie urządzeń utrzymania ruchu (ang. maintenance) w serwerowniach [64], [90]. Ilość zużywanej przez niego energii elektrycznej wynosi nawet od 30% do 50% z całkowitego zużycia energii przez serwerownie [26], [60]. Można więc wnioskować, że optymalizacja zużycia energii przez system chłodniczy pozwoli na relatywnie duże oszczędności w całkowitym zużyciu energii elektrycznej przez serwerownie, szczególnie przy wykorzystaniu chłodzenia swobodnego (ang. freecooling) [21, 86].

W praktyce, typowe systemy chłodnicze serwerowni są projektowane w oparciu o gotowe rozwiązania fabryczne. Elementy systemu chłodniczego (urządzenia), dobiera się w odniesieniu do projektowanych warunków pracy. Typowo, system sterowania tymi urządzeniami jest systemem zdecentralizowanym, brakuje nadrzędnej jednostki sterującej wszystkimi elementami systemu chłodniczego. Każde z urządzeń po-

siada własny, wbudowany sterownik zarządzający parametrami pracy pojedynczego urządzenia. Typowe elementy systemu chłodniczego są dostarczane przez producentów zewnętrznych. Cechuje je zamknięta architektura sprzętowo-programowa. W szczególności, brakuje informacji na temat realizowanego algorytmu sterowania (obsługi), gdyż sterowniki w ograniczony sposób udostępniają informację o ich pracy w postaci zmiennych monitorujących. W przypadku rozszerzonej funkcjonalności, wybrane przez producenta parametry mogą być zmieniane w sposób lokalny lub zdalny (np. wartość zadana temperatury). Algorytm sterowania, jaki realizuje dany sterownik nie jest znany. Zamknięta architektura sterowania, z punktu widzenia producenta urządzenia, ma bowiem gwarantować jego niezawodne działanie, jednakże stanowi poważne ograniczenie dla nadrzędnego systemu sterowania ograniczając jego elastyczność, również w zakresie zapewnienia możliwie wysokiej efektywności pracy całego systemu chłodniczego w specyficznych warunkach panujących w konkretnej aplikacji.

Poszukiwanie nowych rozwiązań z obszaru energetyki w celu wytwarzania jak i przechowywania energii jest ważne i znaczące dla dalszego rozwoju ludzkości. Nie wolno jednak zapominać o istniejących i działających instalacjach. Może się bowiem okazać, że przeprowadzenie analiz danych historycznych dotyczących funkcjonowania danego rozwiązania przyniesie nowe spojrzenie na jakość działania takich urządzeń/procesów [16]. Należy pamiętać, iż postęp technologiczny w obszarze urządzeń związanych z energią jest również ściśle związany z rozwojem konstrukcji maszyn, elektroniki, informatyki i automatyki. To właśnie układ automatyki poprzez odpowiednie sterowanie, które może zastąpić lub udoskonalić dotychczas stosowane, stanowi kluczowy element jakościowy. Praca [46] opisuje zastosowanie regulatora rozmytego do sterowania systemem magazynowania energii, w wyniku czego uzyskano zwiększenie współczynnika wydajności systemu 2,6 razy. Optymalne zarządzanie trybem freecooling pozwoliło uzyskać ograniczenie zużycia energii elektrycznej o 29% w skali roku [17].

Typowo, w systemach chłodniczych stosowane są komponenty automatyki wyposażone w regulator typu PID, zapewniający ich poprawne funkcjonowanie w instalacji. Regulator tego typu stosowany jest stosunkowo długo i jednocześnie posiada dość prostą formę. Z tego powodu, jest często i chętnie stosowanym regulatorem. Nie zawsze jednak wynik jego pracy jest zadowalający. W pracy [72] przedstawiono wykorzystanie regulatorów P, PI oraz PID do regulacji temperatury powietrza wentylacyjnego. Najlepiej w omawianym przypadku sprawdzały się regulatory typu PI oraz PID ponieważ pozwoliły uzyskać zerowy błąd w stanie ustalonym. Ważną informacją podaną przez autorów cytowanej pracy jest stwierdzenie, że dopiero po umiejętnym wyregulowaniu parametrów regulatorów można założyć, że któryś z nich osiągnie zadowalające wyniki, a bez odpowiedniego dostrojenia wartość przeregulowania może osiągnąć niepożądane wartości. Aby poprawnie dobrać współczynniki regulatora PID, konieczna jest analiza dynamiki obiektu sterowania oraz skorzystanie z odpowiednich metod doborowych [95]. Powyższe wymagania powodują, że odpowiednie wystrojenie regulatora PID jest stosunkowo skomplikowanym procesem. Szczególnie w przypadku, gdy mamy do czynienia z produkcyjnie pracującym systemem, na którego funkcjonowanie wpływa wiele zmiennych, a jego dynamika jest zmienna w zależności od warunków pracy.

Analiza literatury wykazała, iż podejmowane są próby stosowania innych metod regulacji, w szczególności sterowania rozmytego w celu optymalizacji pracy. Znamienne jest to, że taki regulator jest projektowany na podstawie wieloletniego doświadczenia technologów. W pracy [1] dokonano optymalizacji

sterowania poprzez wykorzystanie regulatora rozmytego uzyskując zwiększenie wydajności układów chłodniczych. Praca [7] przedstawia poprawę stabilności temperatury i wilgotności powietrza w systemie klimatyzacyjnym stacji metra, przy jednoczesnej redukcji zużycia energii elektrycznej przez elementy systemu chłodniczego (pompy, wentylatory, agregaty chłodnicze), w wyniku zastosowania regulatora rozmytego do predykcyjnego sterowania. W pracy [31] opisano układ sterowania parametrami powietrza (temperatura i wilgotność) w pokoju, uzyskując ponad 20% oszczędność energii elektrycznej. Autorzy pracy [83] porównali wyniki przeprowadzonych symulacji dotyczących sterowania elektrowniami wodnymi i wykazali przewagę regulatora rozmytego w odniesieniu do regulatora PID w zakresie jakości sterowania. Poprawę jakości sterowania odnotowano również w pracy [85], gdzie przedstawiono sposób sterowania procesami w zakładzie produkcji cynku. Wiele innych artykułów dotyczy aplikacji związanych z obszarem chłodzenia [22, 49, 50, 73]. Efekt zastosowania regulatora rozmytego w wielu wypadkach był lepszy od typowego regulatora PID [40]. Tego typu regulator pozwala również poprawić sprawność domowych układów chłodniczych [69]. Typowymi zastosowaniami jest także diagnoza usterek urządzeń [42].

Innym sposobem podejścia do projektowania regulatorów, jeżeli dostępny jest dokładny model procesu, może być sterowanie predykcyjne. Istnieje w tedy możliwość przewidywania zachowania się układu i wcześniejszą reakcją na zmiany, które prawdopodobnie nastąpią w przyszłości. Zastosowanie takiego sposobu sterowania do regulacji przepływu cieczy chłodzącej w silniku spalinowym, pozwala skrócić czas osiągnięcia temperatury roboczej silnika o 3 minuty w odniesieniu do silnika bez regulacji przepływu [19]. Autorzy pracy [71] przedstawiają regulator oparty o model jako lepszą opcję w porównaniu do regulatora PID, ponieważ nie przyczynia się do powstawania oscylacji temperaturowych na wyjściu z wieży chłodniczej. Oceniają jednocześnie regulator PID jako stosunkowo trudny do poprawnego wdrożenia.

Regulator PID zastępowany jest więc przez innego typu regulatory. Jednym z nich jest regulator rozmyty. Posiadający wiele zalet w stosunku do regulatora PID. W przeciwieństwie do niego, może pracować w oparciu o wiele, a nie tylko jeden sygnał wejściowy. Nie wymaga również analizy dynamiki systemu, a jedynie pogładowej wiedzy eksperckiej o jego pracy. Jest regulatorem uniwersalnym, którego zastosowanie jest możliwe w wielu aplikacjach. Przykładowo, w pracy [61] autorzy opisują wykorzystanie regulatora rozmytego do regulacji przepływu powietrza w komorze serwerowej (uzyskano redukcję mocy wentylatorów o 75%). Z powodzeniem może być również stosowany do kontroli ogrzewania i chłodzenia budynków, a wydajność takiego systemu jest o 20% większa niż przy zastosowaniu regulatora PID [54]. Regulator rozmyty z powodzeniem zastosowano również do chłodzenia maszyny CNC [8] z zastosowaniem modułu Peltiera.

Wiele publikacji opisuje zastosowanie regulatora rozmytego w zakresie systemów chłodniczych [1, 49, 50, 73]. W pracy [6] przedstawiono porównanie trzech typów regulatorów sterujących położeniem nanosatelitów: regulatora PID, adaptacyjnego regulatora PID oraz regulatora rozmytego. Regulator rozmyty pozwolił poprawić do 75% czas sterowania w porównaniu do regulatora PID oraz do 38% w porównaniu do regulatora adaptacyjnego PID.

Popularna również jest diagnoza usterek oparta o regulator rozmyty [42, 74], jak również połączenie regulatora rozmytego z siecią neuronową [41]. Istnieje również możliwość połączenia regulatora rozmytego

z regulatorem PID [75]. W tym przypadku, regulator rozmyty dostosowuje współczynniki regulatora PID, tak aby sprawniej prowadził on proces regulacji.

Stosunkowo prostym, ale również skutecznym rozwiązaniem może być wykorzystanie danych historycznych do opracowania odpowiedniej strategii sterowania. W przypadku systemu opisanego w [82] uzyskano do 7,8% oszczędności energii elektrycznej, dzięki odpowiedniej strategii załączania i wyłączania agregatów chłodniczych. Odpowiednio dobrana strategia sterowania w połączeniu z optymalizacją parametrów pracy sprawdziła się także w przypadku systemu wody lodowej dla wysokiego biurowca [32]. W tym przypadku uzyskano poprawę sprawności systemu o 29,2%.

Konsumpcja energii elektrycznej przez Data Center rośnie w ujęciu globalnym z każdym rokiem, co niestety przyczynia się do dalszego zanieczyszczania środowiska naturalnego. Aby ograniczyć to zjawisko konieczne są działania pozwalające optymalizować efektywność energetyczną Data Center. W pracy [21] autorzy opisują wpływ maksymalizacji czasu pracy systemu chłodniczego w energooszczędnym trybie freecooling na redukcję poboru mocy elektrycznej. Zagadnienie przedstawia również praca [86]. Pozycja [93] zawiera opis rozwiązania ograniczającego zużycie energii elektrycznej, polegającego na pionowym ułożeniu serwerów, oraz kontrolę przepływu powietrza w pomieszczeniu serwerowym. W artykule [78] autorzy przedstawiają problem całkowitego ograniczenia emisji CO₂ przez serwerownie wyposażone w instalację fotowoltaiczną. Tylko około 50% pobranej przez serwerownię energii elektrycznej może być dostarczone przez instalację fotowoltaiczną, resztę należy pobrać z sieci energetycznej, co wiąże się z emisją CO₂.

Ponieważ nawet do 30% zużywanej przez budynek energii elektrycznej pobierane jest przez system chłodniczy [90], z ekonomicznego punktu widzenia, poprawa jego efektywności może przynieść wymierne oszczędności finansowe dla przedsiębiorstwa jak również ograniczyć zanieczyszczenie środowiska naturalnego [35, 77]. Praca [45] opisuje rozwiązanie pozwalające ograniczyć zużycie energii elektrycznej przeznaczonej do chłodzenia Data Center o ponad 20% oparte o agregat absorpcyjny odzyskujący ciepło z układu chłodzenia. Inne rozwiązanie, wykorzystujące agregat absorpcyjny i panele solarne jako źródło energii opisano w pracy [65]. Sposób wykorzystania ciepła odpadowego w celu poprawy efektywności Data Center zaprezentowano także w pracy [20]. Integracja Data Center z siecią ciepłowniczą i siecią chłodniczą pozwala ograniczyć zużycie energii o 40% [53]. Obszar ten jest szeroko omawiany, zarówno w ujęciu całego Data Center [92], jak również szczegółowo w kontekście systemów chłodzenia Data Center [37]. Wiele uwagi poświęca się zagadnieniu energooszczędnego chłodzenia typu freecooling [2, 29, 17, 88]. Maksymalizacja czasu pracy w trybie freecooling, poprzez odpowiednie wykorzystanie dostępnych agregatów chłodniczych pozwoliła osiągnąć wzrost współczynnika COP agregatów chłodniczych o 110% [10]. Wdrożenie dedykowanego systemu chłodniczego oraz systemu automatyki sterującego punktem przełączenia systemu chłodniczego w tryb freecooling dało w efekcie wzrost współczynnika COP o 69% [11].

Ciągły rozwój w obszarze chłodzenia Data Center, skutkuje także opracowaniem wielu nowatorskich rozwiązań. Przykładowo w pracy [81] opisywane jest rozwiązanie oparte o technologię rurek cieplnych, pozwalających zwiększyć efektywność systemów chłodniczych nawet o 42%. Zastosowanie metody obejściowej, dotyczącej przepływu powietrza w komorach serwerowych, pozwala obniżyć zużycie energii elektrycznej przez szafy klimatyzacji precyzyjnej, a zwrot inwestycji szacowany jest na 3,5 roku [70]. Opracowywane są modele, których celem jest szybkie przewidywanie rozkładu temperatury w komorze serwerowej

[52], charakteryzują się one maksymalnym błędem nie przekraczającym 2°C. Zastosowanie niezależnych rzędowych szaf chłodniczych może ograniczyć zużycie energii o 43% [25]. W sprzyjających warunkach klimatycznych stosuje się również chłodzenie wyparne [47, 56, 84, 28], dające w rezultacie ponad 40% ograniczenie zużycia energii (w tym rozwiązaniu pojawiają się jednak dodatkowe koszty związane z utrzymaniem czystości zraszanych wymienników i filtracji wody). Łącząc technologię chłodzenia wyparnego z rozwiązaniem chłodzenia procesorów cieczą można uzyskać 89% redukcji zużycia energii elektrycznej [48]. W układach freonowych optymalizację zużycia energii elektrycznej można przeprowadzić poprzez regulację ilości czynnika freonowego w okresie letnim i zimowym [4]. W instalacjach wody lodowej odpowiednia regulacja przepływu masowego cieczy może skutkować oszczędnościami od 4,5% do 30,6% [80].

Zupełnie innym podejściem do systemów chłodzenia jest rezygnacja ze sprężania czynnika poprzez zastosowanie wymiennika opartego o zjawisko punktu rosy [58], przynoszącym oszczędności na poziomie 90%. Alternatywą dla czynnika freonowego są czynniki naturalne (np. CO₂ i NH₃). Autorzy w pracy [36] opisują proces wyboru, optymalnego pod względem energetycznym, systemu chłodniczego dla supermarketu, opartego o czynniki naturalne. Zmienną decyzyjną w opisywanym przypadku są parametry klimatyczne w danym rejonie.

Ograniczenie zużycia energii budynku (lub zespołu budynków) można uzyskać nie tylko przez wzrost efektywności systemu chłodzenia, lecz również przez zagospodarowanie ciepła odpadowego. W przypadku kampusu Uniwersytetu w Walencji potencjalne ograniczenie energii cieplnej wynosi 254 MWh rocznie [62].

Realizowane są z powodzeniem, próby modelowania zużycia energii przez Data Center oraz wymiany ciepła w systemie chłodniczym [3], lecz dotyczą one systemu chłodniczego jako całości a nie skupiają się na warunkach pracy poszczególnych jego komponentów. Dobre rezultaty, w zakresie zwiększenia efektywności energetycznej systemów chłodzenia przynosi zastosowanie uczenia przez wzmacnianie (ang. reinforcement learning), [59] dla częściowo obciążonej serwerowni zastosowanie uczenia maszynowego pozwoliło ograniczyć zużycie energii o 7,5%. Działania podejmowane przez agenta porównywane są do działań, jakie podjąłby doświadczony użytkownik posiadający zaawansowaną wiedzę ekspercką. Opracowywane są również modele decyzyjne wyboru wodnego systemu chłodzenia dla Data Center [55]. W wyniku przeprowadzonych obliczeń, dla wariantu optymalnego, osiągnięto redukcję poboru energii elektrycznej na poziomie 60%.

Warto jednocześnie zaznaczyć, że dla przedsiębiorstwa, wybór rozwiązań w zakresie chłodzenia jest kompromisem pomiędzy nakładami finansowymi, niezawodnością, energooszczędnością i skomplikowaniem obsługi. W wielu przypadkach jest to wybór indywidualny podyktowany specyfiką danego budynku, a nawet kondycją finansową przedsiębiorstwa. Redukcja zużycia energii elektrycznej, pobieranej przez system chłodzenia serwerowni, jest jednak jednym z kluczowych aspektów konkurencyjności danego ośrodka Data Center.

1.1 Cel i teza rozprawy

Problem zwiększenia efektywności systemu chłodzenia serwerowni w klimacie przejściowym z wykorzystaniem układów sterowania i analizy danych wymaga szerokiego spojrzenia na zagadnienie. Wymagane jest przeprowadzenie analizy warunków klimatycznych dla lokalizacji serwerowni, zastosowanych komponentów i konfiguracji systemu chłodniczego, sposobu działania poszczególnych podzespołów systemu

chłodniczego oraz nadrzędnego algorytmu sterowania. Zadanie jest złożone i na efekt końcowy składa się wiele czynników.

Stawia się następująca tezę: **modernizacja konfiguracji sprzętowej i programowej systemu chłodniczego do systemu o otwartej architekturze wraz ze znajomością zmiennych warunków pracy pozwala na opracowanie dedykowanego algorytmu sterowania i w konsekwencji uzyskanie synergii wskaźników jakościowych wykazujących korzystne zmiany w zakresie zużycia energii i efektywności.**

Tym samym stawia się następujące zadania, które mają doprowadzić do odpowiedzi na pytanie o rentowność przedsięwzięcia modernizacji systemu automatyki: identyfikację warunków klimatycznych, modernizację konfiguracji instalacji chłodniczej, modernizację komponentów (agregatów chłodniczych, chłodnic, pomp obiegowych, elektrozaworów), modernizację architektury systemu sterowania, modernizację systemu akwizycji i monitorowania, analizę danych historycznych, analizę funkcjonowania podzespołów wykonawczych, opracowanie indywidualnej metody sterowania. Ostatecznie, analiza rzeczywistych danych z funkcjonowania komercyjnej instalacji poprzez wyznaczenie wartości stawianych wskaźników jakości wykaże, czy postawione cele i zrealizowane zadania doprowadziły do wymiernych korzyści i oszczędności.

Autor rozprawy prowadził prace badawczo-rozwojowe w firmie POLCOM od roku 2014, realizując innowacyjne prace projektowe i modernizacyjne, które zintensyfikował w okresie realizacji doktoratu wdrożeniowego (w latach 2018-2023), sfinansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego na podstawie umowy nr 0014/DW/2018/02.

Autorskimi rozwiązaniami zrealizowanymi w latach 2014 ÷ 2023 były:

- projekt algorytmu sterującego załączaniem i wyłączaniem rezerwowego agregatu chłodniczego BREF,
- uruchomienie systemu sterowania opartego o powyższy algorytm w środowisku produkcyjnym,
- projekt modernizacji systemu chłodzenia (przeprojektowanie ruraruzy chłodniczego pod kątem montażu agregatów chłodniczych typu Turbocor oraz jednostek Drycooler),
- projekt systemu sterowania przełączaniem systemu chłodniczego pomiędzy trybami FC i CP wraz z układem czujników procesowych, elementami wykonawczymi oraz system wizualizacji,
- uruchomienie w środowisku produkcyjnym system automatyki realizującej przełączanie systemu chłodniczego serwerowni pomiędzy trybami pracy FC i CP,
- przeprowadzenie analizy danych historycznych od roku 2014, jako etap identyfikacji systemu chłodniczego pod kątem dalszego zwiększenia jego efektywności energetycznej,
- opracowanie i wdrożenie dedykowanego regulatora hybrydowego temperatury wyjściowej z Drycoolera.

1.2 Metodyka, analiza - formuły, pozyskiwanie danych

Ponieważ niniejsza praca opiera się o analizy danych pozyskanych z rzeczywistej instalacji, to pozyskana wiedza jest najcenniejsza z punktu widzenia analizy warunków otoczenia, działania poszczególnych podzespołów jak i układu sterowania. Jednym z najistotniejszych wskaźników informujących o sprawności pracy systemu chłodniczego jest współczynnik wydajności COP. Jego rozwinięcie [33] przedstawia równanie 1.1.

$$COP = \frac{\text{generowana energia chłodnicza [kWh]}}{\text{pobierana energia elektryczna [kWh]}} \quad (1.1)$$

Wyznaczenie powyższego współczynnika było możliwe dzięki udostępnionym rzeczywistym danym procesowym: wydajności chłodniczej systemu chłodniczego oraz mocy elektrycznej agregatów chłodniczych.

W analizie pozyskanych danych wykorzystano podstawowe metody statystyczne do określenia wartości minimalnych x_{min} , maksymalnych x_{max} , średnich \bar{x} , mediany \tilde{x} , odchylenia standardowego σ , wariancji s_n^2 , kowariancji $cov(\cdot)$ i maksymalnej liczby wystąpień danej wartości (wartość modalna). Trendy o charakterze liniowym aproksymowano stosując regresję liniową, wyznaczając współczynnik determinacji R^2 .

Wartość minimalna:

$$x_{min} = \min\{X\} \quad (1.2)$$

Wartość maksymalna:

$$x_{max} = \max\{X\} \quad (1.3)$$

Wartość średnia:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (1.4)$$

Mediana:

$$\tilde{x} = \begin{cases} \frac{x_{n/2} + x_{n/2+1}}{2}, & n - \text{parzyste} \\ x_{n/2+1}, & n - \text{nieparzyste} \end{cases} \quad (1.5)$$

Wariancja:

$$s_n^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (1.6)$$

Odchylenie standardowe:

$$\sigma = \sqrt{s_n^2} \quad (1.7)$$

Kowariancja:

$$cov(X, Y) = \sum_{i=1}^n \frac{1}{n} (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}) \quad (1.8)$$

Współczynnik determinacji:

$$R^2 = \frac{SSR}{SST} = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad (1.9)$$

Jakość aproksymacji jest mierzona błędem średnio-kwadratowym (ang. mean squared error (MSE)), wyrażonym równaniem:

$$MSE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \hat{x})^2 \quad (1.10)$$

Analizowane dane temperatury oraz histogramy trybów pracy systemu chłodniczego zostały scharakteryzowane rozkładami Gaussa jedno i wielomodalnymi w ogólnej postaci 1.11 i 1.12. Wartości współczynników uzyskano poprzez optymalizację parametryczną stosując wskaźnik jakości MSE .

$$f_{\mu, \sigma}(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(x - \mu)^2}{2\sigma^2}\right) \quad (1.11)$$

$$f_n(x) = \sum_{i=1}^n w_i f_{\mu, \sigma_i}(x) \quad (1.12)$$

Rozdział 2

Informacje ogólne o serwerowni POLCOM

Jedna z dwóch serwerowni POLCOM Data Center zlokalizowana jest w Polsce, w miejscowości Skawina pod Krakowem. Położenie geograficzne sprawia, że znajduje się w klimacie przejściowym, który określany jest jako przejściowy, pomiędzy klimatem morskim a kontynentalnym. Klimat przejściowy w Polsce charakteryzuje się znaczącymi opadami w ciągu roku oraz dużymi rocznymi wahaniami temperatury powietrza jak i częstymi zmianami pogody (gdyż nad Polską ścierają się suche masy powietrza znad kontynentu euroazjatyckiego i wilgotne znad Atlantyku). W efekcie roczna amplituda temperatur wynosi około 56°C , a dobową 25°C . Temperatry minimalne w zimie wynoszą około -20°C , a temperatury maksymalne w lecie przekraczają 36°C . Tak szeroki zakres temperatury powietrza zewnętrznego stawia wysokie wymagania systemowi chłodniczemu serwerowni. Poniższa praca poszerza wiedzę o obiektach Data Center zlokalizowanych w Polsce [24, 51, 5].

Najbardziej wymagającą porą roku dla systemu chłodniczego jest lato, co wynika ze znacznej dynamiki zmian temperatur jak również z najwyższych temperatur maksymalnych w ciągu roku. Najmniej wymagającą jest z kolei zima, podczas której temperatury kształtują się na najniższym poziomie oraz charakteryzują się najmniejszą dynamiką w porównaniu do innych pór roku (zobacz rys. 2.1).

Zmienność temperatur w każdym tygodniu roku jest wysoka (powyżej 10°C , nawet do 25°C), co ilustruje trudności w regulacji systemu chłodniczego, który praktycznie w każdym tygodniu musi dostosować się do pracy w szerokim zakresie temperatur.

Z histogramu temperatury zewnętrznej (zobacz rys. 2.2) możemy odczytać, że najczęściej występującymi w ciągu roku wartościami temperatury zewnętrznej są wartości od -2°C do 12°C . Warto więc, aby projektowana, w ramach prac badawczo-rozwojowych, modernizacja konfiguracji sprzętowej i programowej systemu chłodniczego została przeprowadzona ze szczególnym uwzględnieniem tego zakresu pracy.

2.1 Struktura budynku

Budynek jest położony na 5-hektarowej działce w bezpiecznej strefie, z dala od zagrożeń komunikacyjnych i naturalnych. Strefa serwerowni to $3\ 000\ \text{m}^2$, podzielonych na sześć niezależnych komór serwerowych. Dla zapewnienia najwyższego bezpieczeństwa danych, strefa techniczna jest odseparowana od części przetwarzania danych. Cały budynek oraz teren wokół niego jest monitorowany przez kamery telewizji przemysłowej.

wej. Bezpieczeństwo zapewnia również całodobowa ochrona wyspecjalizowanej agencji, wspierana przez rozbudowany system antywłamaniowy.

2.2 Komory serwerowe

W budynku znajduje się sześć komór serwerowych o powierzchni około 200 m² każda. Zgodnie z założeniami projektu serwerowni, sprzęt IT w każdej z komór może zostać zasilony mocą elektryczną do 600 kW. Łączna moc pobierana przez sprzęt IT zainstalowany w serwerowni może osiągnąć więc 3,6 MW. Standardowo komora IT może pomieścić osiem kiosków zbudowanych z szaf rack, każdy kiosk składa się z 16 szaf. Podsumowując każda komora IT może pomieścić 128 szaf rack. Zastosowano separację stref ciepłych i zimnych w komorze serwerowej. Strefa zimnego powietrza znajduje się pod podłogą podniesioną oraz wewnątrz kiosków serwerowych, zaś strefa powietrza ciepłego znajduje się ponad podłogą podniesioną, poza kioskami serwerowymi. Szafy klimatyzacyjne zaciągają powietrze ciepłe z górnej części komory serwerowej i po schłodzeniu wdmuchują je pod podłogę podniesioną.

Budynek POLCOM Data Center powstał jako odpowiedź na zapotrzebowanie na ciągle rozwijającym się rynku usług Data Center. Przy projektowaniu budynku położono nacisk nie tylko na część IT, ale również na część techniczną, czyli między innymi: system zasilania, chłodzenia, detekcji dymu i instalację przeciwpożarową.

2.3 Opis systemu zasilania

POLCOM Data Center jest zasilane dwiema niezależnymi liniami średniego napięcia (15kV). Posiada własną stację średniego napięcia, wraz z systemem samoczynnego załączania rezerwy (SZR). Napięcie dostarczane jest do budynku dwiema niezależnymi liniami, poprzez dwa transformatory 15kV/400V. Na poziomie niskiego napięcia (400V) istnieje kolejny system samoczynnego załączania rezerwy (SZR), który steruje przepływem energii elektrycznej pomiędzy dwiema rozdzielniami głównymi (toru A i toru B) oraz agregatem prądotwórczym. Zasilanie komór IT jest zabezpieczone nadmiarowymi zasilaczami UPS na każdym z torów zasilających. Również zasilanie szaf klimatyzacyjnych jest podtrzymywane przez zasilacze UPS.

2.4 Opis systemu chłodzenia

Projektując budynek zdecydowano o wyborze systemu chłodniczego pracującego w oparciu o technologię wody lodowej z funkcją freecoolingu. To rozwiązanie jest opisywane jako jedno z możliwych sposobów realizacji funkcji freecoolingu w artykule [91]. Przewidziano miejsce zarówno dla zewnętrznych jak i wewnętrznych agregatów chłodniczych. Woda lodowa z agregatów chłodniczych transportowana jest rurą do szaf klimatyzacyjnych w komorach IT. Rura chłodnicza jest redundantna, tzn. każda z szaf klimatyzacyjnych jest zasilona z dwóch niezależnych rur oraz posiada dwie niezależne wymienniki ciepła.

Pierwotnie serwerownia posiadała cztery agregaty chłodnicze wody lodowej:

- dwa agregaty zewnętrzne Uniflair BREF1802A
- dwa agregaty wewnętrzne MAS ACB-130

2.4.1 Agregat chłodniczy MAS ACB-130

To rezerwowy agregat wewnętrzny z zewnętrznym skraplaczem freonowym. Posiada cztery sprężarki śrubowe, pracujące w dwóch niezależnych obiegach hydraulicznych. Jest sterowany przez własny sterownik mikroprocesorowy firmy CAREL. Zgodnie z kartą katalogową charakteryzuje się następującymi nominalnymi parametrami pracy:

Tabela 2.1: Parametry agregatu MAS ACB-130

Parametr	wartość
Pobierana moc elektryczna	43,8 kW
Wydajność chłodnicza	129 kW
COP	2,96

2.4.2 Agregat chłodniczy Uniflair BREF1802A

To agregat zewnętrzny, zbudowany w oparciu o dwie sprężarki dwuśrubowe. Posiada funkcję freecoolingu. Jest sterowany przez własny sterownik mikroprocesorowy firmy CAREL. Zgodnie z kartą katalogową charakteryzuje się następującymi nominalnymi parametrami pracy:

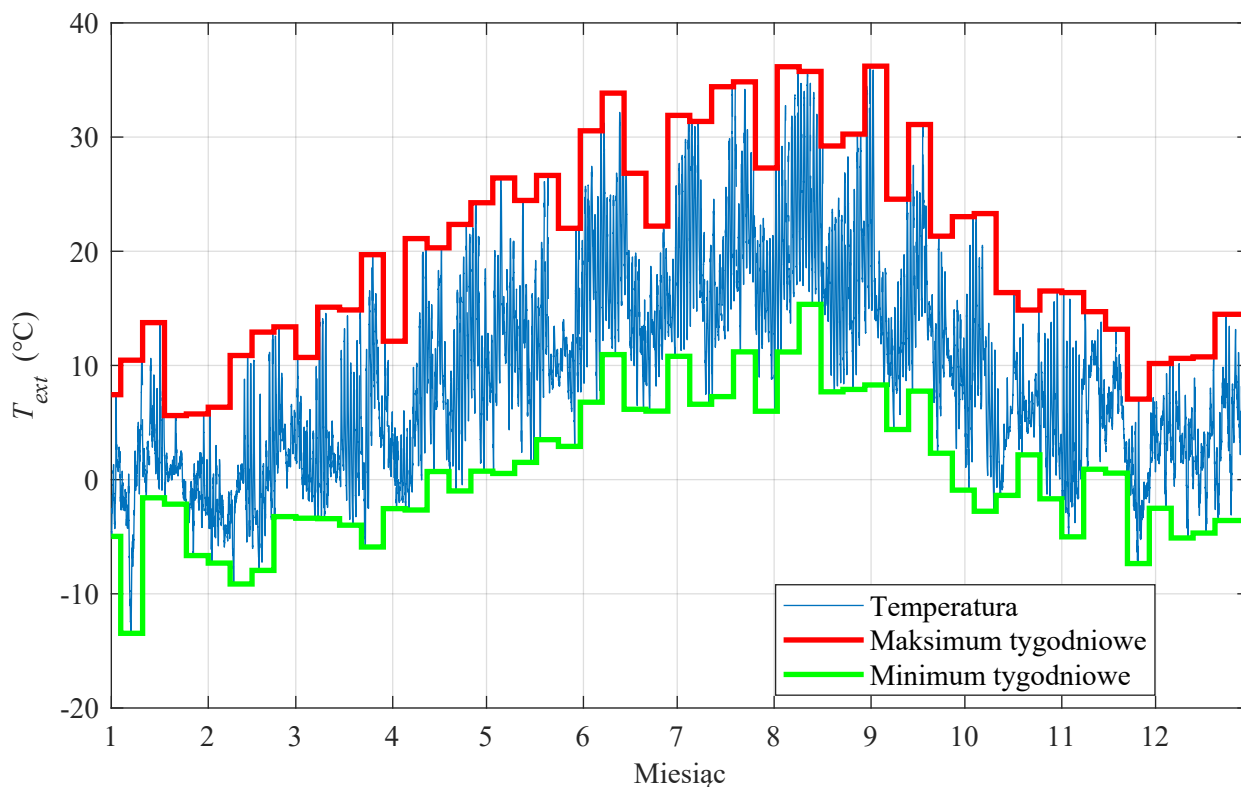
Tabela 2.2: Parametry agregatu Uniflair BREF1802A

Parametr	wartość
Pobierana moc elektryczna	149 kW
Wydajność chłodnicza	477 kW
COP	3,12
Moc chłodnicza w trybie FC	272 kW

2.5 Warunki klimatyczne Data Center

Określenie warunków klimatycznych panujących w miejscu funkcjonowania serwerowni POLCOM było możliwe dzięki zebranych danym historycznym, zawierającym informację o temperaturze zewnętrznej za cały rok 2015. Dane prezentuje wykres 2.1, a wartości statystyczne tabela 2.3, wyznaczono je za pomocą równań 1.2 ÷ 1.8. Warte podkreślenia, jest dynamika zmian temperatur nawet w okresie jednego miesiąca.

Z kolei histogram temperatury zewnętrznej (rys. 2.2), obrazuje czasowy udział poszczególnych wartości temperatur w roku. Analiza danych historycznych, dotyczących pierwotnie zainstalowanego systemu chłodniczego wykazała, że jego praca w trybie FC jest możliwa w temperaturach poniżej około 6°C, w zależności od obciążenia systemu (porównaj rys. 3.6).



Rysunek 2.1: Przebieg czasowy temperatury zewnętrznej w roku 2015

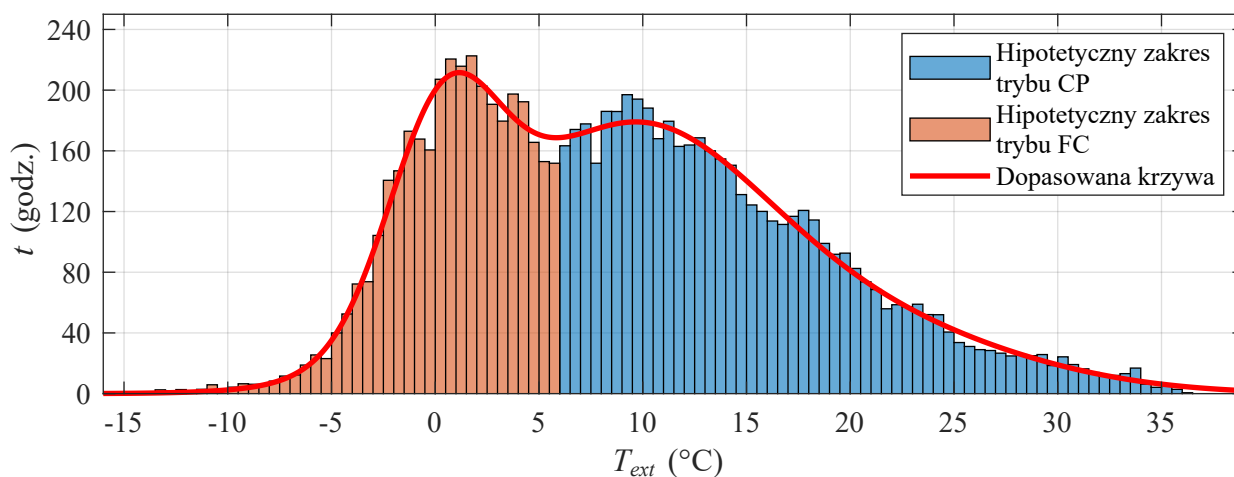
Tabela 2.3: Wartości statystyczne temperatury zewnętrznej w roku 2015

Temperatura [°C]			
\bar{T}	T_{min}	T_{max}	\tilde{T}
9,09	-13,46	36,21	8,36
σ	s_n^2	$cov(T)$	$moda$
8,63	74,43	74,43	1,27

Histogram temperatury podzielono na dwa obszary: poniżej 6°C, dla którego na podstawie danych historycznych określono możliwość pracy w trybie FC oraz powyżej 6°C, dla którego praca w trybie FC nie byłaby możliwa. Istotną informacją, jaką odczytujemy z histogramu temperatury zewnętrznej jest to, że temperatury w zakresie -2÷11°C występują w ciągu roku częściej niż temperatury o większej wartości. Warto więc tak planować modernizację systemu chłodniczego, aby mógł docelowo pracować w trybie FC przynajmniej w temperaturach do 11°C, by wykorzystać sprzyjające warunki klimatyczne.

Czerwonym kolorem zaznaczono przebieg dopasowanej krzywej, będącej złożeniem czterech rozkładów Gaussa opisanych równaniem 1.12. Wartości współczynników dla poszczególnych rozkładów prezentuje tabela 2.4.

Współczynnik MSE dopasowanej krzywej wynosi 0,9881.

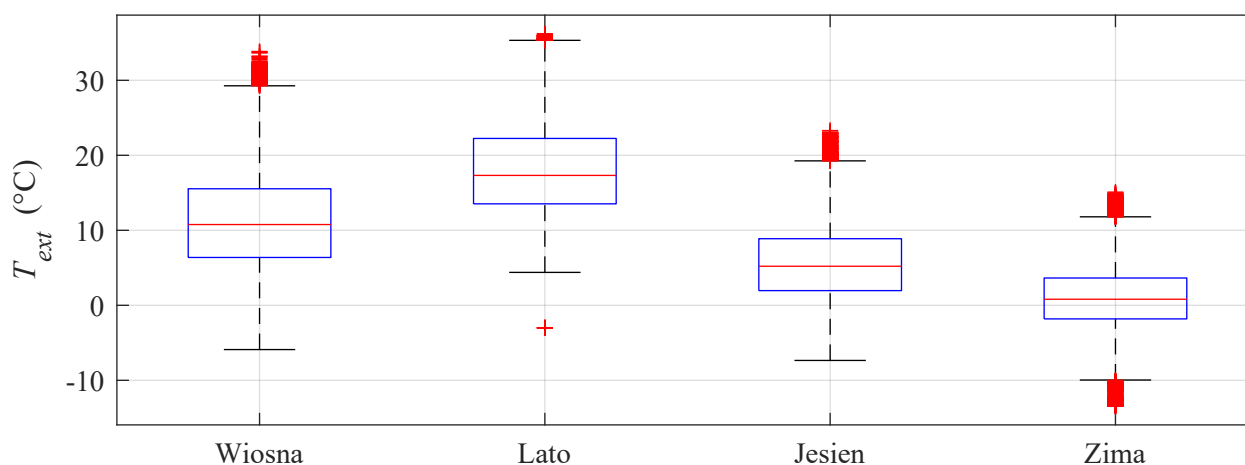


Rysunek 2.2: Histogram temperatury zewnętrznej w roku 2015

Tabela 2.4: Współczynniki rozkładów Gaussa

	w_i	μ_i	σ_i
Gauss 1	1002	9.242	3.446
Gauss 2	2086	0.7392	2.987
Gauss 3	1371	13.67	-8.156
Gauss 4	24.6	-9.793	-2.665

2.5.1 Analiza temperatury zewnętrznej w poszczególnych porach roku



Rysunek 2.3: Analiza temperatury zewnętrznej w poszczególnych porach roku

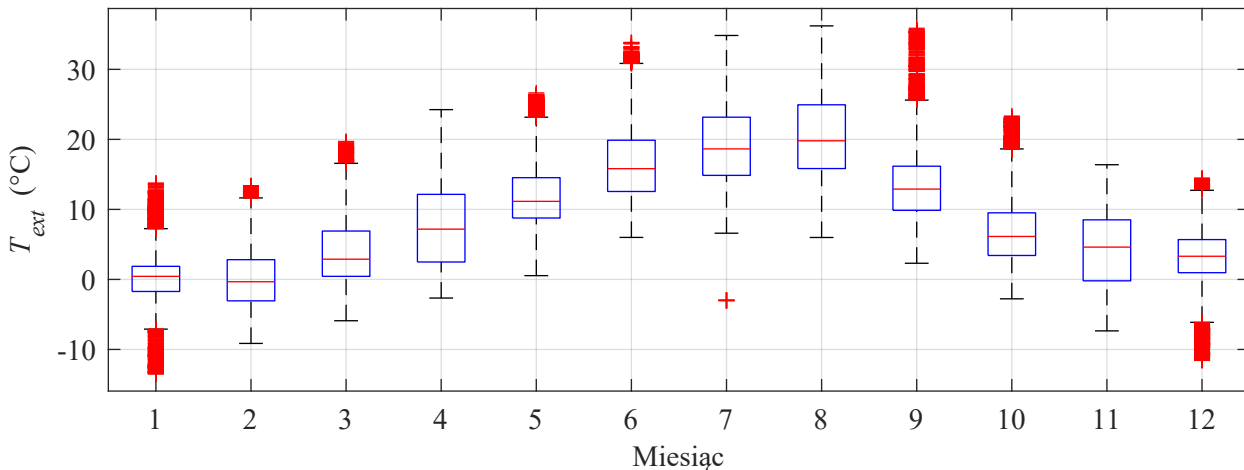
W Polsce rozróżniamy cztery pory roku: wiosnę (20.03-21.06), lato (21.06-23.09), jesień (23.09-22.12) i zimę (22.12-20.03). Wykres 2.3 przedstawia wartości charakterystyczne dla poszczególnych pór roku. Wyraźnie widoczna jest rozpiętość temperatury zewnętrznej w każdej z pór roku, jak również różnice w wartościach średnich. Konkretnie dane prezentuje tabela 2.5.

Tabela 2.5: Wartości statystyczne temperatury zewnętrznej w poszczególnych porach roku

Pora roku	Temperatura (°C)			
	wiosna	lato	jesień	zima
\bar{T}	11,05	18,23	5,50	1,15
T_{min}	-5,90	2,31	-7,35	-13,46
T_{max}	33,85	36,21	23,30	15,10
\tilde{x}	10,77	17,32	5,21	0,81
σ	6,92	6,39	4,98	4,51
s_n^2	47,90	40,82	24,81	20,33
$cov(T)$	47,90	40,82	24,81	20,33
$moda$	9,11	14,41	4,43	0,01

Lato jest najbardziej wymagającą porą roku dla systemu chłodniczego. Wynika to ze znacznej rozpiętości temperatur, jak również z najwyższych w ciągu roku temperatur maksymalnych. Najmniej wymagającą jest z kolei zima, podczas której temperatury kształtują się na najniższym poziomie oraz charakteryzują się najmniejszą rozpiętością w porównaniu do innych pór roku.

2.5.2 Analiza temperatury zewnętrznej w poszczególnych miesiącach roku



Rysunek 2.4: Analiza temperatury w poszczególnych miesiącach roku

Wartym uwagi jest rozkład temperatur w styczniu oraz we wrześniu. Rozkład styczniowy jest charakterystyczny z uwagi na najmniejszą w stosunku do pozostałych miesięcy różnicę pomiędzy pierwszym a trzecim kwartylem. Z drugiej strony posiada on znaczną ilość wartości odstających zarówno górnych jak i dolnych. Z kolei wrzesień charakteryzuje się największą ilością wartości odstających górnych. Miesiące typowo letnie (lipiec i sierpień) nie posiadają w ogóle wartości odstających. Analiza wartości temperatur wykazała, że w ciągu roku istnieją doby o podobnych profilach temperaturowych. Odstęp czasowy pomiędzy takimi doбами wynosi nawet kilka miesięcy. Tą obserwację wykorzystano podczas dalszej analizy pracy systemu chłodniczego (porównaj wykres 3.10).

Tabela 2.6: Wartości statystyczne temperatury zewnętrznej w poszczególnych miesiącach roku

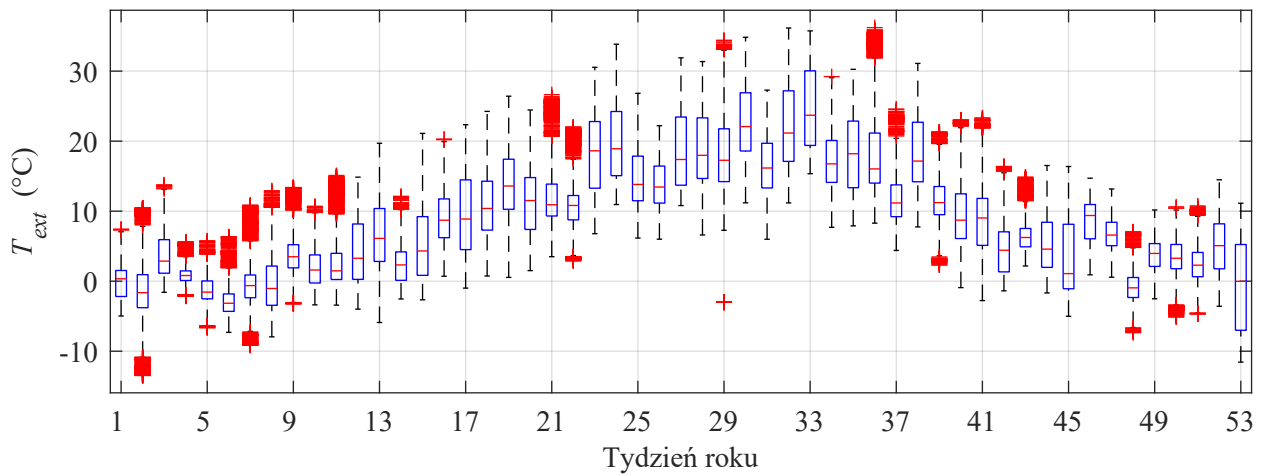
Miesiąc	Temperatura (°C)			
	\bar{T}	T_{min}	T_{max}	\tilde{T}
styczeń	0,36	-13,46	13,75	0,44
luty	0,18	-9,14	13,38	-0,33
marzec	3,97	-5,90	19,70	2,89
kwiecień	7,79	-2,66	24,25	7,18
maj	11,92	0,54	26,64	11,15
czerwiec	16,59	6,00	33,85	15,82
lipiec	19,36	6,60	34,84	18,64
sierpień	20,57	5,99	36,21	19,80
wrzesień	13,68	2,31	35,87	12,90
październik	6,77	-2,77	23,3	6,14
listopad	4,32	-7,35	16,38	4,62
grudzień	2,95	-11,56	14,48	3,31

Tabela 2.7: Wartości statystyczne temperatury zewnętrznej w poszczególnych miesiącach roku

Miesiąc	Temperatura (°C)			
	σ	s_n^2	$cov(T)$	$moda$
styczeń	3,77	14,18	14,18	1,09
luty	4,29	18,42	18,42	-4,53
marzec	4,78	22,82	22,82	0,01
kwiecień	6,32	39,98	39,98	-0,17
maj	4,7	22,05	22,05	7,96
czerwiec	5,47	29,90	29,9	12,32
lipiec	5,88	34,55	34,55	14,41
sierpień	6,64	44,12	44,12	33,62
wrzesień	5,42	29,42	29,42	12,7
październik	4,92	24,2	24,2	4,43
listopad	4,91	24,1	24,1	-1,17
grudzień	4,34	18,8	18,8	5,25

2.5.3 Analiza temperatury zewnętrznej w poszczególnych tygodniach roku

Zmienność temperatur w każdym tygodniu roku jest wysoka (powyżej 10°C, nawet do 25°C). Obrazuje to trudności w regulacji systemu chłodniczego, który praktycznie w każdym tygodniu musi dostosować się do pracy w szerokim zakresie temperatur. Analiza danych tygodniowych wykazała dużą dynamikę zmian temperatury zewnętrznej. W związku z tym, układ sterowania powinien na bieżąco reagować na zmiany



Rysunek 2.5: Analiza temperatury w poszczególnych tygodniach roku

temperatury, przy jednoczesnej wiedzy o porze roku, aby uwzględnić tendencję zmian lub być odpornym na nie.

Rozdział 3

System chłodzenia z zewnętrznym sterowaniem agregatami chłodniczymi

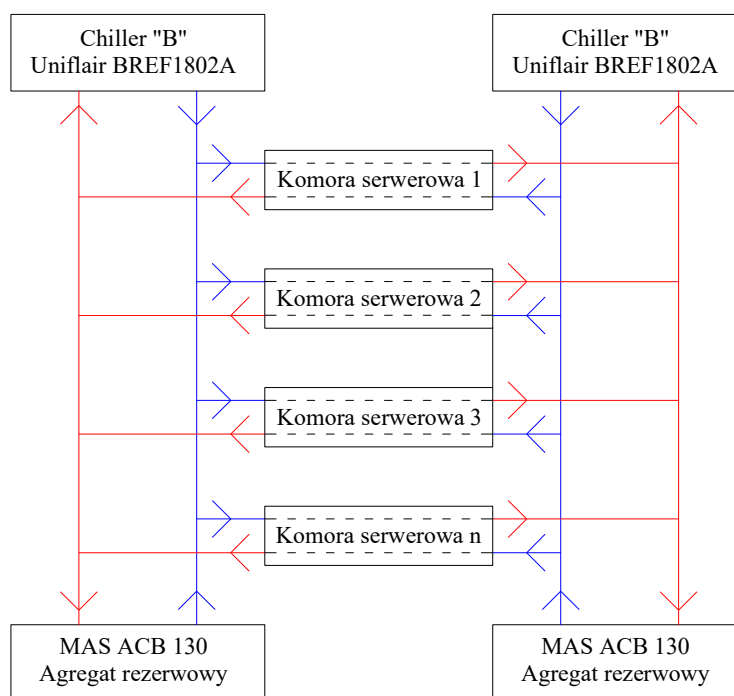
3.1 Założenia

Projektując budynek zdecydowano o wyborze systemu chłodniczego pracującego w oparciu o technologię wody lodowej z funkcją freecoolingu. Rozwiązanie tego typu opisywane jest jako jedno z możliwych sposobów realizacji funkcji freecoolingu w artykule [91]. Przewidziano miejsce zarówno dla zewnętrznych jak i wewnętrznych agregatów chłodniczych. Woda lodowa z agregatów chłodniczych transportowana jest rurą do szaf klimatyzacyjnych w komorach IT. Ruracz chłodniczy zaprojektowano jako redundantny, tzn. każda z szaf klimatyzacyjnych zasilona jest z dwóch niezależnych ruraczy, zaś każda szafa klimatyzacyjna posiada dwa niezależne wymienniki ciepła. Pierwotnie serwerownia posiadała cztery agregaty chłodnicze wody lodowej: zewnętrzne Uniflair BREF1802A (2 szt.) i wewnętrzne MAS ACB-130 (2 szt.). Agregaty MAS były odstawionymi agregatami rezerwowymi i nie brały czynnego udziału w chłodzeniu serwerowni. Podstawowym źródłem chłodu były dwa agregaty Uniflair.

Uproszczoną topologię systemu chłodniczego, prezentuje schemat przedstawiony na rysunku 3.1. Niebieskimi liniami zaznaczono ruracz transportujący zimną wodę lodową od źródeł chłodu do komór serwerowych, zaś czerwonymi ruracz transportujący ciepłą wodę, która po ogrzaniu w komorach serwerowych wraca do agregatów chłodniczych w celu wychłodzenia.

Pierwotnie pracował tylko jeden z agregatów chłodniczych Uniflair, drugi był wyłączony. Jego włączenie następowało automatycznie jedynie przypadku awarii agregatu podstawowego. Z każdym urządzeniem komunikował się nadrzędny system monitoringu budynku (ang. BMS - Building Management System), ale jego działanie ograniczało się do zbierania informacji o parametrach pracy poszczególnych urządzeń, w celu przedstawienia ich obsłudze technicznej budynku.

To rozwiązanie nie pozwalało w pełni wykorzystać potencjału chłodniczego obu urządzeń, w szczególności nie było możliwości wykorzystania pełnej wydajności chłodniczej obu agregatów w trybie FC. W celu rozwiązania problemu zaprojektowano i wdrożono nadrzędny system sterujący załączeniem agregatów chłodniczych (porównaj rysunek 3.2). Ponieważ architektura sterowania poszczególnych jednostek chłodniczych jest zamknięta, niemożliwa była bezpośrednia ingerencja w ich pracę. Nie było możliwości



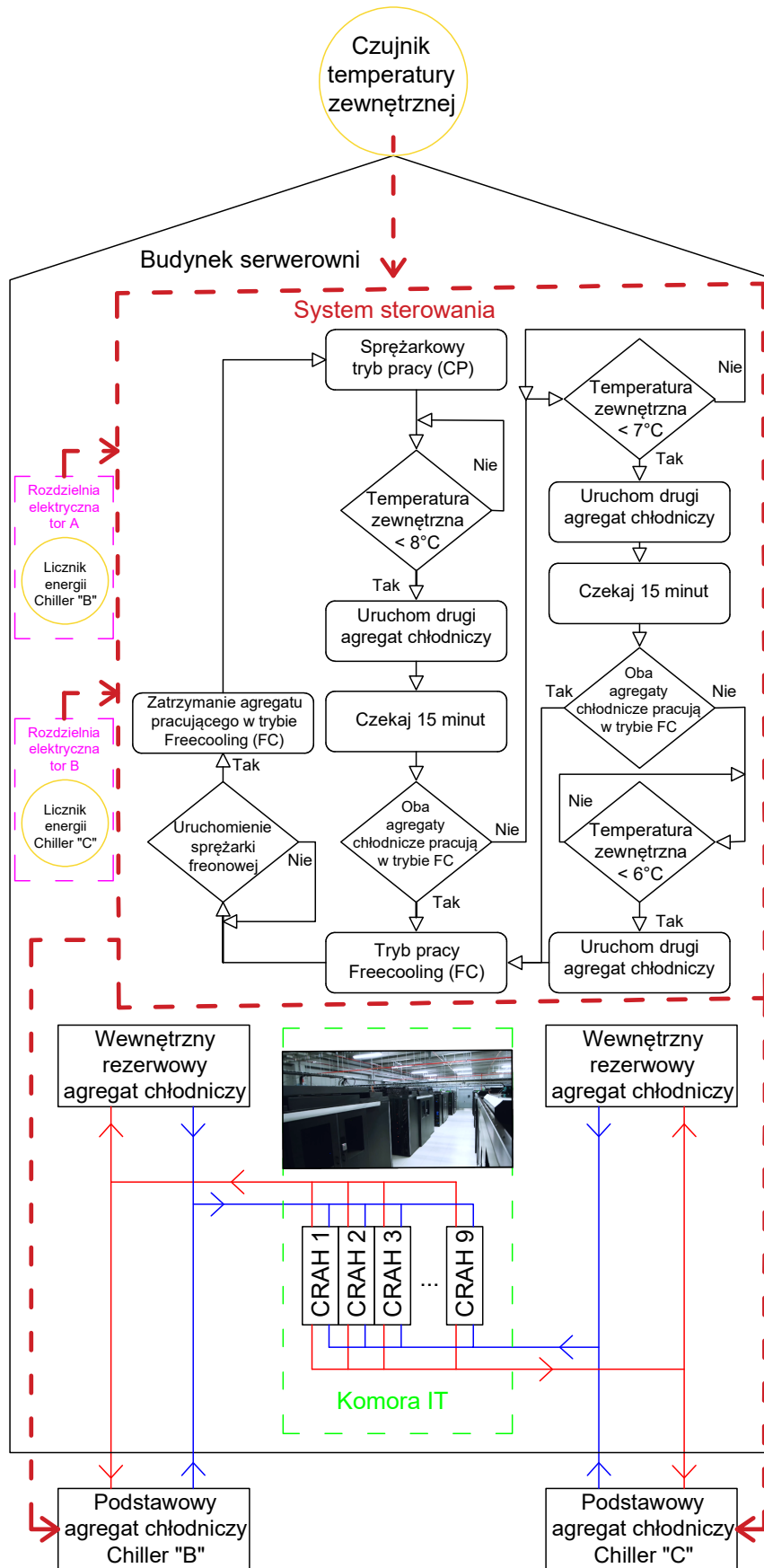
Rysunek 3.1: Schemat pierwotnego systemu chłodniczego serwerowni POLCOM

wysterowania agregatów do pracy w trybie FC, ponieważ podejmowały autonomicznie decyzje, w którym z trybów będą pracować. Aby ominąć ograniczenia narzucone przez producenta agregatów chłodniczych, znając jednocześnie (dzięki obserwacjom), warunki temperaturowe i mocowe, przy których agregaty przełączają się w tryb FC, opracowano dedykowany, nadrzędny system sterujący.

Działanie zaprojektowanej logiki sterującej polega na tym, że poprzez załączanie i wyłączanie agregatów, system nadrzędny próbuje pośrednio uzyskać odpowiedni tryb pracy pojedynczego agregatu chłodniczego (tryb CP lub FC), co odbywa się na zasadzie dzielenia w danym momencie zapotrzebowania na moc chłodniczą na jeden bądź dwa agregaty chłodnicze, tak, aby zmaksymalizować czas pracy w trybie FC (praca z pełną wydajnością chłodniczą obu agregatów w trybie FC) oraz ograniczyć pobór mocy elektrycznej w trybie CP (praca na jednym agregacie chłodniczym w trybie CP).

Podstawowym trybem pracy systemu jest tryb CP. Podczas pracy sprężarkowej pracuje pojedynczy agregat. Jeżeli temperatura zewnętrzna spadnie poniżej 8°C , system zarządzający uruchamia drugi z agregatów, aby wykorzystać maksymalną dostępną moc chłodniczą w trybie FC. Po upływie 15 minut sprawdza, czy oba agregaty pracują w trybie FC. Jeżeli tak nie jest, system uznaje, że praca freecoolingowa przy 8°C jest niemożliwa i wyłącza jeden z agregatów. Kolejna próba przejścia systemu w tryb FC odbywa się kolejno przy 7°C oraz 6°C . Niemożliwe jest bezpośrednie sterowanie punktem przełączania pojedynczego agregatu pomiędzy trybami pracy (FC lub CP), co powoduje, że nie ma możliwości wyznaczenia konkretnej temperatury przełączenia całego systemu chłodniczego. Z tego powodu system sterujący podejmuje kilka prób przełączenia systemu chłodniczego w tryb FC dla powyższych wartości temperatur i oczekuje na efekt.

Tryb FC jest najbardziej pożądanym trybem pracy pod względem efektywności energetycznej. Wraz ze wzrostem temperatury zewnętrznej maleje jednak wydajność chłodnicza agregatów, aż dowolny z agregatów podejmuje decyzję o załączeniu sprężarki. Załączenie sprężarki przez dowolny z agregatów jest informacją

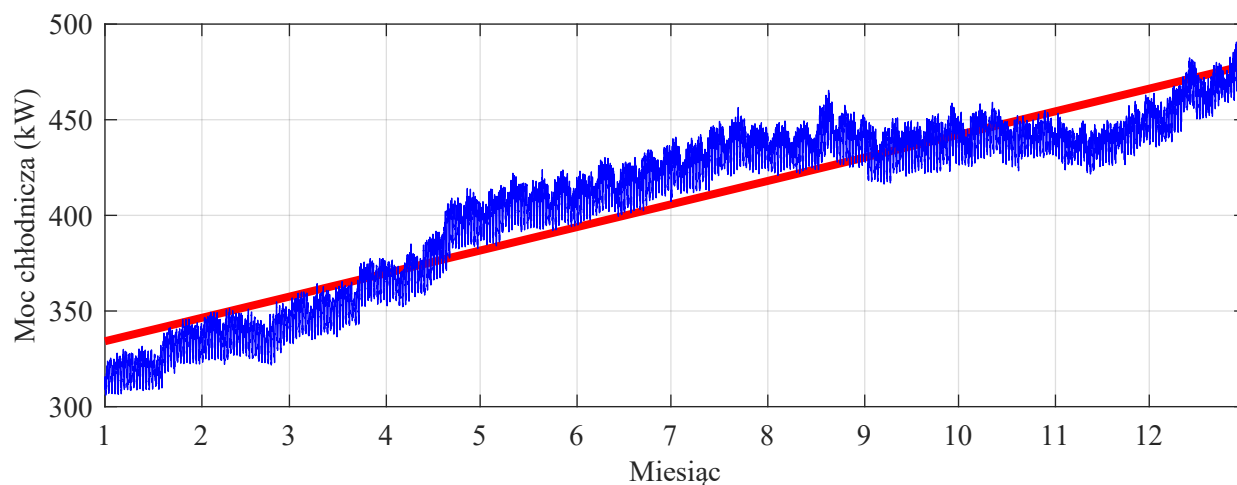


Rysunek 3.2: Autorski system sterowania agregatami chłodniczymi Chiller "B" i Chiller "C"

dla systemu zarządzającego o konieczności przełączenia systemu chłodniczego w tryb CP. Odbywa się to poprzez wyłączenie jednego z agregatów, a pojedynczy agregat kontynuuje pracę w trybie sprężarkowym.

3.2 Zmiana zapotrzebowania na moc chłodniczą

W ciągu roku 2015 rosła ilość sprzętu IT zainstalowanego w serwerowni. Tym samym wzrastało zapotrzebowanie na moc chłodniczą, które powinny realizować agregaty chłodnicze. Profil zmiany zapotrzebowania na moc chłodniczą prezentuje wykres 3.3. Na początku roku zapotrzebowanie na moc chłodniczą wynosiło minimalnie 306 kW a pod koniec roku osiągnęło wartość maksymalną 498 kW. Nastąpił więc wzrost zapotrzebowania o 63%.



Rysunek 3.3: Zapotrzebowanie na moc chłodniczą w roku 2015

Zapotrzebowanie systemu chłodniczego na moc chłodniczą jest ściśle związane z ilością zainstalowanego sprzętu IT przez klientów firmy POLCOM i przedstawia rzeczywistą dynamikę procesów biznesowych. Wpływa również na temperaturę przełączania agregatów chłodniczych w tryb FC, a więc powinno być monitorowane i analizowane w kontekście strategii sterowania.

3.3 Rezultaty

Efekt pracy systemu sterowania załączającego dodatkowy agregat chłodniczy był widoczny na przestrzeni roku 2015. Wykres 3.4 przedstawia sumaryczny pobór mocy przez oba agregaty Chiller "B" oraz Chiller "C" na przestrzeni tego roku.

Zapotrzebowanie na moc chłodniczą, obok temperatury powietrza zewnętrznego, jest znaczącym czynnikiem wpływającym na warunki pracy agregatów chłodniczych. Aby pokazać tę zależność dokonano stosownej analizy danych.

Analiza polegała na wyodrębnieniu punktów pomiarowych odpowiadającym następującym sytuacjom:

- praca pojedynczego agregatu chłodniczego w trybie FC - kolor niebieski,
- praca dwóch agregatów chłodniczych w trybie FC - kolor zielony,
- praca w trybie CP - kolor czerwony.

Analizie poddano następujące próbki danych: moc elektryczną pobieraną przez agregaty chłodnicze, moc chłodniczą, temperaturę zewnętrzną oraz współczynnik wydajności agregatów (COP). Wykres 3.4 przedstawia sumaryczny pobór mocy przez agregat chiller B oraz chiller C na przestrzeni roku 2015.

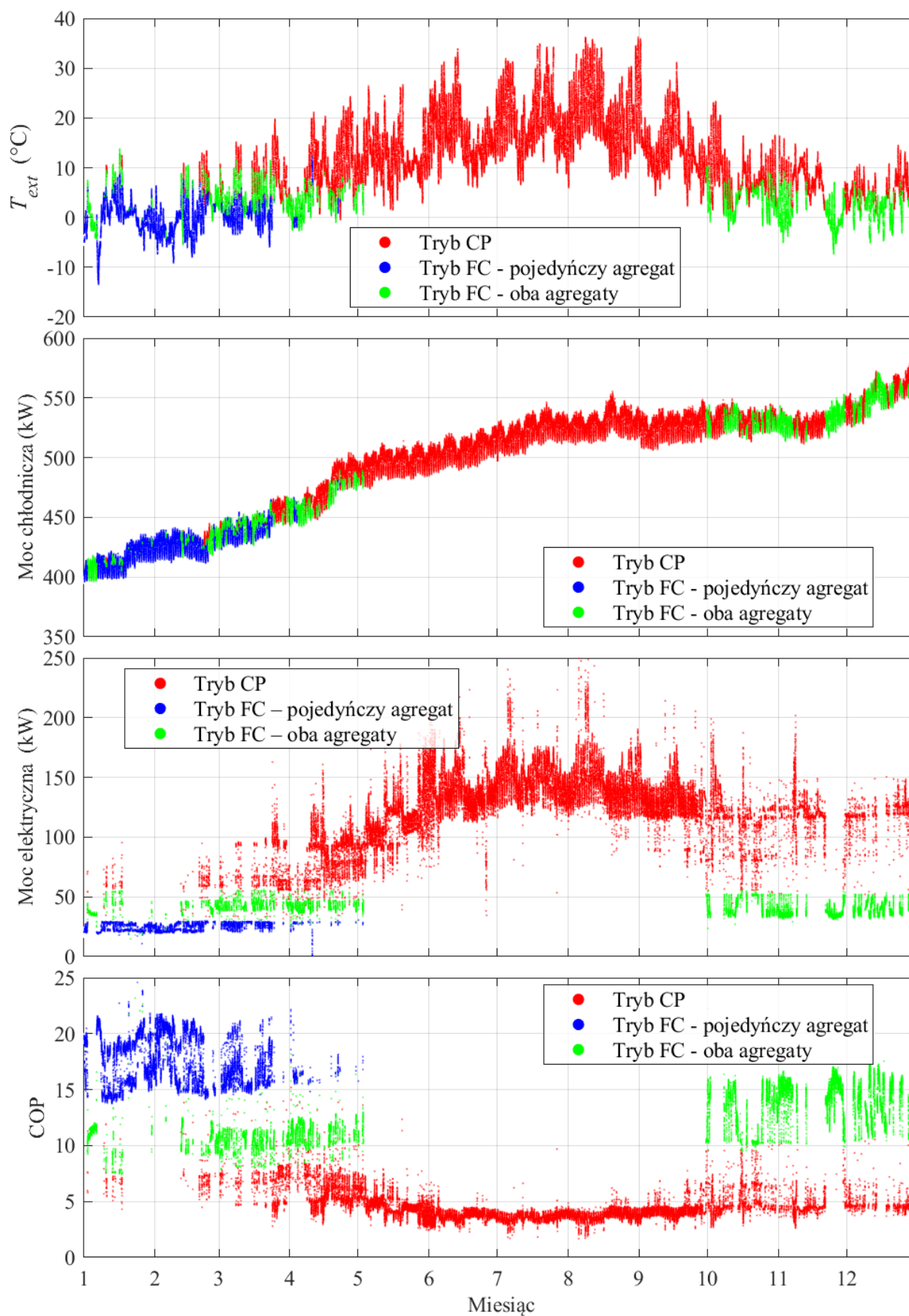
Wyraźnie widoczny jest wpływ trybu pracy na wielkość poboru mocy elektrycznej. Najmniejszym poborem mocy charakteryzuje się tryb pracy FC na jednym agregacie chłodniczym (pobór mocy zawiera się w tym przypadku poniżej 30 kW). W trybie FC przy pracy na obu agregatach pobór mocy kształtuje się pomiędzy 30 kW a 60 kW. Trybem o największym zapotrzebowaniu na moc elektryczną jest tryb CP gdzie pobór mocy dochodzi do 250 kW. Charakteryzuje go również największa amplituda zmian poboru mocy elektrycznej (190 kW), tymczasem w trybie pracy FC na jednym agregacie jest to 10 kW, a na obu agregatach 20 kW.

Na wykresie wyraźnie można dostrzec fakt braku pracy systemu w trybie FC na jednym agregacie pod koniec roku, pomimo że temperatury zewnętrzne są w tym czasie odpowiednio niskie. Jest to powiązane ze wzrostem zapotrzebowania na moc chłodniczą, co poddano szczegółowej analizie i przedstawiono w dalszej części pracy.

Na wykresie 3.4 przedstawiono również wartości temperatury zewnętrznej na przestrzeni całego roku 2015. Czas pracy pojedynczego agregatu w trybie FC zawiera się w przedziale styczeń - marzec a górna granica temperaturowa tego trybu pracy maleje wraz z upływem czasu. Podobnie dzieje się z trybem FC przy pracujących obu agregatach chłodniczych. W tym trybie system pracuje w okresach marzec - kwiecień oraz październik - grudzień i również tutaj możemy zaobserwować stopniowe obniżanie górnego poziomu temperatury zewnętrznej wraz z upływem czasu. W okresie październik - grudzień widoczny jest znaczący udział pracy sprężarkowej, a należy zaznaczyć, że w okresie styczeń - marzec praca sprężarkowa praktycznie nie miała miejsca. Przyczyną wszystkich tych zjawisk jest stopniowy wzrost zapotrzebowania na moc chłodniczą, szczególnie widoczny w początkowych oraz końcowych miesiącach roku. W początkowych miesiącach przeważał tryb pracy FC, z kolei w końcówce roku wyraźnie widoczny jest już udział pracy sprężarkowej. Powodem jest stosunkowo niewielka wydajność chłodnicza agregatów w trybie FC co powoduje że zmiana zapotrzebowania na moc chłodniczą jest wyraźnie odzwierciedlona w czasie pracy w trybie FC.

Wykres 3.4 ilustruje również wydajność systemu chłodniczego z wyodrębnieniem trybów pracy agregatów chłodniczych spełniając żądane zapotrzebowanie ma moc chłodniczą.

Praca jednego agregatu chłodniczego w trybie FC była możliwa do drugiej połowy marca, co wynikało z korelacji niskiego zapotrzebowania na moc chłodniczą oraz niskich temperatur zewnętrznych. Wraz z upływem czasu rosło zapotrzebowanie na moc chłodniczą, co uniemożliwiło pracę systemu chłodniczego na jednym agregacie w trybie FC. W końcówce roku, gdy temperatury zewnętrzne z powrotem osiągnęły wartości w okolicach kilku stopni Celsjusza, konieczna była praca obu agregatów chłodniczych w trybie FC, aby zapewnić produkcję mocy chłodniczej na odpowiednim poziomie.



Rysunek 3.4: Temperatura zewnętrzna, generowana moc chłodnicza, pobierana moc elektryczna oraz efektywność energetyczna agregatów chłodniczych BREF pracujących w roku 2015, z podziałem na tryby pracy

W środkowej części roku (maj - wrzesień) system chłodniczy pracował głównie w trybie CP. Wzrost zapotrzebowania na moc chłodniczą w tym okresie był stosunkowo niewielki (o 10% z 400 kW do 440 kW). Nie widać znaczącego wpływu takiej zmiany na wartość współczynnika COP.

Pomimo ograniczonej możliwości sterowania systemem chłodniczym, wykorzystano dostępne podstawowe możliwości sterowania, co pozwoliło na redukcję zużycia energii elektrycznej przez system chłodniczy o 39% w stosunku do roku 2014. Odpowiednie zarządzanie załączeniem nadmiarowego, redundanтного agregatu chłodniczego pozwoliło ograniczyć pobór energii przez wykorzystanie w sprzyjających warunkach temperaturowych, pracy obu agregatów w trybie FC. Tym samym wydłużając udział energooszczędnego trybu FC w ciągu roku.

Interesujące są z kolei początek i koniec roku. Widoczny jest wzrost z upływem czasu wartości współczynnika COP w trybie freecoolingowym przy pracujących obu agregatach. To wynik pobierania części mocy elektrycznej na pracę jałowa, nie związana bezpośrednio z wytwarzaniem mocy chłodniczej przez agregat chłodniczy (głównie tłoczenie glikolu przez pompy obiegowe). Niezależnie z jakim obciążeniem pracuje agregat pompy obiegowe muszą być uruchomione i pobierają tę samą ilość mocy elektrycznej. W badanym agregacie chłodniczym to około 20 kW. Elementem regulującym swoją wydajność w trybie freecooling są jedynie wentylatory, które pobierają do 10 kW mocy elektrycznej, a więc tylko 33% maksymalnej całkowitej mocy pobieranej przez agregat chłodniczy pracujący w trybie freecooling. Zwiększając obciążenie agregatów mocą cieplną, powodujemy jedynie wzrost poboru mocy przez wentylatory. Dlatego zwiększenie obciążenia agregatu w trybie FC powoduje równoczesne zwiększenie jego współczynnika COP (pomijamy w tym miejscu wpływ temperatury zewnętrznej).

Widzimy również, że największą efektywność system osiągał przy jednym pracującym agregacie. Powodem było to, że działały tylko pompy obiegowe w jednym agregacie. Pompy drugiego agregatu były wyłączone i dzięki temu nie powodowały wzrostu poboru mocy elektrycznej.

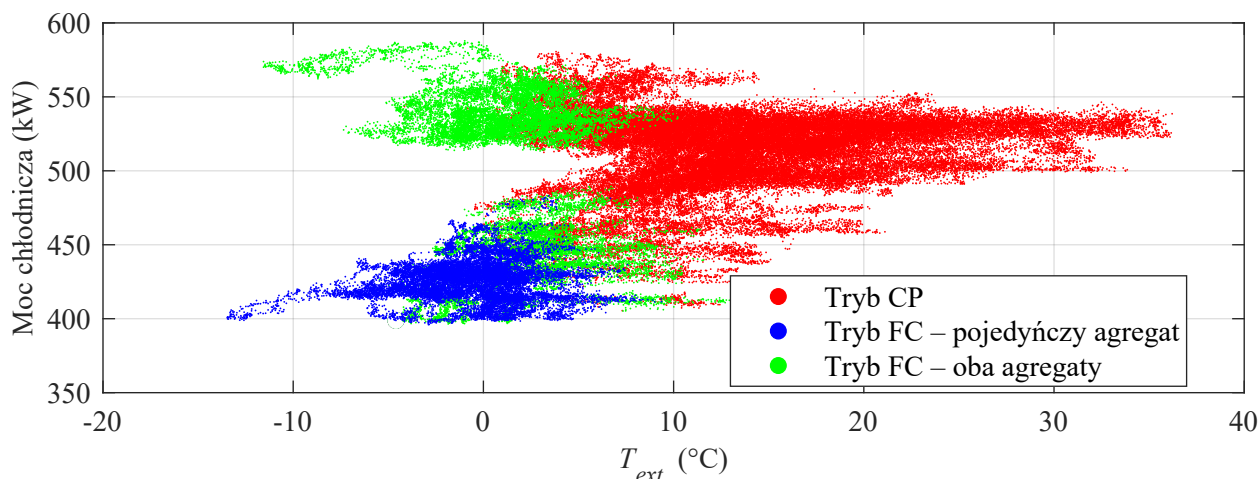
Średnioroczny współczynnik COP wyniósł 8,63.

Podsumowanie czasu pracy systemu chłodniczego w poszczególnych trybach pracy pokazuje tabela 3.1.

Tabela 3.1: Czas pracy systemu chłodniczego w poszczególnych trybach pracy

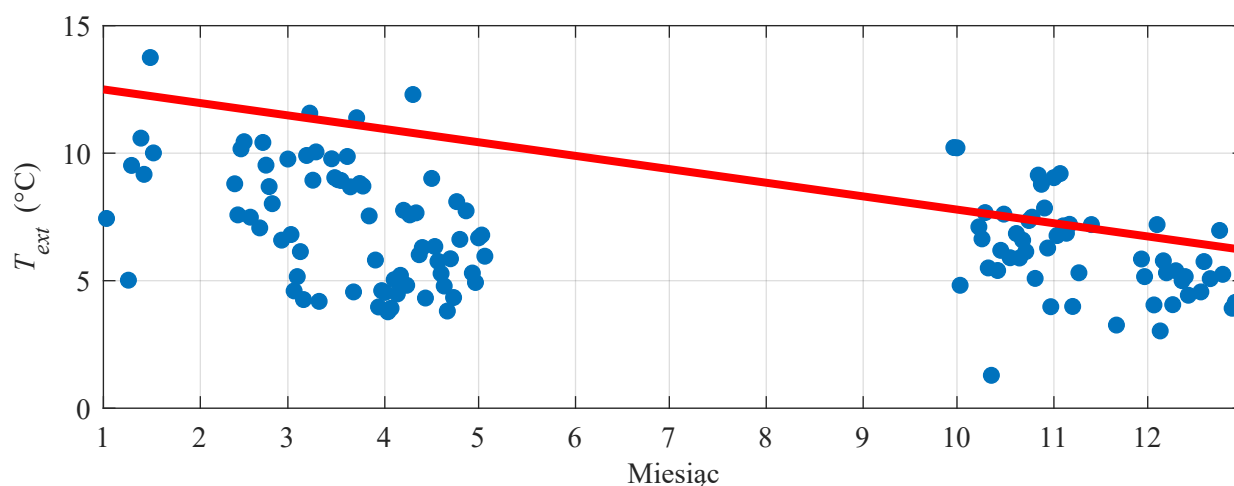
Tryb pracy	Czas pracy		COP
	[dni]	[%]	średnie
Freecooling pojedynczy agregat	69	19	17,69
Freecooling oba agregaty	60	16	15,09
Sprężarkowy	236	65	4,39

Wykres 3.5 obrazuje zakres pracy systemu chłodniczego w poszczególnych trybach pracy w odniesieniu do temperatury zewnętrznej i zapotrzebowania na moc chłodniczą. Wzrost zapotrzebowania na moc chłodniczą powoduje spadek maksymalnych temperatur zewnętrznych, przy których system chłodniczy pracuje w trybie FC. Ogranicza również możliwość pracy na pojedynczym agregacie w trybie FC.



Rysunek 3.5: Tryby pracy systemu chłodniczego w odniesieniu do zapotrzebowania na moc chłodniczą i temperatury zewnętrznej

Trybem pracy o najdłuższym czasie trwania był tryb CP. Udział trybu FC wyniósł w sumie w ciągu roku 35% (128 dni). Odpowiada temperaturze zewnętrznej $4,4^{\circ}\text{C}$ (temperatura zewnętrzna równa lub niższa od $4,4^{\circ}\text{C}$ miała miejsce przez 35% czasu w ciągu roku 2015). Ta temperatura jest wyraźnie niższa od maksymalnych temperatur przy których odbywała się praca w trybie FC. Aby oszacować maksymalny, możliwy do osiągnięcia czas pracy w trybie FC przy warunkach temperaturowych obowiązujących w roku 2015, wyznaczono maksymalną temperaturę zewnętrzną przy której miała miejsce praca w trybie FC w każdej dobie roku, w której nastąpiło przejście systemu w sprężarkowy tryb pracy (zobacz wykres 3.6).



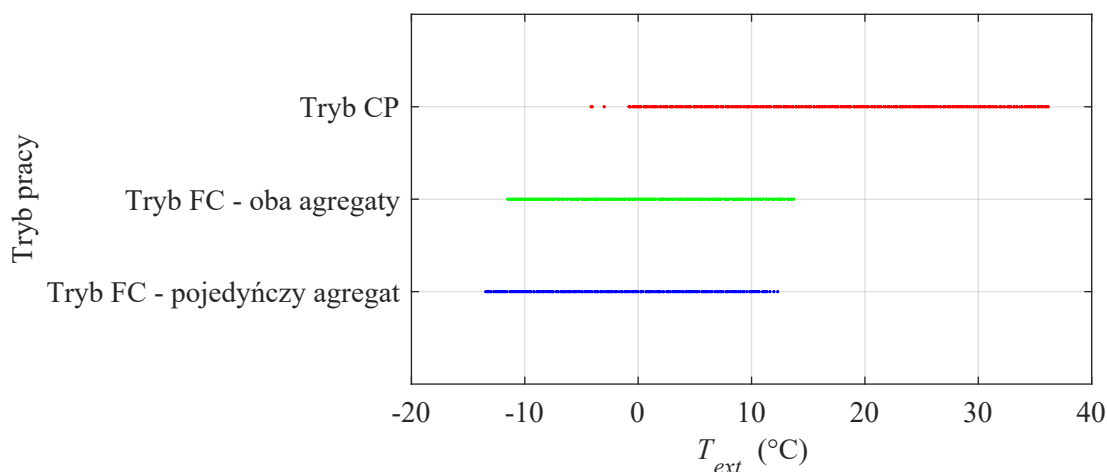
Rysunek 3.6: Dienne maksymalne temperatury zewnętrzne w trybie FC

Na podstawie analizy maksymalnych temperatur przyjęto, że maksymalną temperaturę zewnętrzną przy której możliwa jest praca w trybie FC wyznacza prosta przecinająca punkty o wartości $12,7^{\circ}\text{C}$ na początku roku oraz $8,3^{\circ}\text{C}$ w ostatnim dniu roku. Wiele z maksymalnych temperatur znacząco odbiega od wartości wynikających z wyznaczonej prostej. Wartości leżące poniżej prostej oznaczają straty w czasie pracy FC spowodowane wyjściem systemu chłodniczego z trybu FC przy zbyt niskiej temperaturze zewnętrznej.

Spadek wartości maksymalnej temperatury, przy której system chłodniczy pracował w trybie FC, wynika ze wzrostu zapotrzebowania na moc chłodniczą (co prezentuje wykres 3.3).

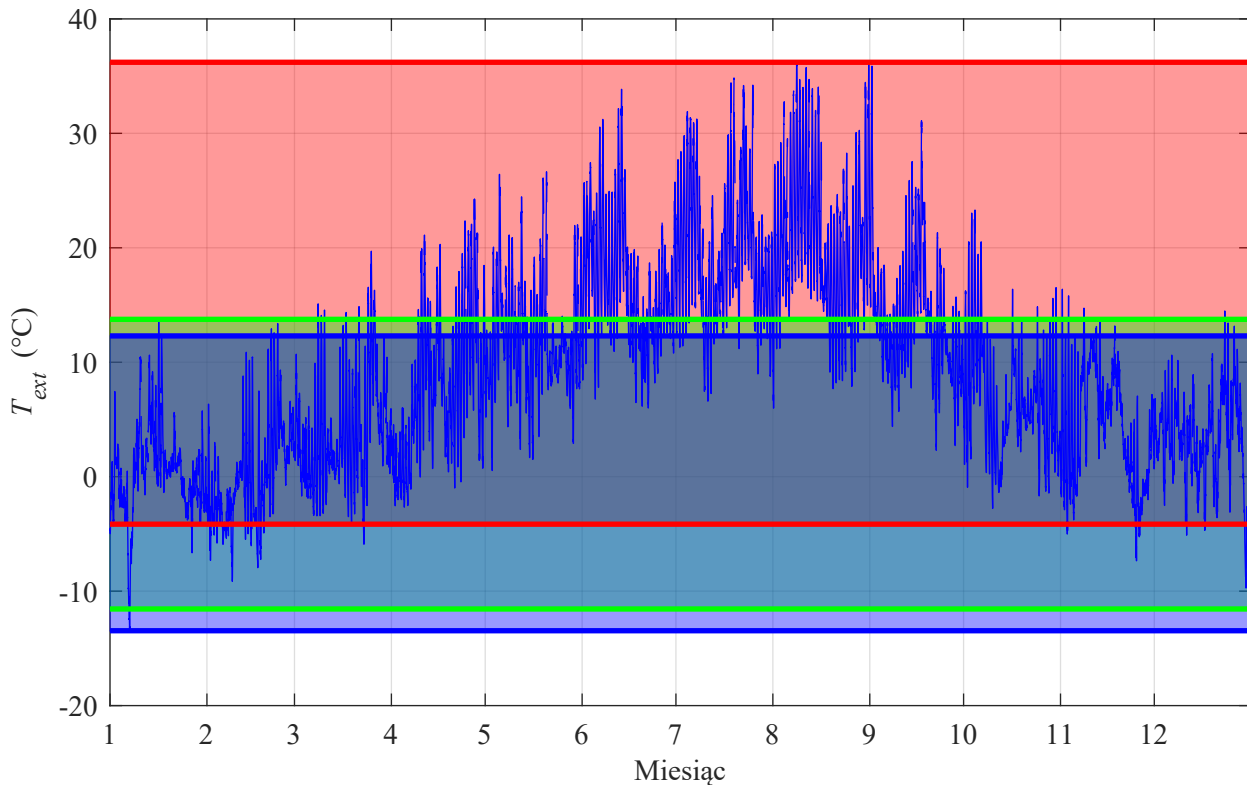
Analiza wykazała, że czas w którym temperatura w ciągu roku była niższa od wartości określonych prostą na wykresie 3.6 wyniósł 188 dni (52%). Można więc stwierdzić, że przy w pełni efektywnie działającym systemie sterowania (systemie, który bezpośrednio sterowałby momentem przełączania trybem pracy systemu chłodniczego) czas pracy w trybie FC również powinien wynieść 188 dni. Więc powinien być dłuższy o 60 dni w stosunku do czasu jaki system realnie uzyskał.

Ta prawidłowość jest również widoczna na wykresie 3.7, przedstawiającym zakres temperatury zewnętrznej dla pracy systemu chłodniczego w poszczególnych trybach pracy. Widoczna jest praca systemu chłodniczego w trybie CP już od temperatury zewnętrznej wynoszącej $-0,74^{\circ}\text{C}$. Analiza danych (wykres 3.6) pokazała, że praca CP w tak niskich temperaturach nie jest konieczna, ponieważ byłaby możliwa praca systemu w ekonomicznym trybie FC.



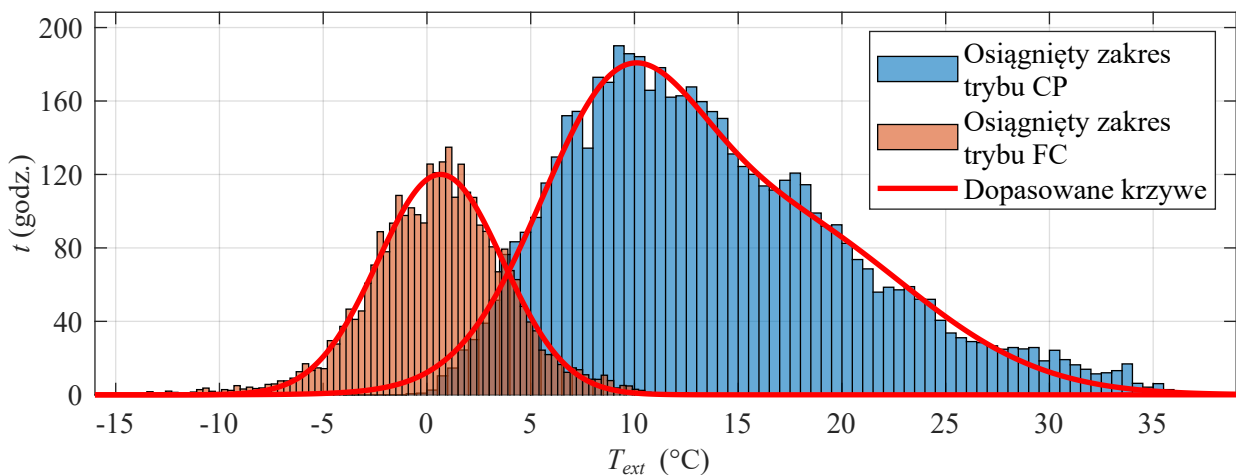
Rysunek 3.7: Histereza trybów pracy systemu chłodniczego

Wykres 3.8 przedstawia przebieg temperatury zewnętrznej, na który naniesiono obszary odpowiadające zakresowi temperatury zewnętrznej przy poszczególnych trybach pracy. Obszar czerwonego koloru oznacza przedział temperatury zewnętrznej, przy której występowała praca w trybie CP. Obszar zielonego koloru oznacza przedział temperatury zewnętrznej, przy której występowała praca w trybie FC na obu agregatach. Obszar niebieskiego koloru oznacza przedział temperatury zewnętrznej, przy której występowała praca w trybie FC na jednym agregacie. Obszary pracy freecoolingowej i sprężarkowej zachodzą na siebie. Powodem są niedoskonałości wewnętrznych algorytmów sterowania agregatów chłodniczych jak również zmiana zapotrzebowania na moc chłodniczą w ciągu roku. Skutkiem jest zmienna wartość temperatury zewnętrznej, przy której system chłodniczy przełączał się pomiędzy trybami pracy.



Rysunek 3.8: Histereza trybów pracy systemu chłodniczego w odniesieniu do czasowego przebiegu temperatury zewnętrznej na przestrzeni roku

Opisane powyżej warunki skutkowały następującym rozkładem czasu pracy w poszczególnych trybach pracy (rys. 3.9). Do każdego z trybów pracy dopasowano krzywą. Punkt przecięcia się tych krzywych odpowiada temperaturze o wartości 4°C , zatem o 2°C mniej od szacowanej na podstawie analizy danych historycznych możliwej do osiągnięcia temperatury pracy w trybie FC, wynoszącej 6°C (porównaj rys. 2.2). Wnioskuje się, że zewnętrzne sterowanie agregatami chłodniczymi, mające na celu wydłużenie czasu pracy w trybie FC, nie wykorzystuje w pełni możliwości technicznych agregatów chłodniczych. Pożądanym byłoby taki system chłodniczy, którego tryb pracy mógłby być bezpośrednio sterowany przez algorytm nadrzędny.



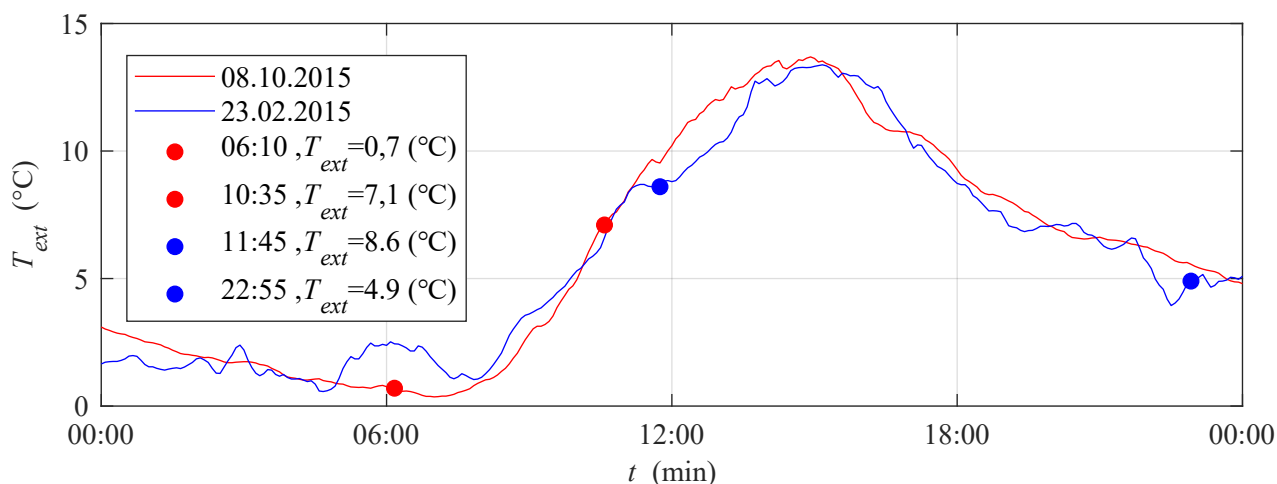
Rysunek 3.9: Histereza trybów pracy systemu chłodniczego

3.4 Wpływ zmiany zapotrzebowania na moc chłodniczą agregatów na ich efektywność pracy - na podstawie analizy pracy dobowej

Zapotrzebowanie na moc chłodniczą obok temperatury powietrza zewnętrznego, jest znaczącym czynnikiem wpływającym na warunki pracy agregatów chłodniczych. Aby pokazać tę zależność dokonano stosownej analizy danych. Aby zniwelować wpływ temperatury zewnętrznej na wyniki analizy, na podstawie danych z całego roku wyodrębniono podobne, dobowe profile temperaturowe dla odmiennych zapotrzebowań na moc chłodniczą. Łącznie przeanalizowano dwadzieścia trzy przykłady, z których zdecydowano się przedstawić jeden, najbardziej reprezentatywny, który prezentuje dane dotyczące zachowania agregatów chłodniczych przy podobnych warunkach temperaturowych a różnym zapotrzebowaniu na moc chłodniczą.

3.4.1 Analiza pracy w dniach 23.02.2015 oraz 8.10.2015

Zmiany wartości temperatury zewnętrznej w dniach 23.02.2015 oraz 8.10.2015 prezentuje wykres 3.10. Obie doby charakteryzowały się umiarkowanymi temperaturami, bez skrajnie niskich i wysokich wartości oraz podobnym przebiegiem czasowym. Minimalne, maksymalne temperatury, wartości średnie oraz odchylenie standardowe są zbliżone dla obu dni. Parametry te prezentuje tabela 3.2. Na podstawie zbieżności tych parametrów określono, że porównanie pracy agregatów chłodniczych w obu dobach będzie miarodajne, ponieważ wpływ temperatury zewnętrznej został zminimalizowany.



Rysunek 3.10: Przebieg temperatury zewnętrznej w dniach 23.02.2015 oraz 8.10.2015

Tabela 3.2: Parametry profilu temperaturowego

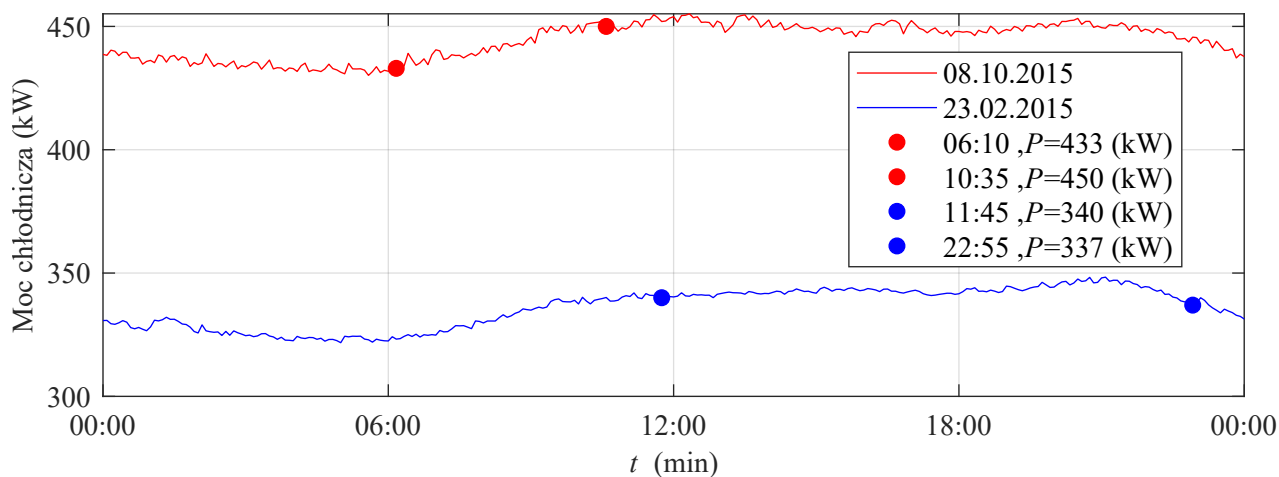
Data	23.02.2015	8.10.2015
T_{min}	0,6°C	0,4°C
T_{max}	13,4°C	13,7°C
\bar{T}	5,9°C	6,0°C
σ	4,01	4,30

Na wykresie 3.10 zaznaczono cztery punkty. Czerwone dotyczą doby 8.10.2015, a niebieskie doby 23.02.2015. Oznaczają momenty przejścia i wyjścia systemu chłodniczego z trybu FC. Legenda dotycząca tych punktów, zawiera odpowiednio godzinę doby oraz temperaturę zewnętrzną. Biorąc pod uwagę profil poboru mocy elektrycznej przez agregaty chłodnicze prezentowany na rysunku 3.12, wyznaczono dla godziny 6:10 w dniu 8.10.2015 punkt wejścia w tryb FC, a punkt wyjścia dla godziny 10:35. W dniu 8.10.2015 wejście w tryb FC odbyło się przy temperaturze zewnętrznej $0,7^{\circ}\text{C}$ a wyjście przy temperaturze $7,1^{\circ}\text{C}$. Z kolei w dniu 23.02.2015 punkt wejścia w tryb FC miał miejsce o godzinie 22:55, a punkt wyjścia o godzinie 10:35. Odpowiadająca tym punktom temperatura wejścia w tryb FC wynosiła $4,9^{\circ}\text{C}$, temperatura wyjścia $8,6^{\circ}\text{C}$. Dla obu dób temperatura wejścia w tryb FC jest więc niższa, niż temperatura wyjścia z tego trybu.

Czas pracy w trybie FC w dniu 23.02.2015 wyniósł 11 godzin i 10 minut, zaś w dniu 8.10.2015 4 godziny i 25 minut. Należy zauważyć, że agregaty chłodnicze powinny pracować w trybie FC w całym przedziale czasu, dla którego temperatura zewnętrzna była niższa od temperatury punktu wyjścia z trybu FC (zgodnie z właściwością, że im niższa temperatura powietrza zewnętrznego, tym większa wydajność chłodnicza agregatu pracującego w trybie FC). System sterowania nie pracuje więc w tym przypadku poprawnie, ponieważ nie przełącza agregatów chłodniczych tryb FC przy sprzyjających warunkach temperaturowych. Przy idealnie pracującym systemie sterującym możliwa byłaby dłuższa praca agregatów chłodniczych w trybie FC a tym samym oszczędności w zużyciu energii elektrycznej.

Maksymalny możliwy czas pracy systemu chłodniczego w trybie FC wynosi więc 16 godzin i 15 minut w dniu 23.02.2015 (do godziny 11:45 i od 18:20) oraz 14 godzin i 35 minut w dniu 8.10.2015 (do godziny 10:35 i od godziny 20:00).

Wydajność chłodnicza agregatów prezentowała się następująco:



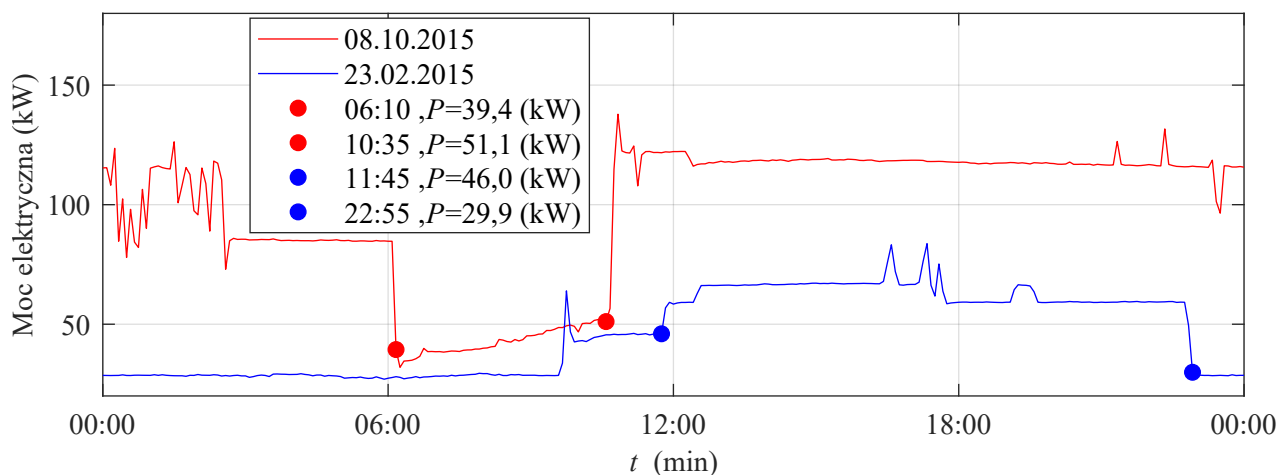
Rysunek 3.11: Wydajność chłodnicza agregatów chłodniczych w dniach 23.02.2015 oraz 08.10.2015

Wydajność chłodnicza w czasie każdego z dni zmieniała się w podobny sposób. Zmiany wydajności w poszczególnych dniach są niewielkie, poniżej 4% od wartości średniej z danego dnia. Przyjęto więc, że dobowe zmiany można pominąć podczas dalszej analizy. Najważniejsze wskaźniki prezentuje tabela 3.3. Z danych tych wynika, że średnia wydajność chłodnicza w dniu 23.02.2015 wynosiła 336 kW a w dniu 8.10.2015 444 kW. Wzrost średniej wydajności wyniósł 108 kW (32%).

Tabela 3.3: Parametry profilu wydajności chłodniczej

Data	23.02.2015	8.10.2015
P_{min}	322 kW	430 kW
P_{max}	348 kW	455 kW
\bar{P}	336 kW	444 kW
σ	7,95	7,18

W powyższych warunkach pobór mocy elektrycznej przez agregaty chłodnicze kształtował się następująco:



Rysunek 3.12: Pobór mocy elektrycznej przez agregaty chłodnicze w dniach 23.02.2015 oraz 8.10.2015

Tabela 3.4: Parametry profilu poboru mocy

Data	26-Mar-2015	10-Jul-2015
P_{min}	27 kW	32 kW
P_{max}	84 kW	134 kW
\bar{P}	46 kW	97 kW
σ	17,06	29,34

W dniu 23.02.2015 początkowo pracował jeden agregat chłodniczy w trybie FC pobierając poniżej 30 kW mocy elektrycznej. Następnie o godzinie 9:40 system sterowania uruchomił drugi z agregatów, który rozpoczął pracę również w trybie FC. Oba agregaty pracowały jednocześnie w trybie FC pobierając około 45 kW mocy elektrycznej. O godzinie 11:45 nastąpiło przejście jednego z agregatów w tryb pracy sprężarkowy. System sterowania wyłączył drugi z agregatów. Pojedynczy agregat pracował w trybie sprężarkowym do godziny 22:55. O tej godzinie jedyny pracujący agregat przełączył się w tryb FC.

Aby osiągnąć lepszą efektywność pracy system sterowania powinien wcześniej (o godzinie 18:20) uruchomić drugi agregat chłodniczy, ponieważ wtedy byłby w stanie pracować już od tego czasu w trybie FC. Warunkiem koniecznym byłaby jednak pewność, że sterowniki obu agregatów przełączają je w tryb FC. Bazu-

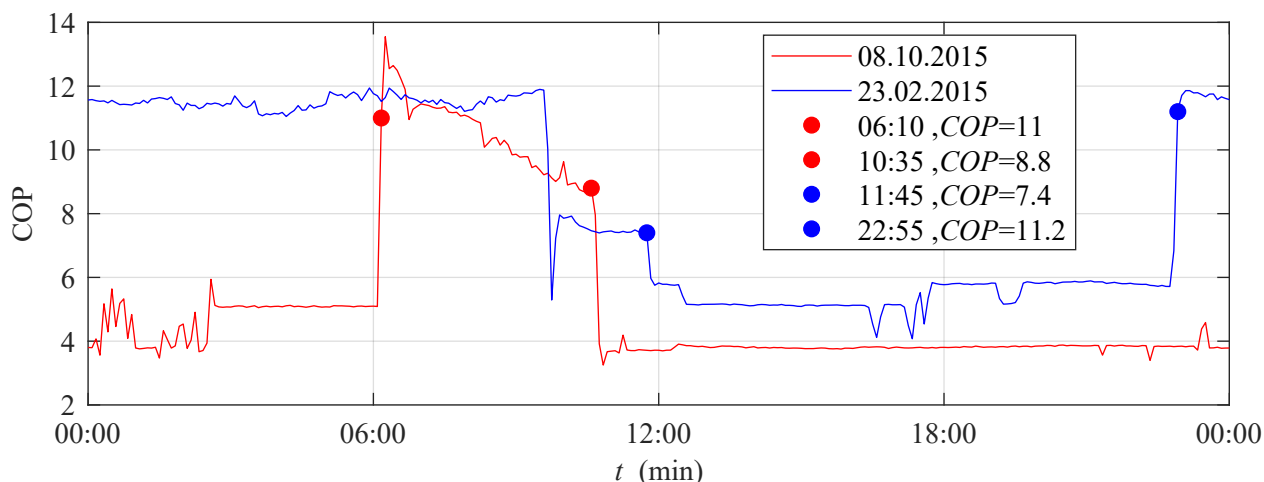
jąc na obserwacjach historycznych wnioskuje się, że sterowniki wewnętrzne agregatów chłodniczych przełączają je w tryb FC dopiero, gdy zapas wydajności chłodniczej jest odpowiednio wysoki. Z tego powodu, system sterujący nie uruchomił odpowiednio wcześniej drugiego z agregatów, ponieważ nie było pewności że oba agregaty będą pracować w trybie FC.

W dniu 8.10.2015 początkowo pracował jeden agregat chłodniczy, w trybie sprężarkowym pobierając powyżej 80 kW mocy elektrycznej. Następnie o godzinie 6:10 system sterowania uruchomił drugi z agregatów, który rozpoczął pracę w trybie FC. Jednocześnie odciążony pierwszy z agregatów przełączył się w tryb FC. Oba agregaty pracowały następnie w trybie FC pobierając około 30÷51 kW mocy elektrycznej. O godzinie 10:35 nastąpiło przejście jednego z agregatów w tryb pracy sprężarkowej. System sterowania wyłączył drugi z agregatów. Pojedynczy agregat pracował w trybie sprężarkowym do końca doby.

W tym przypadku system sterowania zadziałał poprawnie, jednak z uwagi na brak możliwości bezpośredniego sterowania trybem pracy pojedynczych agregatów, załączenie drugiego agregatu i tym samym przejście w tryb FC odbyło się przy znacznie niższej temperaturze zewnętrznej (w porównaniu do maksymalnej temperatury zanotowanej gdy system pracował w trybie FC).

Wartości charakterystyczne profilu poboru mocy zawarte są w tabeli 3.4. Średni dobowy pobór mocy wzrósł z 46 kW do 97 kW, a więc o 51 kW (111%).

W powyższych warunkach współczynnik wydajności COP agregatów chłodniczych kształtował się następująco:



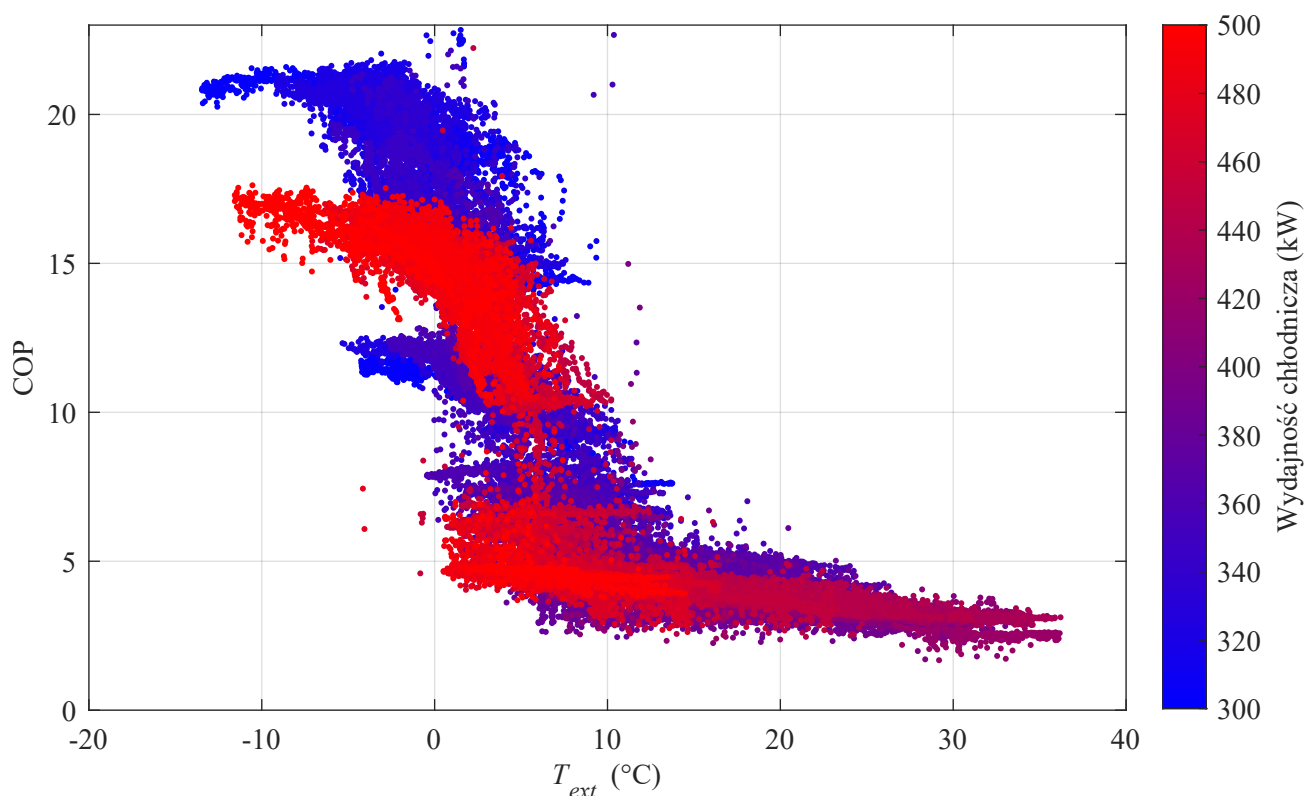
Rysunek 3.13: Współczynnik efektywności agregatów chłodniczych w dniach 23.02.2015 oraz 8.10.2015

Tabela 3.5: Parametry profilu COP

Data	23.02.2015	8.10.2015
COP_{min}	4,08	3,25
COP_{max}	11,94	13,55
\bar{COP}	8,37	5,30
σ	2,94	2,59

Podsumowując, wzrost wydajności chłodniczej agregatów o 32% skutkowało wzrostem poboru mocy o 111%. Jednocześnie średni współczynnik COP obniżył się o 37% (z 8,37 do 5,30).

3.5 Wpływ zmiany wydajności chłodniczej agregatów na ich efektywność energetyczną - w odniesieniu do temperatury zewnętrznej



Rysunek 3.14: Efektywność energetyczna agregatów chłodniczych w odniesieniu do temperatury zewnętrznej i wydajności chłodniczej

Wzrost zapotrzebowania na moc chłodniczą, w największym stopniu wpływa na współczynnik COP agregatów w zakresie temperatur zewnętrznych poniżej 10°C, w trybie pracy FC (patrz rys. 3.14). Powodem jest stosunkowo niska wydajność agregatów chłodniczych w trybie FC. Dodatkowo, zapotrzebowanie na moc chłodniczą w ciągu roku rośnie powyżej wydajności freecoolingowej pojedynczego agregatu. Z tego powodu przy zwiększonym zapotrzebowaniu na moc chłodniczą konieczne jest uruchamianie obu agregatów w pracy freecoolingowej.

3.6 Wnioski

- Pozyskanie rzeczywistych danych historycznych z komercyjnego Data Center oraz przeprowadzenie ich analizy stanowiło ważny element badawczy, pozwalający na diagnostykę funkcjonowania systemu chłodniczego. Analizowane dane stanowią rzeczywiste źródło wiedzy o danej konfiguracji Data Center z uwzględnieniem rzeczywistych warunków pracy instalacji przemysłowej.

- System chłodniczy ze względu na zamkniętą architekturę układu sterowania, pracuje według wewnętrznej konfiguracji układów regulacji agregatów chłodniczych.
- Działanie układu sterowania jest uzależnione od temperatury zewnętrznej i zapotrzebowania na moc chłodniczą, a tryby pracy systemu są wybierane automatycznie, na podstawie zdefiniowanych progów temperaturowych oraz trybu pracy agregatu.
- Lokalizacja analizowanego Data Center jest specyficzna pod względem warunków klimatycznych, charakteryzujących się znacznymi gradientami temperatury oraz cyklicznymi zmianami. Analizowane dane dostarczyły informacji o podobieństwie dobowego rozkładu temperatury w okresie wiosny i jesieni.
- Czas pracy systemu chłodniczego w analizowanym roku wyniósł dla trybu CP 236 dni a dla trybu FC 129 dni.
- Zainstalowane agregaty chłodnicze, pomimo wbudowanego układu regulacji zapewniają prawidłową dostawę chłodu według zapotrzebowania. Efektywność pracy agregatów mogłaby być większa w przypadku przejścia kontroli nad zmianą trybów pracy przez nadrzędny algorytm sterowania.
- Tryb pracy FC jest ściśle powiązany z zakresem temperatur i zapotrzebowaniem na moc chłodniczą. Na podstawie analizowanych danych stwierdzono, że warunki wejścia i wyjścia z trybu FC są dyskusyjne i powinna istnieć możliwość dynamicznej ich modyfikacji w zależności od warunków otoczenia i zapotrzebowania na moc chłodniczą przez nadrzędny układ sterowania uwzględniający charakterystyki poszczególnych komponentów automatyki i analizujący dynamikę zmian warunków klimatycznych otoczenia, instalacji i architektury Data Center.
- Modernizacja układu chłodzenia powinna brać pod uwagę ewentualną wymianę podzespołów oraz rozbudowę układu sterowania tak, aby możliwe było wprowadzanie zmian w strukturze i parametrach układu automatycznej regulacji.
- Rozszerzenie funkcjonalności układu automatyki jest możliwe, poprzez opcjonalną możliwość wpływu na decyzję związaną z przełączaniem trybu pracy układu chłodzenia.
- Amplituda pobieranej mocy elektrycznej w trybie sprężarkowym jest 19 razy większa od amplitudy w trybie FC.
- Inspiracją do przyszłych zmian modernizacyjnych są:
 - funkcjonalność - brak możliwości decydowania kiedy układ chłodzenia ma pracować w trybie FC a kiedy w trybie CP,
 - technologia - nowe rozwiązania w obszarze sprężarek. Ograniczona funkcjonalność rekonfiguracji urządzenia chłodniczego wpływa na możliwości sterowania efektywnością całego systemu chłodzenia.

Rozdział 4

Modernizacja architektury sprzętowo-programowej ukierunkowana na wzrost efektywności systemu chłodzenia

4.1 Założenia

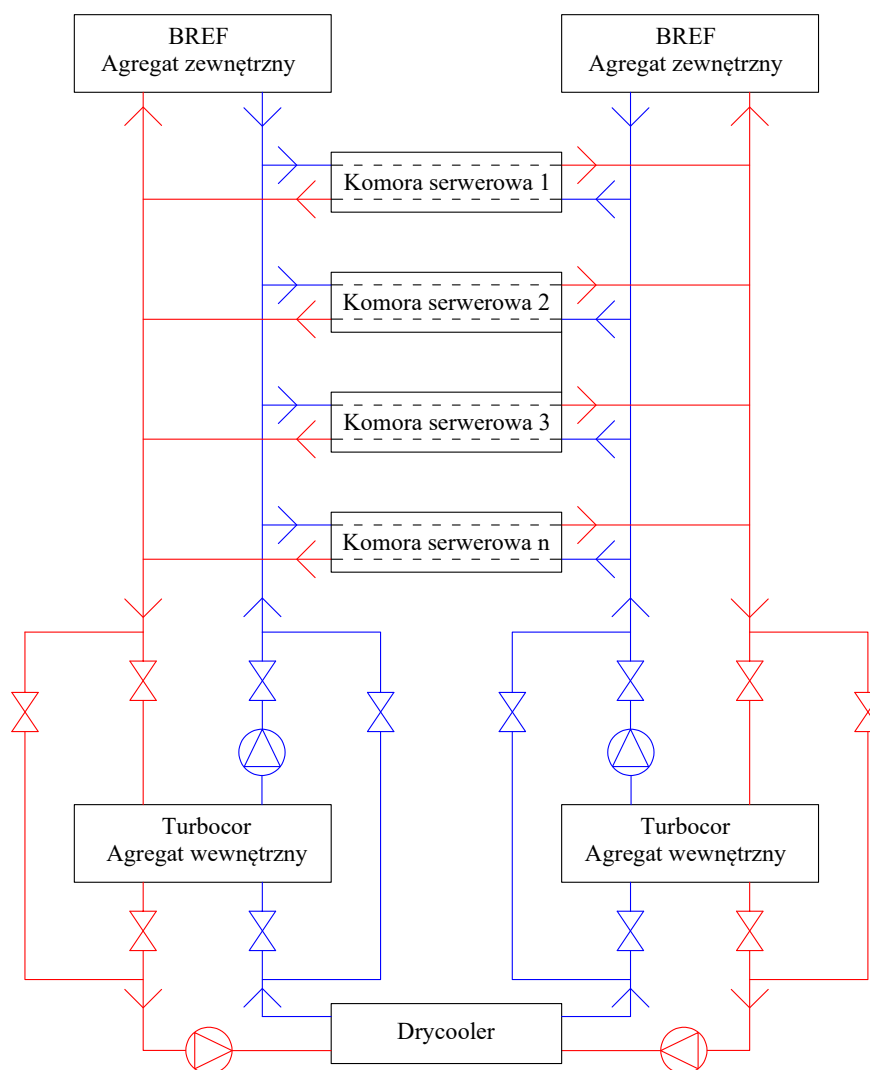
Na podstawie dotychczas przeprowadzonych badań i analiz systemu chłodniczego pracującego w serwerowni POLCOM w roku 2015, określono jego wady i zalety, jak również możliwości dalszej optymalizacji, modernizacji i rozwoju. Na podstawie przeprowadzonych analiz podjęto decyzję o modernizacji systemu, która rozpoczęła się w roku 2016 a zakończyła w roku 2017. Zmodernizowany system chłodniczy osiągnął pełną wydajność w roku 2017. Modernizacja systemu chłodniczego miała na celu poprawę parametrów pracy oraz efektywności energetycznej. Bazując na wynikach analizy systemu z roku 2015, jako cele modernizacji określono wydłużenie czasu pracy oraz wydajności chłodniczej w trybie FC. Istotna była również możliwość osiągnięcia pełnej kontroli nad momentem przełączania systemu pomiędzy trybami pracy CP a FC. Z biznesowego punktu widzenia wymagany był, nie dłuższy niż trzy lata, czas zwrotu inwestycji modernizacyjnej.

Omawiana modernizacja składała się z dwóch części: sprzętowej i programowej. Część sprzętowa dotyczyła zamontowania nowoczesnych, wysoko sprawnych agregatów chłodniczych typu Turbocor ze sprężarkami odśrodkowymi łożyskowanymi magnetycznie oraz wysokowydajnych suchych chłodnic cieczy (ang. Drycooler'ów). Należy zauważyć, że aktywne łożyska magnetyczne [23, 67, 68] są uważane za dobre rozwiązanie dla sprężarek [66, 89, 15] ze uwagi na ich zalety: brak kontaktu mechanicznego wirnika z pozostałymi elementami sprężarki, kontrola dynamiki wirnika (co pozwala na bieżąco monitorować jego stan) czy liniowa zmiana prędkości obrotowej. Ze uwagi na lewitację wirnika, nie jest wymagany dodatek oleju do czynnika chłodniczego. Dzięki temu, parownik oraz skraplacz pracują w czystym środowisku, zatem ich wydajność wymiany ciepła wzrasta [79]. Sterowanie zmienną prędkością obrotową jest stosowane w celu zagwarantowania odpowiedniej wydajności [30] zaś sterowniki łożysk magnetycznych gwarantują solidność w szerokim zakresie prędkości obrotowych [43]. Powszechnie wiadomo, że agregaty wody lodowej z łożyskami magnetycznymi o zmiennej prędkości działają najwydajniej znacznie poniżej ich pełnego obciążenia,

dlatego konieczne jest zoptymalizowanie systemu chłodzenia, w którym się znajdują. Agregaty wody lodowej mogą składać się z wielu sprężarek z technologią łożysk magnetycznych, co gwarantuje redundancję i różnorodność funkcjonalną. Mogą osiągnąć optymalną wydajność podczas pracy pod częściowym obciążeniem [63].

Część programowa opierała się na zaprojektowaniu i wdrożeniu autorskiego, dedykowanego systemu sterowania procesem produkcji energii chłodniczej z możliwością sterowania punktem przełączania systemu pomiędzy trybem FC a CP. Zmodernizowaną konfigurację systemu chłodzenia przedstawia rysunek 4.1.

System chłodniczy wyposażony był w czujniki i urządzenia pomiarowe, których wykorzystanie pozwoliło na ciągłą rejestrację danych na przestrzeni całego roku 2017. Dane rejestrowane były w dwóch grupach, z interwałem 5-cio minutowym oraz 10-cio sekundowym.



Rysunek 4.1: Schemat zmodernizowanego systemu chłodniczego serwerowni

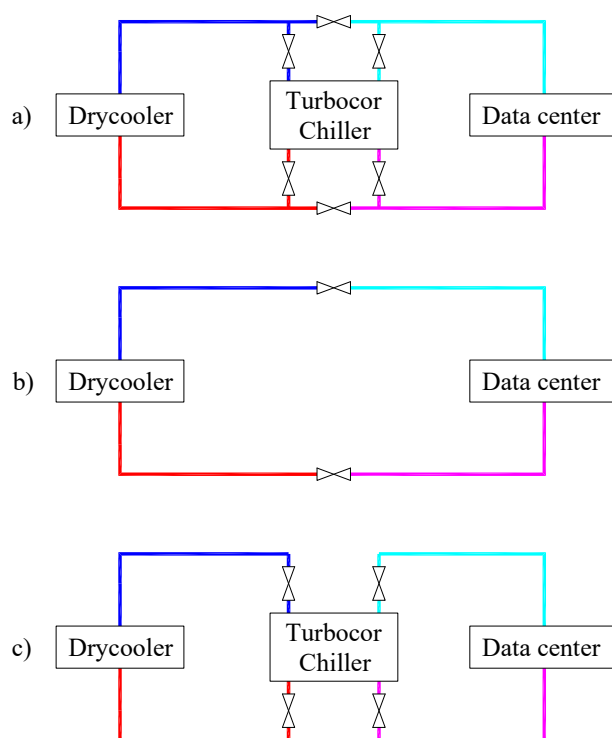
Aby uzyskać system chłodniczy o otwartej architekturze sterowania, co umożliwi dowolną konfigurację jego pracy należało zrezygnować z gotowych rozwiązań komercyjnych. Autor zaprojektował od podstaw system chłodniczy według własnego pomysłu. Do tego celu wykorzystał jedynie minimalną ilość gotowych, fabrycznych urządzeń chłodniczych. Jako gotowe rozwiązania, zakupiono agregaty chłodnicze oraz Dryco-

olery. Cała pozostała część systemu chłodniczego (rurarz, pompy obiegowe, czujniki zewnętrzne, system automatyki i akwizycji danych, wizualizacje), powstała według indywidualnego projektu.

Oczywiście, praca regulatora nie byłaby możliwa bez odpowiednich sygnałów wejściowych. Do tego celu autor opracował i uruchomił system czujników wraz z systemem akwizycji danych. System wizualizacji również nie był systemem komercyjnym, a indywidualnie zaprojektowanym przez autora. Dzięki temu, posiadał otwartą strukturę i mógł być modyfikowany według zmieniających się potrzeb.

4.2 Realizacja

System chłodzenia jest kluczowym systemem technicznym serwerowni POLCOM. Pracuje w trybie 24 godzin na dobę, 365 dni w roku przy szeroko zmieniających się parametrach temperaturowych T_{ext} . Głównymi elementami systemu są: Drycooler, agregat chłodniczy Turbocor oraz szafy klimatyzacji precyzyjnej w serwerowni. Rysunek 4.2a przedstawia uproszczony schemat ideowy systemu chłodzenia wraz połączeniami hydraulicznymi i zaworami zainstalowanymi pomiędzy urządzeniami.



Rysunek 4.2: Schemat systemu chłodzenia serwerowni z wyszczególnieniem trybów pracy

System pracuje w dwóch trybach pracy: freecooling (FC) oraz sprężarkowym (CP). Przełączanie pomiędzy trybami odbywa się poprzez odpowiednie wysterowanie elektrozaworów zaznaczonych na powyższym schemacie. W trybie pracy FC zawory odcinające agregat chłodniczy są zamknięte a otwarte są zawory obejściowe, łączące bezpośrednio Drycooler z serwerownią (patrz rysunek 4.2b). Z kolei, w trybie CP zawory są wysterowane w sposób przeciwny, to znaczy zawory odcinające agregat chłodniczy są otwarte a zawory obejściowe zamknięte (patrz rysunek 4.2c). Decyzja o wyborze trybu pracy dla systemu chłodniczego uzależniona była od aktualnej wartości T_{ext} . Poniżej 10.5°C regulator przełączał system chłodniczy w tryb FC,

powyżej 12.0°C w tryb CP. Mieliśmy więc do czynienia z regulatorem histerezy służącym do wyboru trybu pracy systemu chłodniczego.

Drycooler jest jednym z elementów tego systemu. To wymiennik ciepła typu woda - powietrze. Jego funkcja polega na oddawaniu (rozpraszaniu) ciepła odpadowego z serwerowni do powietrza zewnętrznego. Współpracuje z agregatem chłodniczym typu Turbocor. Zbudowany jest w oparciu o konstrukcję typu "V", wyposażony w 20 sztuk wentylatorów osiowych producenta EBM-PAPST.

Jego poprawność pracy jest nieprzerwanie monitorowana, a dane procesowe są na bieżąco zapisywane do baz danych.

Drycooler jest załączony w obu trybach pracy: FC oraz CP. Funkcja Drycoolera (oddawanie ciepła do otoczenia) pozostaje niezmienna w obu trybach pracy. Jednakże, z uwagi na różnice w konfiguracji systemu chłodniczego w obu trybach pracy, w istotny sposób zmienia się specyfika pracy Drycoolera. Na tyle, że prowadzone w dalszej części pracy analizy będą osobne dla każdego z trybów pracy.

Aby umożliwić czytelnikowi zrozumienie specyfiki pracy Drycoolera konieczne jest przedstawienie różnic w pracy systemu chłodniczego dla każdego z trybów pracy. Dla obu trybów pracy nie zmieniają się warunki pracy systemu chłodniczego w komorach serwerowych. Zarówno zadane temperatury jak i przepływy powietrza w komorach pozostają niezmiennie. Zmiana dotyczy konfiguracji rurarzu pomiędzy Drycoolerem a agregatem chłodniczym oraz wartości parametrów pracy obu wspomnianych urządzeń. Wartość zadana T_{out} dla trybu FC jest ustawiona na 16°C a dla trybu CP na 27°C. Przepływ cieczy przez Drycooler dla trybu FC jest ustawiony na 171 $\frac{m^3}{h}$ a dla trybu CP na 152 $\frac{m^3}{h}$. W trybie FC ciepła ciecz z serwerowni trafia bezpośrednio do Drycoolera, gdzie zostaje wychłodzona. Wychłodzona ciecz trafia następnie bezpośrednio z Drycoolera do komór serwerowych (gdzie zainstalowane są szafy klimatyzacji precyzyjnej). W tym trybie agregat chłodniczy jest wyłączony i odcięty od czynnej części rurarzu chłodniczego za pomocą elektrozaworów. W trybie CP agregat chłodniczy jest włączony. Ciepła ciecz z serwerowni trafia do parownika agregatu chłodniczego, gdzie zostaje schłodzona, chłodna ciecz z parownika trafia do komór serwerowych. Schłodzenie cieczy odbywa się dzięki odebraniu z niej ciepła za pomocą czynnika freonowego i sprężarek freonowych. Ciepło trafia do skraplacza agregatu chłodniczego. Ciepła ciecz ze skraplacza płynie do Drycoolera, który ją wychładza, następnie, trafia z powrotem do skraplacza.

4.3 System automatyki i strategia sterowania

Brak możliwości wyboru i kontrolowania punktu przełączania systemu BREF pomiędzy trybami pracy był jednym z głównych problemów do rozwiązania. Projektując nowy system oparty na agregatach Turbocor założono, że powinna istnieć możliwość bezpośredniego wyboru punktu przełączania za pomocą algorytmu sterowania.

Dlatego, autor zaproponował unikalny system sterowania elementami układu chłodzenia, który będzie to umożliwiać i tym samym poprawi efektywność systemu. Warunkiem uruchomienia procedury przełączania było przekroczenie określonych progów (wartości) temperatury zewnętrznej, które zostały wyznaczone eksperymentalnie na podstawie wcześniejszych obserwacji wydajności układu chłodzenia [10] i modyfikowane w ciągu roku w miarę potrzeb. Procedura przełączania opiera się na przekąźniku z histerezą według wzoru:

$$u(t) = \begin{cases} 0, & T_{ext}(t) \geq T_s \\ u_s, & T_s - T_h < T_{ext}(t) < T_s \\ 1, & T_{ext}(t) \leq T_s - T_h \end{cases} \quad (4.1)$$

gdzie:

T_{ext} —temperatura zewnętrzna; $T_s = 12^\circ\text{C}$ —temperatura progowa przełączania pomiędzy trybami pracy; $T_h = 1,5^\circ\text{C}$ —histereza przełączania pomiędzy trybami pracy; u_s wynosi 0 lub 1 w zależności od poprzedniej wartości funkcji $u(t)$.

Sterownik udostępnia dwa wyjścia stanowe $\{0\}$, $\{1\}$ odpowiadające odpowiednio trybom CP i FC. Gdy układ sterowania znajduje się w trybie CP (stan Q_4) i temperatura zewnętrzna spada w kierunku $T_s - T_h$, wówczas u_s pozostaje w trybie CP. Jeśli układ sterowania jest w trybie FC (stan Q_8) i temperatura zewnętrzna wzrasta w kierunku T_s , u_s utrzymuje tryb FC.

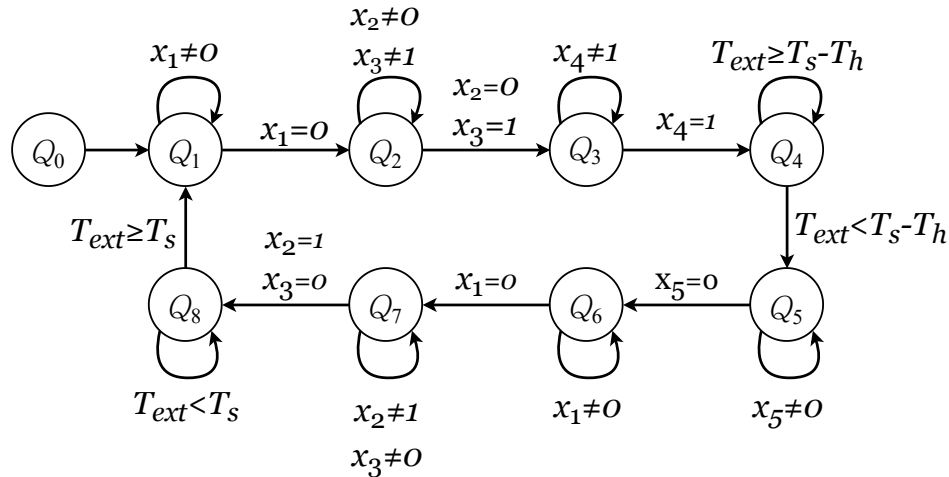
Podczas tej procedury główny układ automatyki steruje takimi elementami systemu jak: agregat chłodniczy, Drycooler, falowniki pompy obiegowej i siłowniki elektrozaworów.

W układzie sterowania definiowane są następujące wejścia binarne:

- $x_1 \in \{0, 1\}$ —stan pomp obiegowych: 1—pracują, 0—wyłączone,
- $x_2 \in \{0, 1\}$ —stan zaworów freecoolingu: 1—otwarty, 0—zamknięty,
- $x_3 \in \{0, 1\}$ —stan zaworów parownika: 1—otwarty, 0—zamknięty,
- $x_4 \in \{0, 1\}$ —stan przepływu cieczy przez parownik i skraplacz agregatu chłodniczego: 1—obecny przepływ, 0—brak przepływu,
- $x_5 \in \{0, 1\}$ —stan trybu pracy agregatu chłodniczego: 1—pracuje, 0—zatrzymany.

Sygnaly wyjściowe sterujące poszczególnymi urządzeniami zadawane są w postaci wyjść binarnych.

- $y_1 \in \{0, 1\}$ —sygnał do falowników pomp obiegowych: 1—start, 0—stop,
- $y_2 \in \{0, 1\}$ —sterowanie zaworami freecoolingu: 1—otwarcie, 0—zamknięcie,
- $y_3 \in \{0, 1\}$ —sterowanie zaworami parownika: 1—otwarcie, 0—zamknięcie,
- $y_4 \in \{0, 1\}$ —wybór nastawy temperatury cieczy wyjściowej z Drycoolera dla odpowiedniego trybu pracy: 1—CP, 0—FC,
- $y_5 \in \{0, 1\}$ —sterowanie agregatem chłodniczym: 1—uruchomienie, 0—zatrzymanie.



Rysunek 4.3: Diagram stanów

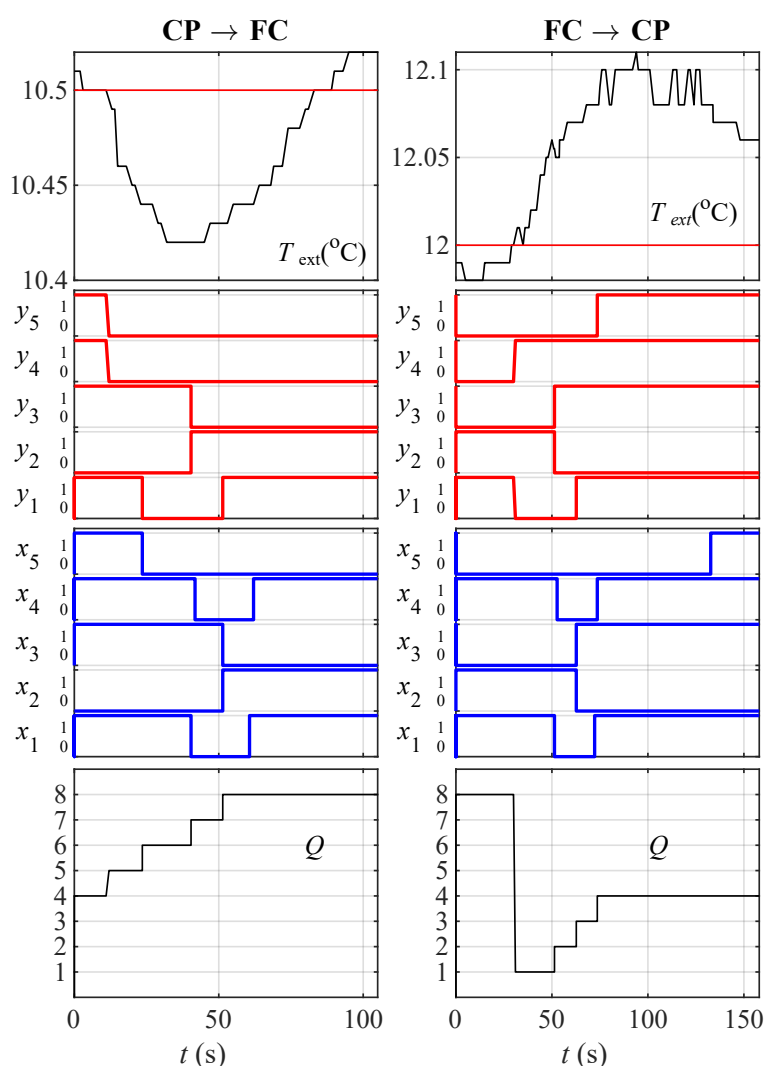
Początkowo system znajduje się w stanie początkowym Q_0 (stan inicjalizacji). Podczas pracy system pozostaje w dwóch stabilnych stanach Q_4 i Q_8 , które gwarantują odpowiednio tryby pracy CP i FC. Wyjścia są modyfikowane w dedykowanej kolejności, aby zapewnić poprawną pracę układu chłodzenia. Ta strategia kontroli opiera się na głównej zasadzie, że kolejny etap musi być potwierdzony poprawną realizacją poprzedzającego kroku. Odpowiednie dane wejściowe algorytmu sterowania są analizowane i dopiero po sprawdzeniu ich poprawności można wykonać przejście między stabilnymi stanami pracy. Dlatego, w sekwencji sterowania pomiędzy stabilnymi trybami pracy można zaobserwować kilka stanów od Q_1 do Q_3 i od Q_5 do Q_7 . Graficzną reprezentację skończonej maszyny stanów, przedstawiono na rysunku 4.3. Poniżej znajduje się pełna lista stanów wraz z wartościami ustawianymi na wyjściach.

- Q_0 —inicjalizacja po pierwszym uruchomieniu systemu, która ustawia wyjścia: $y_1 = 1, y_2 = 0, y_3 = 1, y_4 = 1, y_5 = 1$, rozpoczynając przejście do trybu CP poprzez stany Q_1, Q_2, Q_3 i Q_4 ,
- Q_1 : ustaw $y_1 = 0$,
- Q_2 : ustaw $y_2 = 0, y_3 = 1$,
- Q_3 : ustaw $y_1 = 1$,
- Q_4 —stan stabilny realizujący sterowanie w trybie CP,
- Q_5 : ustaw $y_5 = 0$,
- Q_6 : ustaw $y_1 = 0$,
- Q_7 : ustaw $y_2 = 1, y_3 = 0$,
- Q_8 —stan stabilny realizujący sterowanie w trybie FC.

Zdefiniowane podstany są niezbędne do osiągnięcia odporności systemu sterowania. W przypadku wystąpienia awarii stosunkowo łatwo będzie ją zdiagnozować, dzięki informacji, w którym stanie znajduje się układ sterowania. Stały monitoring centrum danych przez wykwalifikowaną kadrę pozwala na szybką reakcję w przypadku awarii.

Reguły opisujące sterowanie przełączaniem ze stanu CP do stanu FC można sformułować następująco:

1. będąc w stanie Q_4 , rozpocznij procedurę przełączenia do trybu FC: **if** $T_{ext} < T_s - T_h$, **then** przejdź do Q_5 ,
2. będąc w stanie Q_5 , poczekaj, aż agregat Turbocor się zatrzyma: **if** x_5 **is** 0, **then** przejdź do Q_6 ,
3. będąc w stanie Q_6 , poczekaj, aż pompy się zatrzymają: **if** x_1 **is** 0, **then**, przejdź do Q_7 ,
4. będąc w stanie Q_7 , poczekaj, aż zawory freecoolingu otworzą się, a zawory parownika zamkną się: **if** (x_2 **is** 1) AND (x_3 **is** 0), **then** przejdź do Q_8 ,
5. będąc w stanie Q_8 , rozpocznij procedurę przełączenia do trybu CP: **if** $T_{ext} \geq T_s$, **then** przejdź do Q_1 ,
6. będąc w stanie Q_1 , poczekaj, aż pompy obiegowe zatrzymają się: **if** x_1 **is** 0, **then** przejdź do Q_2 ,
7. będąc w stanie Q_2 , poczekaj, aż zawory freecoolingu zamkną się i otworzą zawory parownika: **if** (x_2 **is** 0) AND (x_3 **is** 1), **then** przejdź do Q_3 ,
8. będąc w Q_3 , poczekaj, aż pojawi się przepływ płynu: **if** x_4 **is** 1, **then**, przejdź do Q_4 .



Rysunek 4.4: Przejście pomiędzy trybami FC i CP, realizowane poprzez algorytm sterowania

Każde przejście i realizacja stanu monitorowane są przez algorytm nadzorujący, w którym obowiązuje określony maksymalny czas wykonania. W przypadku jakiegokolwiek opóźnienia, operator nadzorujący utrzymujący system 24 godziny na dobę zostaje zaalarmowany.

Realizacja zaproponowanego algorytmu na etapie symulacji pozwoliła na wykonanie zestawu złożonych testów (patrz rysunek 4.4). Sygnały wejściowe/wyjściowe wykorzystano do emulacji rzeczywistych elementów wykonawczych. Profile temperatury zewnętrznej wybrano ze zbioru danych eksperymentalnych dla poszczególnych warunków klimatycznych, umożliwiło to przetestowanie trybów przełączania. Szczegółowe wykresy czasowe przedstawiają symulację strategii sterowania. Ponadto realizacja scenariusza sterowania w postaci diagramu stanu oraz możliwość spowolnienia wykonywania symulacji umożliwiła śledzenie przejść pomiędzy stanami zadanymi i aktywnymi w trakcie realizacji.

Po przeprowadzeniu testów symulacyjnych, opisany algorytm sterowania zakwalifikowano jako odpowiedni do uruchomienia w środowisku produkcyjnym serwerowni począwszy od roku 2017.

4.4 Rezultaty

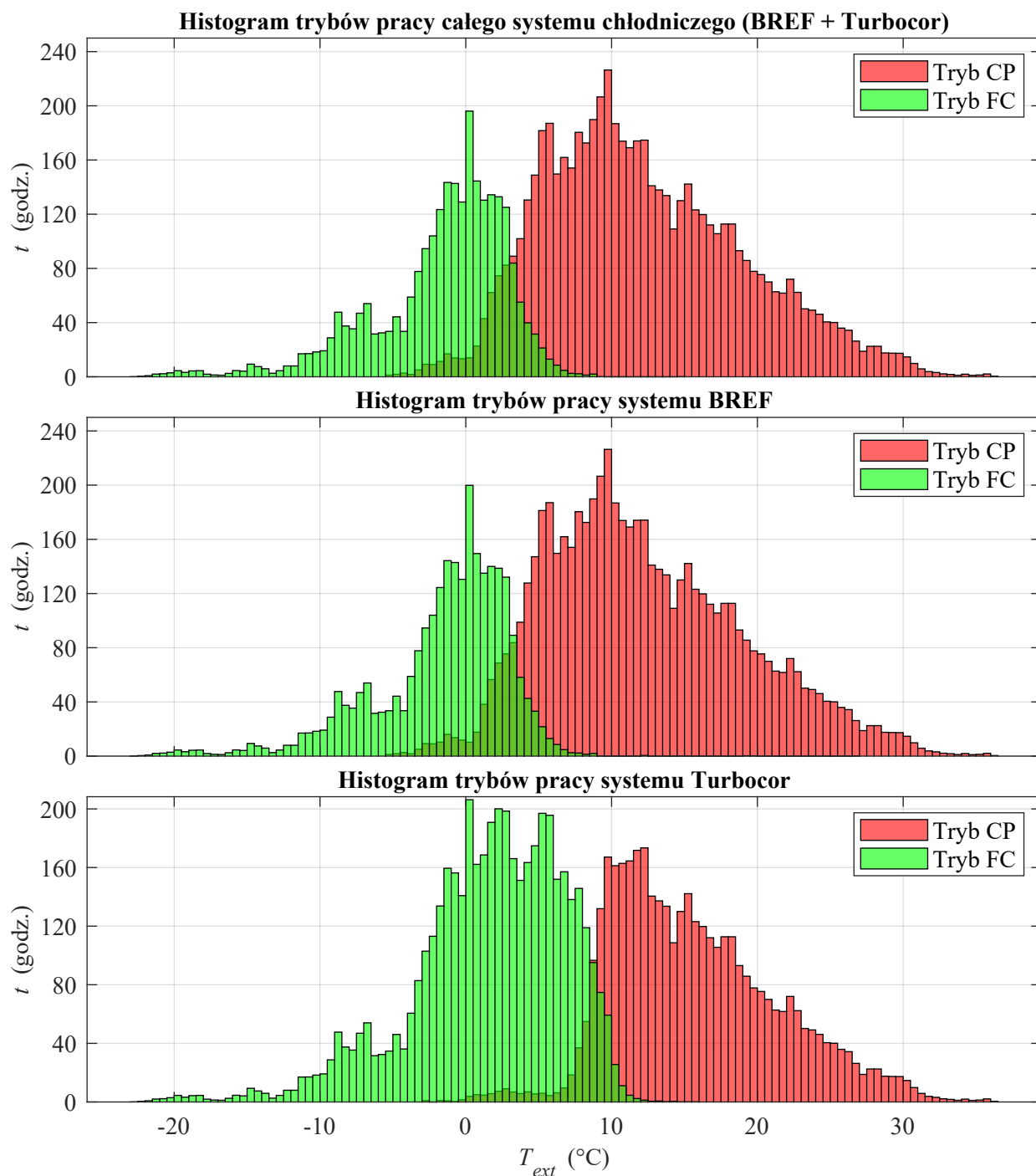
Przez 2017 rok pracowały równoległe oba systemy chłodnicze BREF (system pierwotny) oraz Turbocor (system zmodernizowany). Umożliwiło to porównanie ich pracy w tożsamy warunkach temperatury zewnętrznej na przestrzeni całego roku.

4.4.1 Analiza trybów pracy układu chłodzenia

Głównym celem modernizacji systemu chłodzenia serwerowni było wydłużenie czasu pracy systemu chłodniczego w trybie FC. Na podstawie analiz danych z 2015 roku, zaobserwowano, że wewnętrzne układy sterowania agregatów chłodniczych przyłączają tryb pracy w sposób niezależny od zewnętrznego układu sterowania (przy różnych warunkach zewnętrznych), ograniczając w ten sposób potencjalną możliwość pracy w trybie FC. W celu weryfikacji spełnienia założeń przez cały 2017 rok rejestrowano niezbędne parametry pracy systemu chłodniczego (między innymi aktualny tryb pracy). Dzięki temu, że przez cały rok pracowały równoległe system chłodniczy oparty o agregaty zewnętrzne BREF jak i nowy system chłodniczy oparty o agregaty wewnętrzne Turbocor, możliwe było porównanie parametrów pracy obu systemów w tym samym przedziale czasu i w tych samych warunkach klimatycznych.

Wykres 4.5 przedstawia czas pracy systemu chłodniczego w danym trybie pracy, w odniesieniu do temperatury zewnętrznej. Osobno przedstawiono wykres dla całego systemu, dla agregatów zewnętrznych oraz dla agregatów Turbocor. Widoczne są dwa rozkłady odpowiadające pracy sprężarkowej (czerwony kolor) oraz pracy freecooling'owej (zielony kolor). Oś symetrii rozkładu pracy freecoolingowej wynosi dla systemu BREF 0°C, dla systemu Turbocor 4°C a dla całego systemu 1°C. Oś symetrii rozkładu pracy sprężarkowej wynosi dla systemu BREF 11°C, dla systemu Turbocor 13°C a dla całego systemu 12°C.

System Turbocor osiągnął dłuższy czas pracy w trybie FC w stosunku do systemu BREF. Różnica w czasie pracy freecoolingowej dla tych systemów wyniosła 2064 godziny. Czas pracy systemu Turbocor w trybie FC w odniesieniu do czasu pracy systemu BREF w trybie FC wydłużył się więc o 78%. Modernizacja systemu chłodzenia miała wymierny wpływ na poprawę czasu pracy w trybie FC. Szczegółowe dane dotyczące czasu pracy zawarte są w tabeli 4.1.



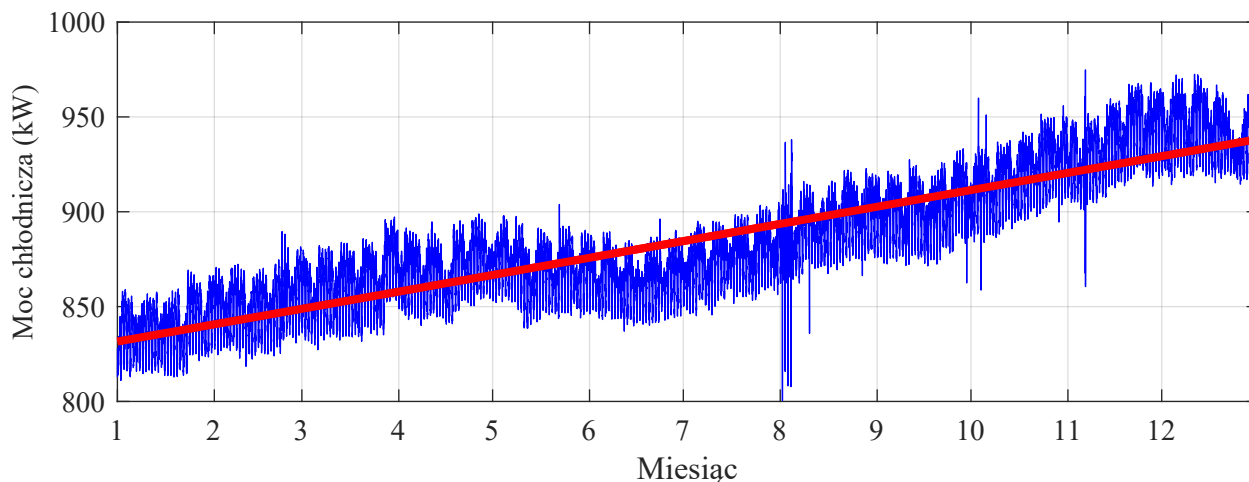
Rysunek 4.5: Histogram pracy trybów pracy systemów chłodniczych w roku 2017

Tabela 4.1: Czas pracy systemów chłodniczych z podziałem na tryby pracy

System	Tryb FC	Tryb CP
BREF + Turbocor	2587 godzin	6173 godzin
BREF	2637 godzin	6123 godzin
Turbocor	4701 godzin	4059 godzin

System Tubrocor pracował w trybie FC przez 4701 godzin w ciągu roku, pobierając przy tym średnio 22 kW mocy elektrycznej, co dało 103,4 MWh zużytej energii elektrycznej. W tym samym czasie System BREF pobierał średnio 66 kW mocy elektrycznej, zużywając 310,3 MWh energii elektrycznej. Modernizacja systemu chłodniczego, wraz z systemem sterownia pozwoliła na wygenerowanie rocznej oszczędności w zużyciu energii elektrycznej na poziomie 206,9 MWh tylko dzięki wydłużeniu czasu pracy freecoolingowej. Biorąc pod uwagę, że system Tubrocor pracując w trybie FC generował średnio 456 kW mocy chłodniczej a system BREF średnio 386 kW, jednostkowe zapotrzebowanie na energię elektryczną wymaganą do wyprodukowania 1 MWh energii chłodniczej dla systemu Tubrocor wynosi 0,05 MWh a dla systemu BREF 0,17 MWh.

4.4.2 Zmiana zapotrzebowania na moc chłodniczą



Rysunek 4.6: Zapotrzebowanie na moc chłodniczą w roku 2017

Analizując dane dotyczące zapotrzebowania na moc chłodniczą serwerowni (zobacz wykres 4.6) w 2017 roku stwierdzono, że z wyjątkiem miesięcy maj - czerwiec zapotrzebowanie rosło w czasie. Z początkiem roku wynosiło średnio 833 kW, a pod koniec roku wzrosło do średnio 939 kW. Oznacza to wzrost w ciągu roku o 106 kW (o 13%). Wzrost zapotrzebowania na moc chłodniczą wynika ze wzrostu ilości sprzętu IT zainstalowanego w serwerowni. Średnioroczne zapotrzebowanie na moc chłodniczą wyniosło 855 kW.

Tabela 4.2: Parametry poboru mocy systemów chłodniczych z podziałem na tryby pracy

System	Minimum	Średnia	Maksimum	Amplituda
BREF - tryb FC	19,73 kW	35,60 kW	58,61 kW	38,88 kW
BREF - tryb CP	52,30 kW	116,82 kW	210,62 kW	158,32 kW
BREF - oba tryby pracy	19,70 kW	92,37 kW	210,60 kW	190,90 kW
Turbocor - tryb FC	3,99 kW	21,74 kW	32,90 kW	28,91 kW
Turbocor - tryb CP	73,91 kW	122,73 kW	224,45 kW	150,54 kW
Turbocor - oba tryby pracy	3,99 kW	68,53 kW	224,45 kW	220,46 kW

4.4.3 Porównanie wydajności agregatów chłodniczych z podziałem na tryby pracy

Wykres 4.7 przedstawia wydajność całego systemu chłodniczego oraz wydajność systemu BREF i Turbocor. Średnio roczne wydajności systemów BREF i Turbocor wynoszą odpowiednio 396 kW i 496 kW.

Praca systemu BREF w trybie FC była możliwa do połowy maja oraz od połowy października. System Turbocor pracował w trybie FC w każdym miesiącu roku (z tym że w okresie czerwiec - sierpień czas pracy w trybie FC był znikomy). Moc chłodnicza systemu BREF w trybie CP jak i w trybie FC nie różniła się więcej niż 50 kW. Moc chłodnicza systemu Turbocor, pracującego w trybie FC, w drugiej połowie roku była niższa nawet o 150 kW w stosunku do pracy tego systemu w trybie CP.

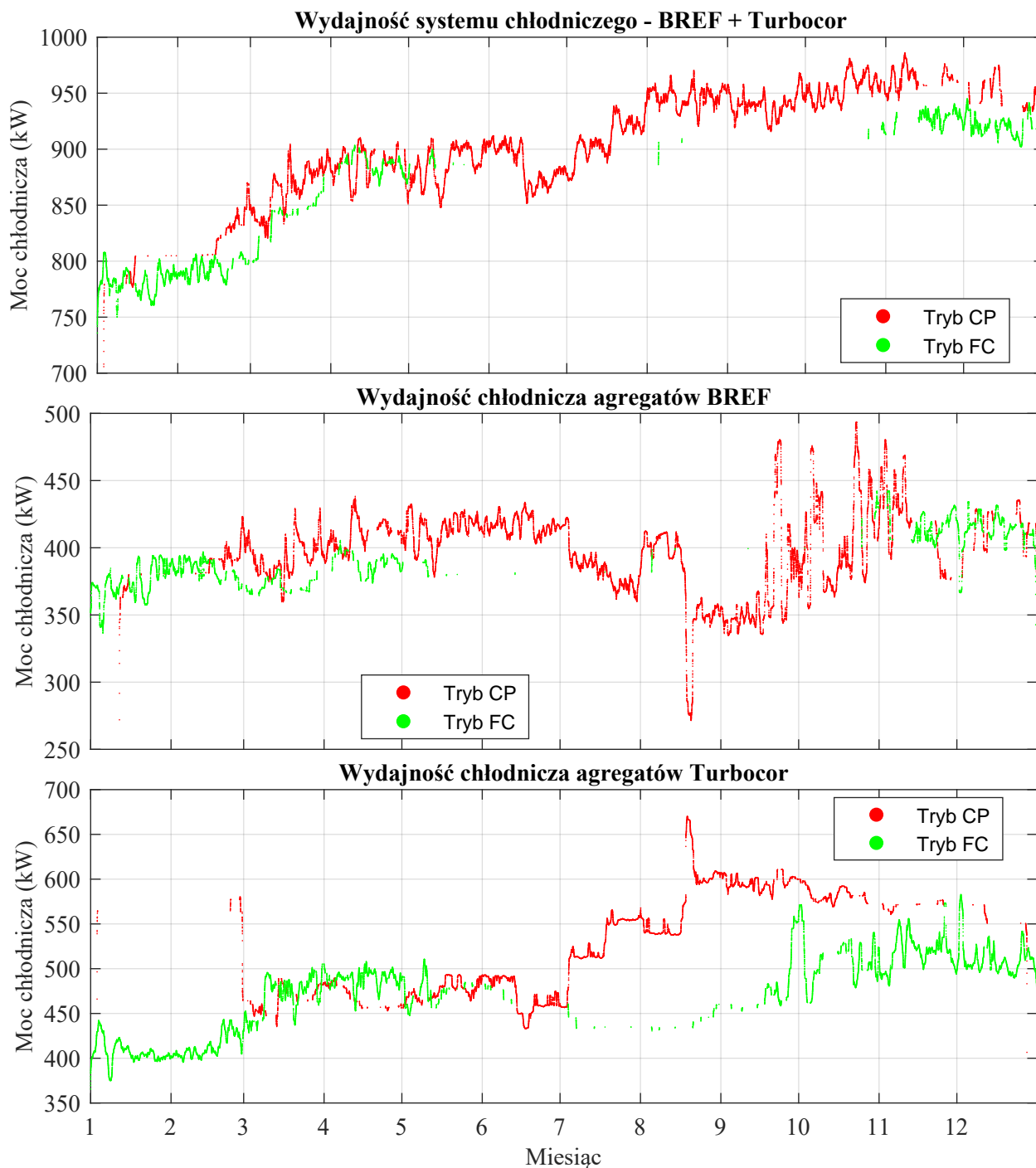
Wykres 4.8 przedstawia pobór mocy elektrycznej przez agregaty BREF (system pierwotny) oraz przez agregaty Turbocor (system zmodernizowany). Zielonym kolorem zaznaczono dane odpowiadające pracy freecoolingowej, a na czerwono pracy sprężarkowej.

Aby scharakteryzować profile poboru mocy przez agregaty chłodnicze, z uwzględnieniem trybu pracy, wyznaczono następujące wartości charakterystyczne dla każdego z trybów pracy: wartość minimalna, wartość średnia, wartość maksymalna, amplitudę. Dane prezentuje tabela 4.2.

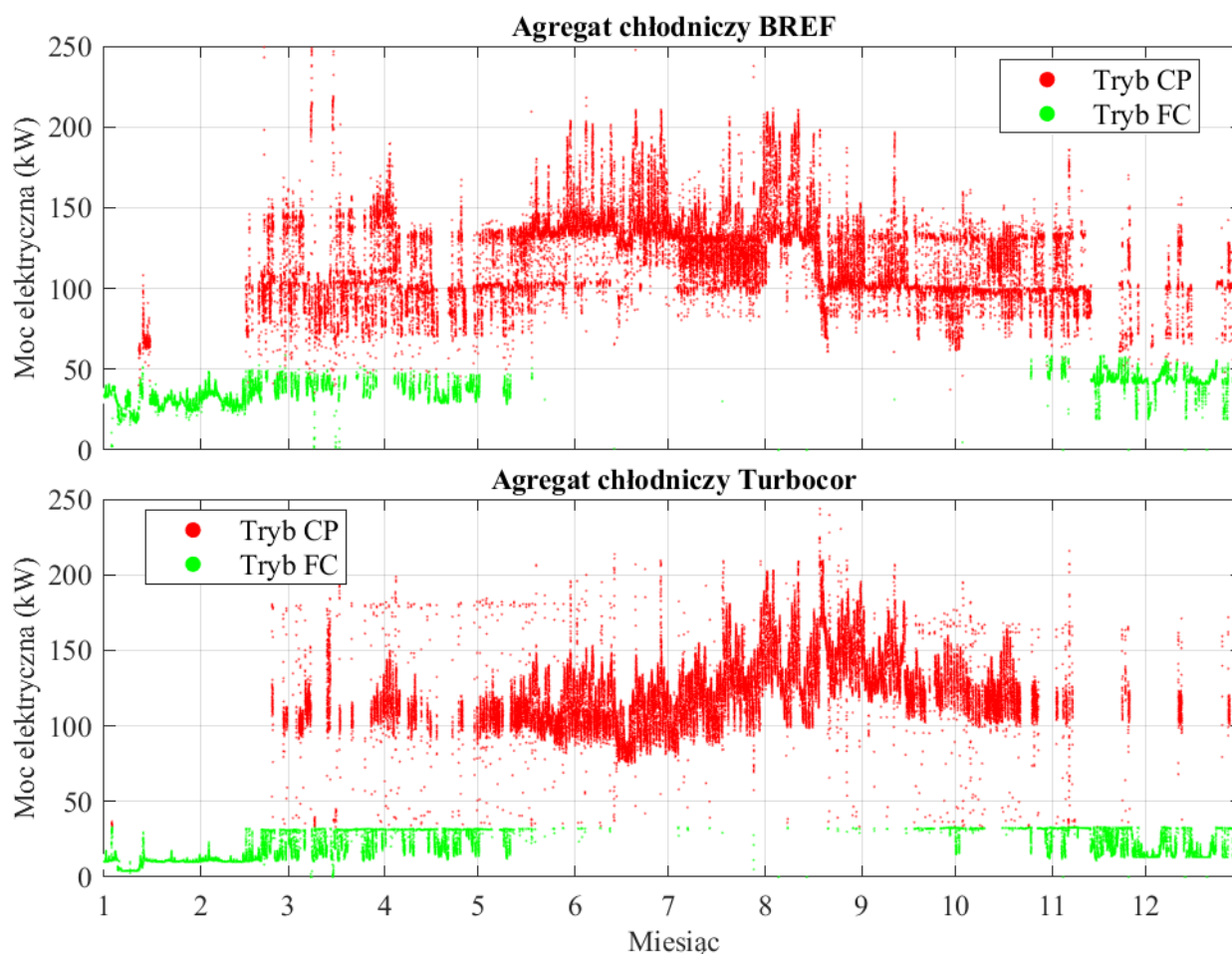
Analizując pobór mocy obu typów agregatów chłodniczych pracujących w trybie CP wyznaczono, że średni pobór mocy dla obu agregatów jest zbliżony (116,82 kW dla agregatów BREF i 122,73 kW dla agregatów Turbocor). Biorąc jednak pod uwagę, że wydajność chłodnicza agregatów Turbocor w tym trybie była wyższa, ich efektywność energetyczna (COP) była również większa od agregatów BREF o 22%.

Wyraźniej widoczna jest przewaga agregatów Turbocor biorąc pod uwagę tryb pracy FC. Wartość średnia poboru mocy w tym trybie jest o 39% niższa niż średni pobór mocy przez agregaty BREF (35,6 kW dla agregatów BREF i 21,7 kW dla agregatów Turbocor). Warty zauważenia jest bardzo niski pobór mocy przez system Turbocor pracujący w trybie FC w pierwszej połowie stycznia (od 6.01.2017 do 11.01.2017). Z powodu ekstremalnie niskich temperatur zewnętrznych, średni pobór mocy w tych dniach wyniósł 4,2 kW (o 81% mniej w stosunku do średniego poboru w trybie FC wynoszącego 21,7 kW). W tamtym okresie nie pracowały wentylatory Drycoolera, gdyż wystarczająca była sama konwekcja ciepła z Drycoolera do powietrza, bez konieczności wymuszania przepływu powietrza za pomocą wentylatorów. Dodatkowo zmniejszono wydajność pompy obiegowej, co ograniczyło pobór mocy elektrycznej.

Dla systemu BREF ograniczenie poboru mocy w tym okresie czasu nie było tak mocno zauważalne. Średni pobór mocy w tym okresie czasu dla systemu BREF wyniósł 22,9 kW (o 36% mniej w stosunku



Rysunek 4.7: Zapotrzebowanie na moc chłodniczą poszczególnych systemów chłodniczych w roku 2017



Rysunek 4.8: Porównanie poboru mocy elektrycznej i efektywności energetycznej agregatów chłodniczych przed (BREF) i po modernizacji (Turbocor)

do średniego poboru w trybie FC wynoszącego 35,6 kW). Powodem był mniejszy zapas wydajności, który uniemożliwił zatrzymanie wentylatorów oraz konstrukcja agregatu, która wymagała pracy dwóch pomp obiegowych podczas trybu FC.

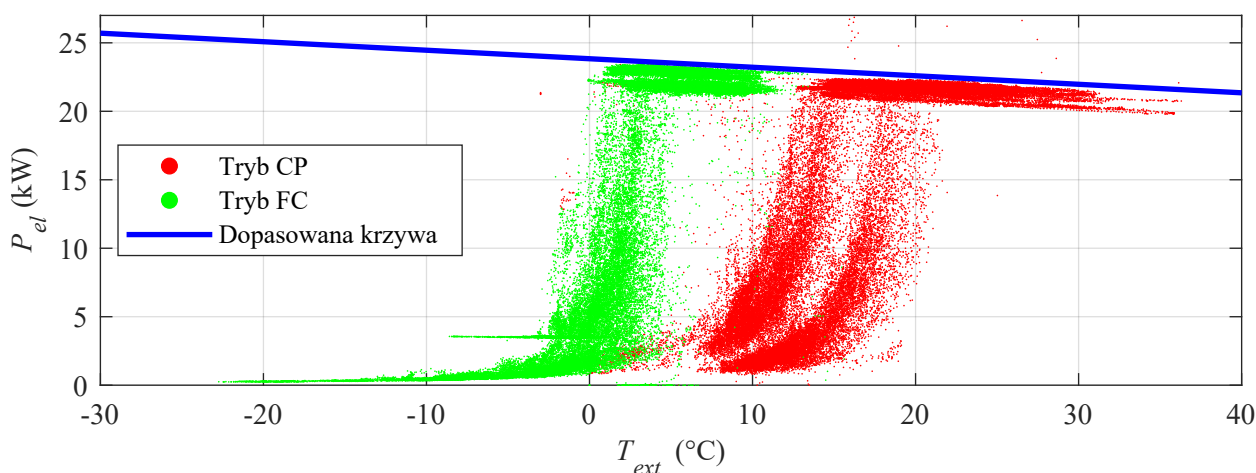
Różnica pomiędzy maksymalnym poborem mocy w trybie FC a minimalnym poborem mocy w trybie CP nie występuje dla systemu BREF. Profil poboru mocy jest ściśle monotoniczny pomiędzy pracą sprężarkową a freecoolingową. Pozwala na to konstrukcja agregatu, który posiada osobne wymienniki powietrzne dedykowane dla pracy freecoolingowej jak i sprężarkowej (mogą one pracować jednocześnie). Mamy więc w tym wypadku sytuację, w której system BREF pracując w trybie CP wspomaga się jednocześnie chłodnicami freecoolingowymi. Możemy to nazwać trybem pośrednim (mieszanym). Z powodu braku dostatecznej ilości danych historycznych, ten tryb nie został wyszczególniony na wykresach jako osobny, a zakwalifikowany został do trybu CP, ponieważ pracuje w tym trybie sprężarka freonowa. Różnica pomiędzy maksymalnym poborem mocy w trybie FC a minimalnym poborem mocy w trybie CP jest z kolei mocno widoczna dla systemu Turbocor i wynosi 41 kW.

Modernizując system chłodniczy spełniono założenia projektowe. Praca w warunkach przemysłowych potwierdziła ograniczenie zużycia energii elektrycznej i wzrost efektywności systemu chłodniczego [11], [9], a otwarty system sterowania pozwolił na zarządzanie pracą systemu chłodniczego. Podczas długotrwa-

łych testów zaobserwowano jednak pojawianie się oscylacji temperaturowych cieczy w Drycoolerze. Aby rozwiązać ten problem konieczna była dalsza szczegółowa analiza pracy i identyfikacja Drycoolera.

4.4.4 Pobór mocy przez Drycooler systemu Tubrocor

Wykres 4.9 przedstawia pobór mocy elektrycznej przez Drycooler (wentylatory Drycoolera), w funkcji temperatury zewnętrznej. Zielonym kolorem zaznaczono dane odpowiadające trybowi pracy freecooling, na czerwono trybowi pracy sprężarkowej. Przy temperaturach zewnętrznych poniżej -20°C , pobór mocy przez Drycooler osiągał minimalnie 250 W. To jałowy pobór mocy samej elektroniki w wentylatorach i sterowniku Drycoolera. Wentylatory przy tak niskich temperaturach zewnętrznych nie obracały się.



Rysunek 4.9: Wpływ temperatury zewnętrznej na pobór mocy elektrycznej przez Drycooler

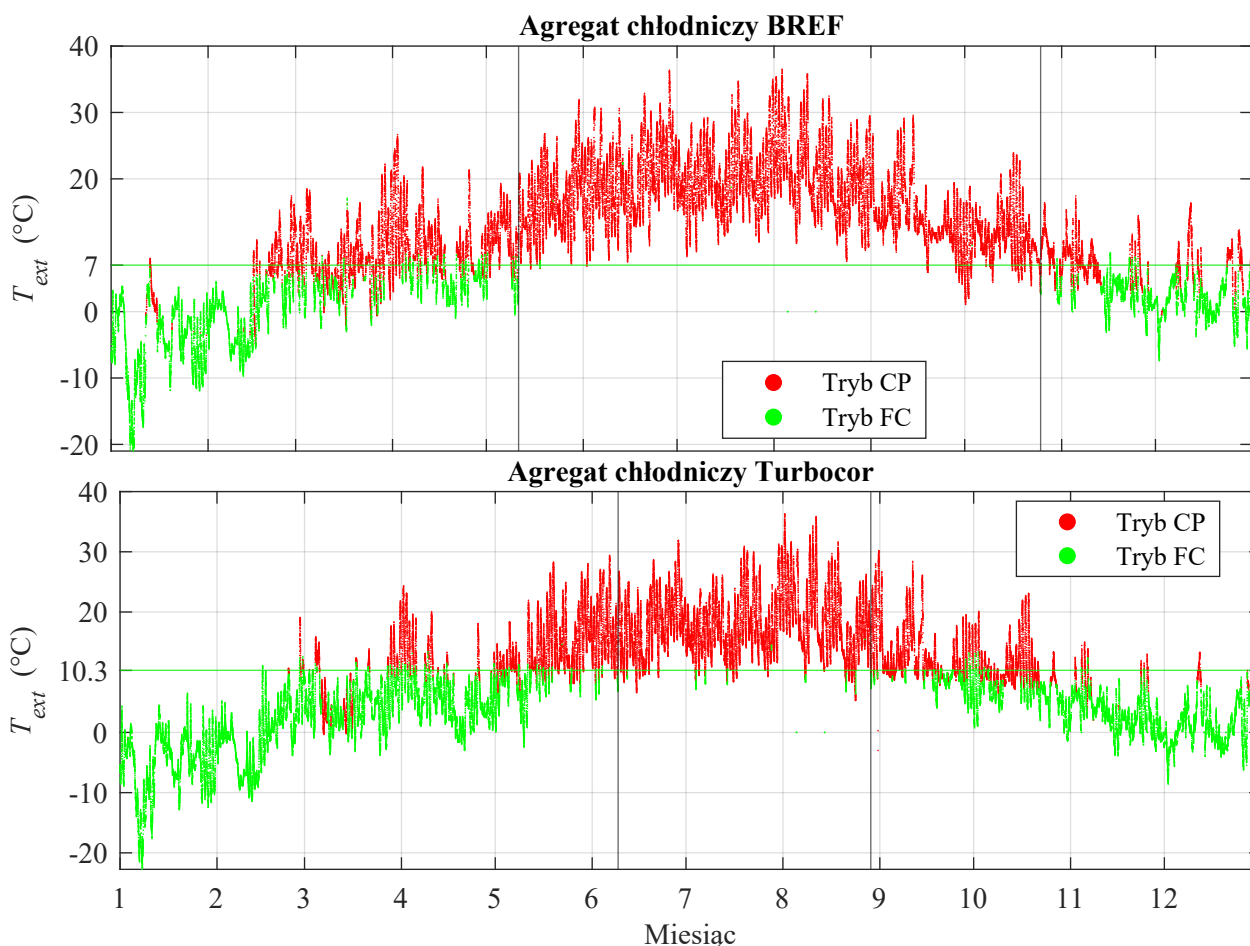
Pobór mocy przez Drycooler rośnie wraz ze wzrostem temperatury zewnętrznej aż do 23,48 kW przy temperaturze $4,1^{\circ}\text{C}$. Następnie wraz ze wzrostem temperatury zewnętrznej maksymalny pobór mocy zmniejszał się (patrz: niebieska linia ograniczająca). Powodem malejącego maksymalnego poboru mocy przez Drycooler wraz ze wzrostem temperatury jest obniżanie się gęstości powietrza, wraz ze wzrostem jego temperatury a tym samym obniżenie oporów pracy wirnika wentylatorów przy danej prędkości obrotowej. Dzięki prostej aproksymującej możemy założyć, że przy temperaturze -30°C pobór mocy przez Drycooler wynosiłby 26 kW, a przy temperaturze $+40^{\circ}\text{C}$ wynosiłby on 21 kW.

Przez większość czasu w ciągu roku Drycooler pracował z ograniczonymi maksymalnymi obrotami wentylatorów do 90% obrotów nominalnych. Pracy z ograniczonymi obrotami maksymalnymi odpowiadają wszystkie punkty znajdujące się poniżej niebieskiej prostej. Z uwagi na wysokie temperatury zewnętrzne panujące na przełomie lipca i sierpnia, podniesiono w tym okresie limit pracy wentylatorów do 100% prędkości nominalnej. Odpowiadające temu ustawieniu punkty, znajdują się powyżej niebieskiej prostej. Ograniczenie maksymalnych obrotów wentylatorów do 90% prędkości nominalnej pozwoliło obniżyć chwilowy pobór mocy o 7,2 kW w stosunku do wentylatorów pracujących z nominalną prędkością obrotową, co pozwoliło ograniczyć pobór roczny energii elektrycznej przez Drycooler o 10,3 MWh.

4.4.5 Porównanie trybów pracy w odniesieniu do temperatury zewnętrznej

Zarówno system BREF i jak i system Turbocor pracowały w obrębie jednego budynku Data Center, jednak umiejscowienie tych systemów różniło się. Agregaty BREF były zamontowane od wschodniej strony budynku, a Drycooler systemu Turbocor od zachodniej strony budynku. Dodatkowo Drycooler był osłonięty od światła słonecznego od strony południowej. Temperatura zewnętrzna była mierzona w dwóch miejscach. Dla agregatów BREF punktem pomiarowym był czujnik temperatury, zabudowany przy agregatach BREF, a dla agregatów Turbocor czujnik zamontowany w pobliżu Drycoolera. Z powodu różnych miejsc odczytu, występują różnice w wartościach temperatury zewnętrznej dla systemu Turbocor jak i BREF. Średnioroczna temperatura zewnętrzna dla agregatów BREF wynosiła $10,1^{\circ}\text{C}$ a dla agregatów Turbocor $8,1^{\circ}\text{C}$. Różnica w wartościach średnich wynika z faktu, że agregaty BREF były zamontowane w miejscu mniej osłoniętym od promieniowania słonecznego, w porównaniu do mocniej osłoniętego Drycoolera systemu Turbocor.

Wykres 4.10 przedstawia roczny przebieg temperatury zewnętrznej zarówno dla systemu BREF jak i Turbocor. Osobnymi kolorami zaznaczono dane dotyczące pracy sprężarkowej jak i freecoolingowej.



Rysunek 4.10: Porównanie czasu pracy i zakresów temperatury zewnętrznej dla poszczególnych trybów pracy agregatów chłodniczych BREF i Turbocor

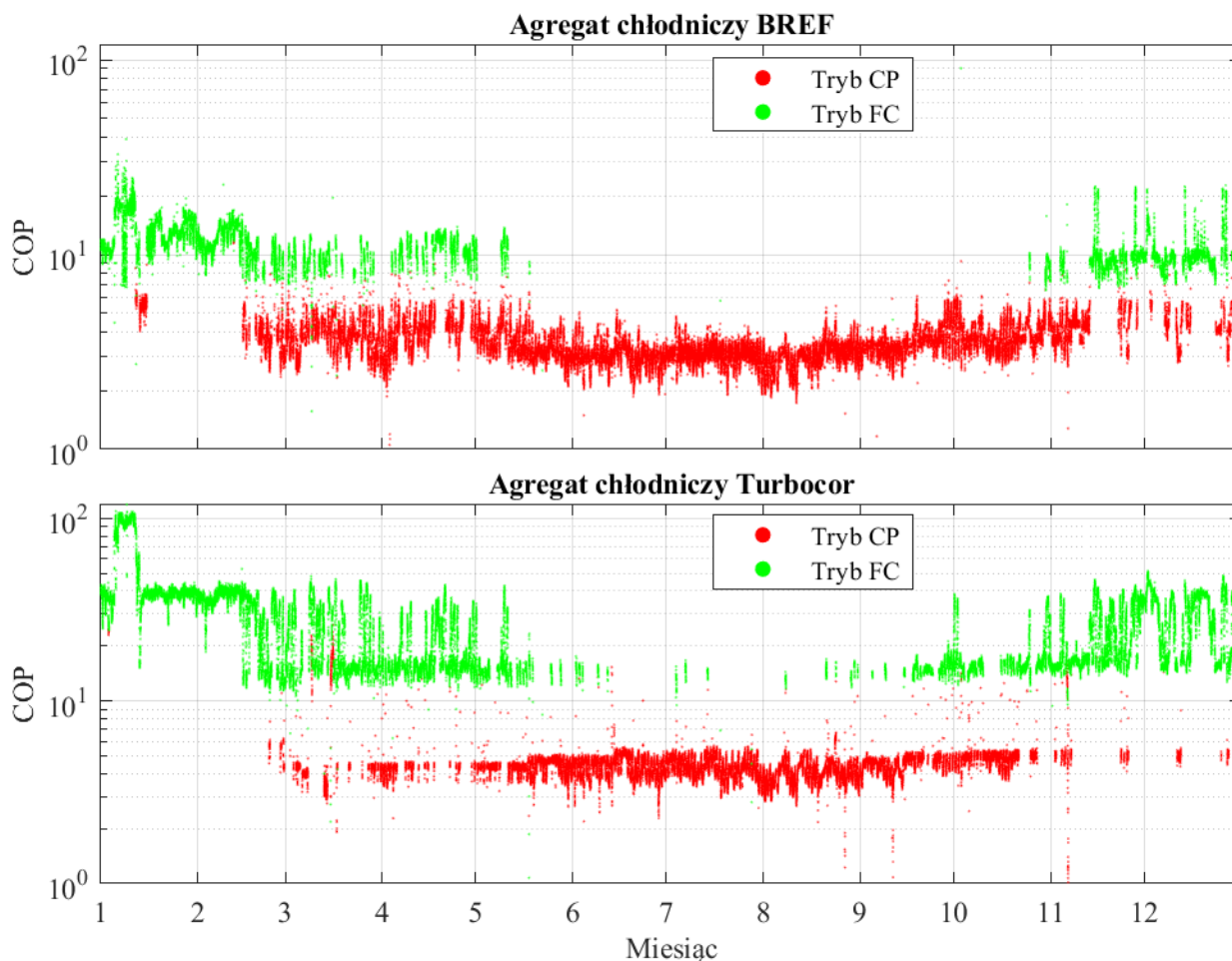
Na wykresie 4.10 zaznaczono również średnioroczną graniczną temperaturę pracy danego systemu w trybie FC (pozioma linia zielonego koloru). Dla systemu BREF to $7,0^{\circ}\text{C}$ a dla systemu Turbocor $10,3^{\circ}\text{C}$.

Zaznaczono również przedział czasowy, w którym występowała praca freecoolingowa (w wymiarze powyżej jednej godziny na dobę). Dla systemu BREF praca w trybie FC występowała do 11 maja oraz od 25 października. Dla systemu Turbocor praca w trybie FC występowała do 9 czerwca do 29 sierpnia.

W pierwszej połowie stycznia zarejestrowano minimalne roczne temperatury dochodzące do $-22,7^{\circ}\text{C}$. Z kolei na przełomie lipca i sierpnia zarejestrowano temperatury dochodzące do $36,5^{\circ}\text{C}$. Roczna amplituda temperatur wyniosła $59,2^{\circ}\text{C}$ w 2017 roku. Mimo tak wysokiej amplitudy temperatury zewnętrznej system chłodzenia pracował stabilnie.

4.4.6 Analiza współczynnika COP

Kluczowym wskaźnikiem dla użytkownika systemu chłodniczego jest jego współczynnik efektywności. Poprawa jego wartości była głównym celem modernizacji systemu chłodzenia. Dane, które prezentuje wykres 4.11 pokazują, że cel ten został osiągnięty. Tabela 4.3 prezentuje parametry statystyczne profilu współczynnika COP.



Rysunek 4.11: Współczynnik COP

Wszystkie wskaźniki (z wyjątkiem maksymalnego współczynnika COP w trybie CP) uległy poprawie porównując system Turbocor do systemu BREF. System Tubocor osiągnął niższy maksymalny współczynnik COP dla pracy sprężarkowej ponieważ system BREF pracował częściowo w trybie mieszanym (podczas

Tabela 4.3: Parametry profilu COP systemów chłodniczych z podziałem na tryby pracy

System	Minimum	Średnia	Maksimum	Amplituda
BREF - tryb FC	7,2	11,3	27,1	19,9
BREF - tryb CP	1,9	3,6	6,2	4,3
BREF - oba tryby pracy	1,9	5,9	27,1	25,2
Turbocor - tryb FC	10,7	27,8	109,1	98,4
Turbocor - tryb CP	2,6	4,4	5,4	2,8
Turbocor - oba tryby pracy	2,6	16,9	109,1	106,5

pracy sprężarkowej wspomagał się dodatkowo chłodnicami freecoolingowymi). Dodatkowo pracował w trybie CP przy temperaturach, dla których system Turbocor przełączał się już w tryb FC.

Na podstawie danych prezentowanych w tabeli 4.3 określono procentowy wzrost średniorocznego współczynnika efektywności energetycznej dla każdego z trybów pracy. Dla trybu FC, wzrost wyniósł 146% (z 11,3 do 27,8) a dla trybu CP 22%. Średnioroczny współczynnik efektywności energetycznej COP dla obu trybów pracy wzrósł o 186% (z 5,9 do 16,9).

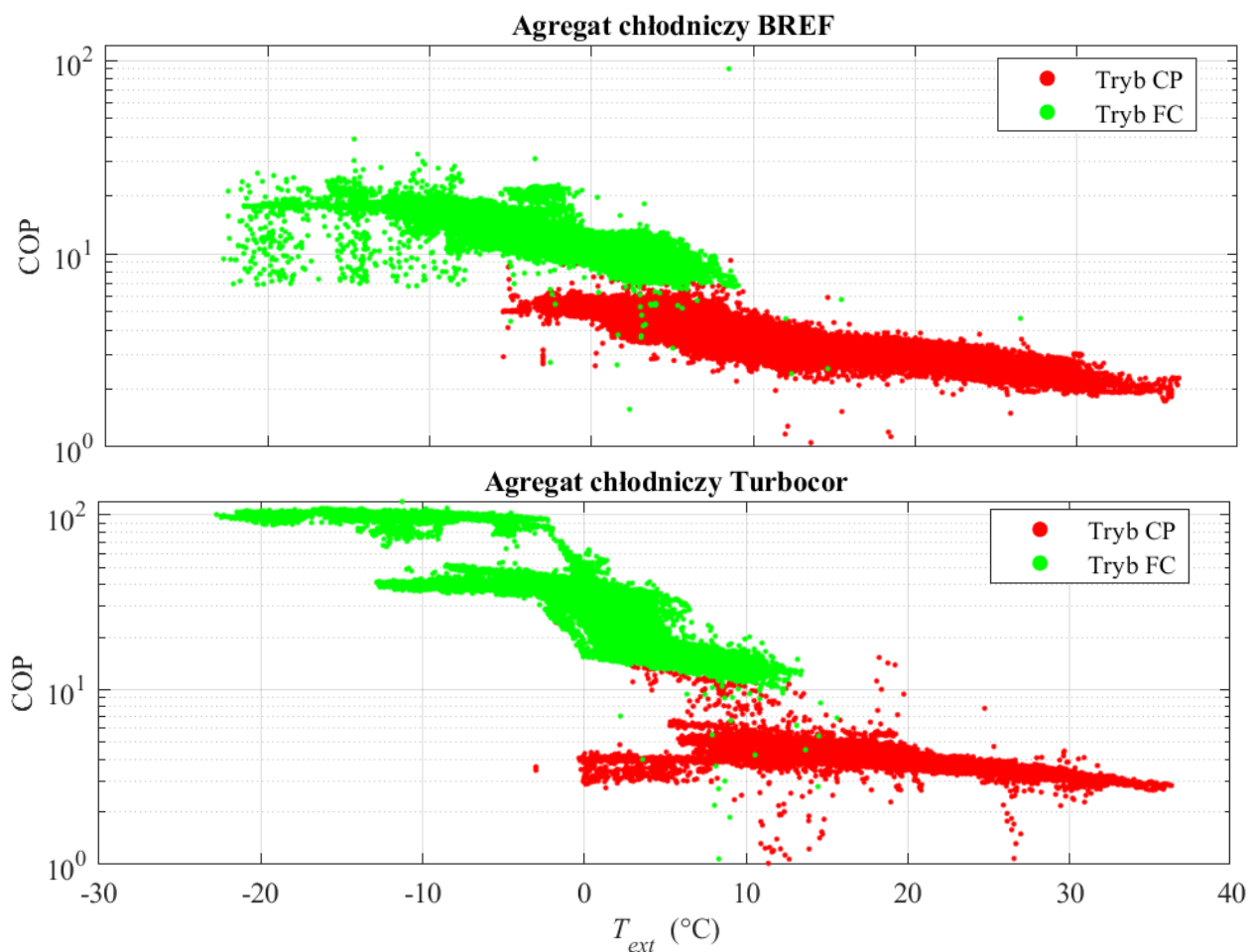
System Turbocor, przy skrajnie niskich temperaturach zewnętrznych, osiągnął współczynnik COP wynoszący 109,1.

4.4.7 Współczynnik COP w odniesieniu do temperatury zewnętrznej

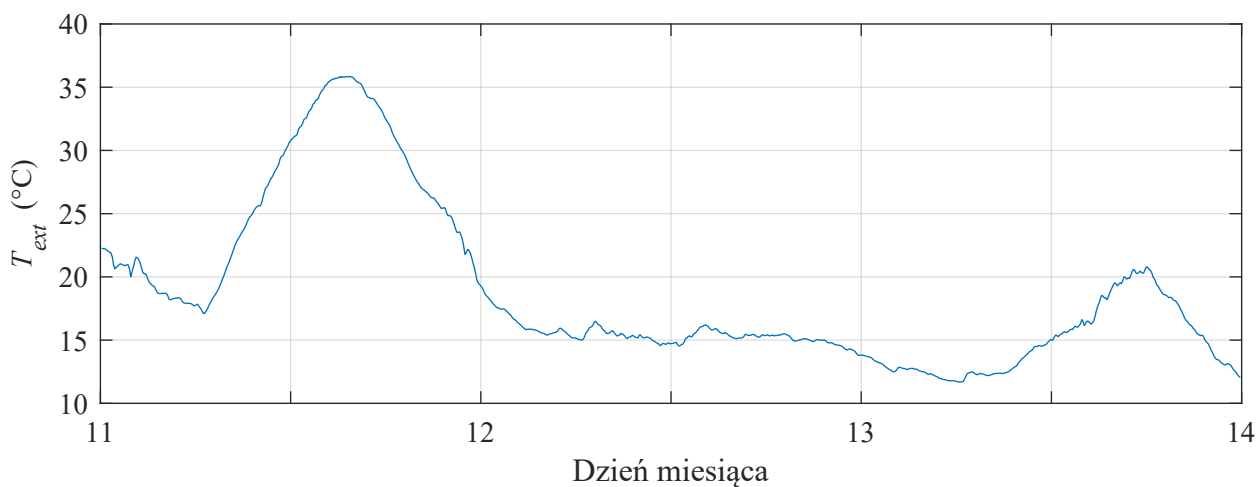
Wykres 4.12 przedstawia wartość współczynnika COP w odniesieniu do temperatury zewnętrznej. Widać, że większe udziały trybu FC w pracy agregatów Turbocor a także dużo wyższe wartości współczynnika COP w tym trybie pracy. Widać również histerezę temperaturową przełączania pomiędzy trybami pracy. Dla systemu BREF wynosi od -6°C do 9°C a dla systemu Turbocor od 0°C do 12°C . Z tym, że udział czasu pracy systemu Turbocor w trybie CP dla temperatur od 0°C do 10°C jest znikomy i odpowiada pracom serwisowym i przeglądowym (porównaj rys. 4.5). Można więc przyjąć, że zakres histerezy przełączania trybów pracy dla systemu Turbocor wynosi od 10°C do 12°C . Odpowiada zatem założeniom architektury sterowania (równanie 4.1).

4.4.8 Studium przypadków pracy systemów chłodniczych w dniach 11-13.08.2017

Wybierając zakres czasowy do analizy postawiono warunek, że powinien to być okres, w którym chwilowa temperatura zewnętrzna będzie bliska maksimum rocznego, a jednocześnie amplituda przebiegu temperatury będzie wynosiła przynajmniej 20°C . Warunki te spełnia analizowany w tym rozdziale zakres czasowy. Dzięki odpowiedniemu zakresowi temperatur zewnętrznych pozwoli pokazać i porównać specyfikę pracy systemów chłodniczych w okresie letnim, pracujących w trybie CP. Zaprezentowane zostaną wykresy przedstawiające temperaturę zewnętrzną, pobieraną moc elektryczną, generowaną moc chłodniczą oraz współczynnik COP.



Rysunek 4.12: Współczynnik COP w odniesieniu do temperatury zewnętrznej dla systemu BREF oraz Turbocor



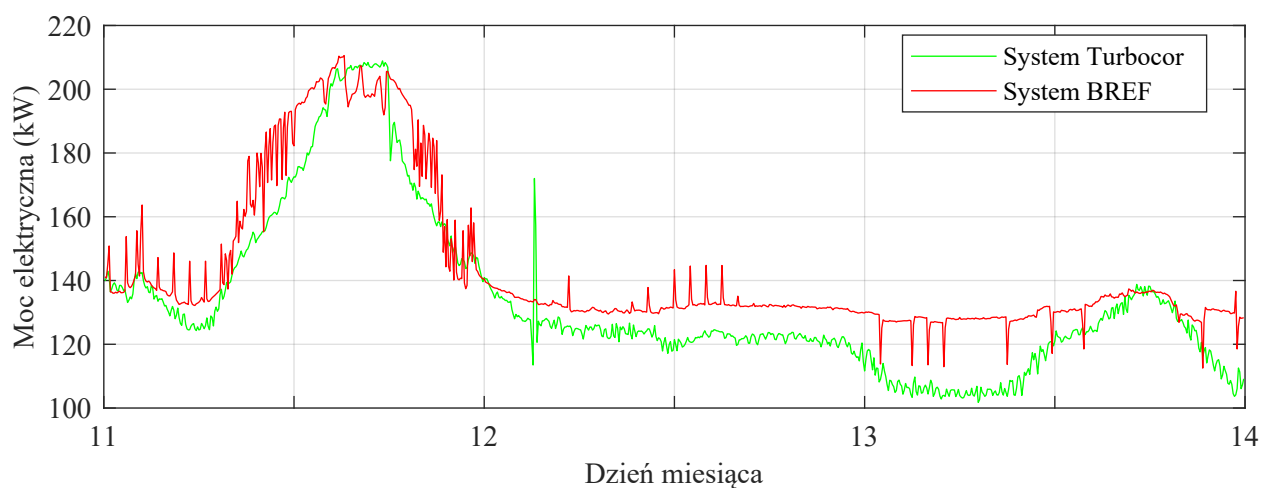
Rysunek 4.13: Temperatura zewnętrzna w dniach 11-13.08.2017

Temperatura zewnętrzna

Wykres 4.13 prezentuje przebieg temperatury zewnętrznej w dniach 11-13.08.2017. Dzień 11.08 charakteryzował się wysoką temperaturą, kolejne dni były chłodniejsze. Maksymalna temperatura w tym okresie wynosiła 35,9°C, minimalna 11,7°C, średnia 18,8°C a amplituda 24,2°C.

Pobierana moc elektryczna

Wykres 4.14 przedstawia profil poboru mocy przez systemy chłodnicze pracujące w dniach 11-13.08.2017. Przez cały czas oba systemy pracowały w trybie CP. Moc pobierana przez system Turbocor zaznaczona została zieloną linią, a przez system BREF czerwoną linią. Wartości charakterystyczne przebiegów mocy prezentuje tabela 4.4.



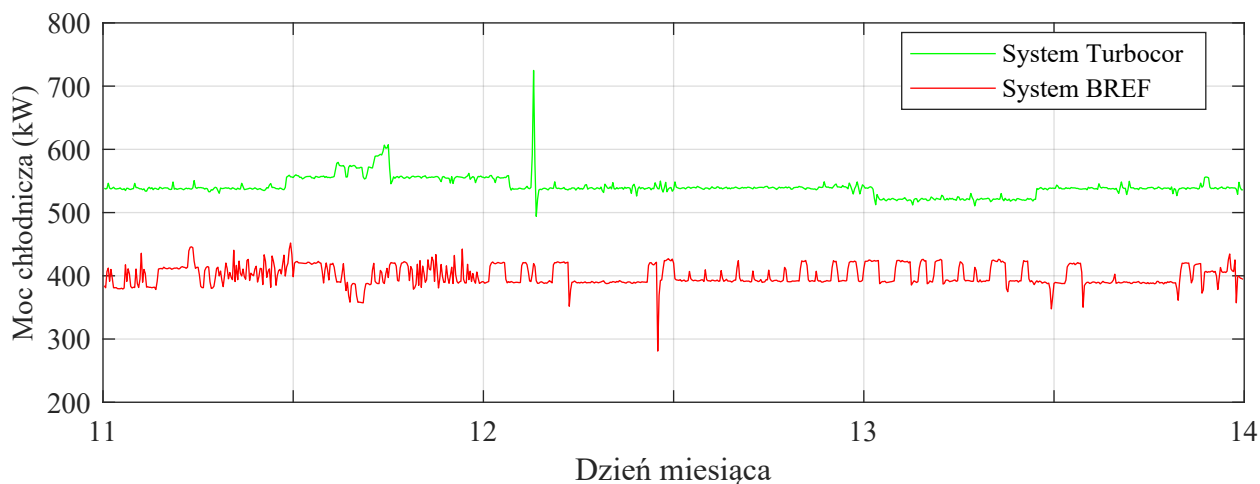
Rysunek 4.14: Pobierana moc elektryczna w dniach 11-13.08.2017

Tabela 4.4: Parametry profilu poboru mocy w dniach 11-13.08.2017

System	Minimum	Średnia	Maksimum	Amplituda
BREF	112,5 kW	143,2 kW	210,6 kW	98,0 kW
Turbocor	101,8 kW	133,6 kW	208,9 kW	107,1 kW

Pobór mocy przez oba systemy w dniu 11.08.2017 był podobny. Zauważyć można z kolei, większą oscylację wartości poboru mocy przez system BREF. Powodem jest skokowa regulacja wydajności sprężarek agregatu BREF w krokach 0-25-50-75-100%. System Turbocor potrafi liniowo regulować wydajność sprężarek, przez co profil poboru mocy jest bardziej stabilny.

W dniu 12.08.2017 pobór mocy przez system Turbocor maleje w stosunku do mocy pobieranej przez system BREF. Ma to związek z niższą temperaturą zewnętrzną niż w dniu poprzednim. Ta prawidłowość jest najbardziej widoczna w pierwszej połowie 13.08.2017 (temperatura w tym czasie osiągnęła minimum 11,7°C). Pobór mocy przez system Turbocor jest w tym okresie mniejszy o 24 kW.



Rysunek 4.15: Wydajność chłodnicza w dniach 11-13.08.2017

Tabela 4.5: Parametry profilu COP w dniach 11-13.08.2017

System	Minimum	Średnia	Maksimum	Amplituda
BREF	1,7	2,9	3,4	1,7
Turbocor	2,7	4,2	5,2	2,5

Wydajność chłodnicza

Wykres 4.15 przedstawia przebieg wydajności chłodniczej obu systemów chłodzenia w dniach 11-13.08.2017. Moc chłodniczą systemu BREF można uznać za stałą w tym okresie. Przyczyną pojawiających się skoków wydajności jest krokowa regulacja wydajności sprężarek.

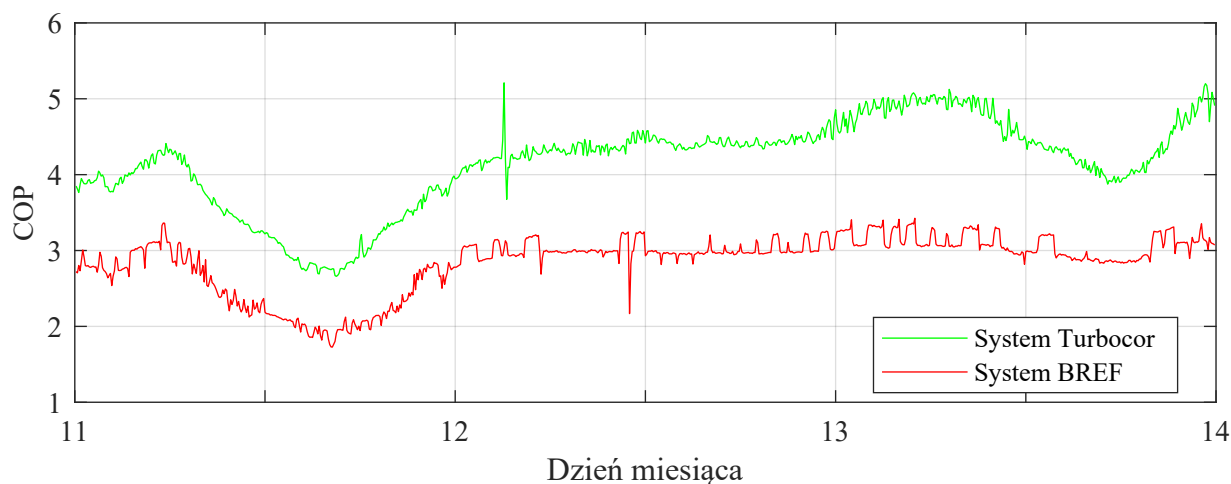
Przebieg wydajności systemu Turbocor ma swoją wartość ustaloną na poziomie 540 kW, zasotowano dwa odchylenia. Pierwsze w przedziale czasu 11:30 11.08 do 1:50 12.08, drugie w przedziale 00:30 13.08 do 11:00 13.08.

Pierwsze jest wynikiem wysokiej temperatury zewnętrznej która spowodowała, że system BREF miał problemy z utrzymaniem wydajności chłodniczej na poziomie 400 kW i w skrajnym momencie (godz.16:00) jego wydajność spadła do 360 kW. Niedobór mocy chłodniczej musiał uzupełnić system Tubrocor, który w szczytowym momencie osiągnął 607 kW wydajności.

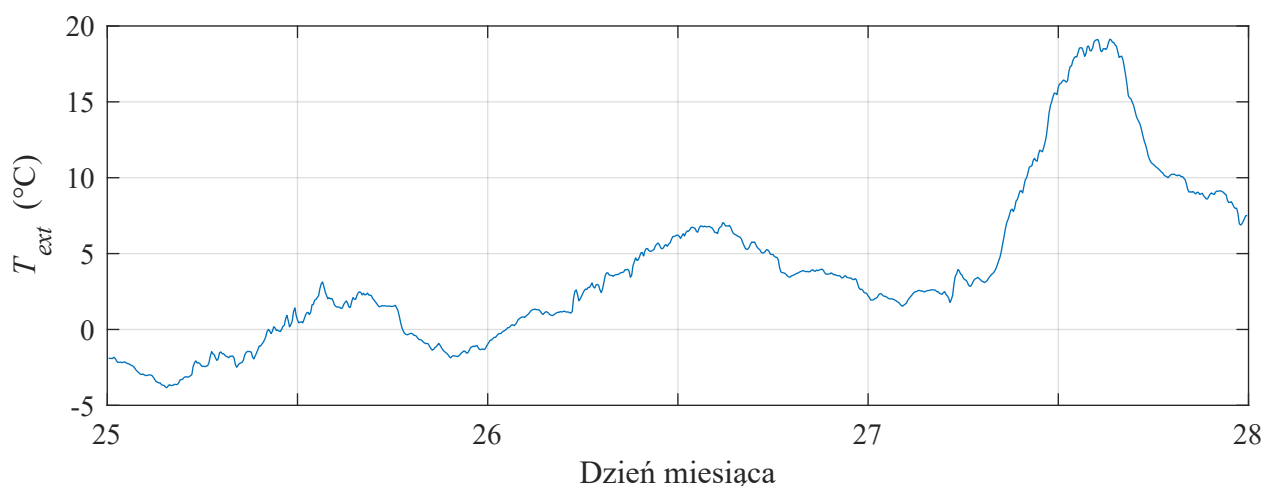
Drugie odchylenie jest wynikiem niskiej temperatury zewnętrznej oraz systemu BREF, który przy niskich temperaturach zewnętrznych produkuje nadwyżkę mocy chłodniczej tym samym obniżając obciążenie systemu Turbocor.

Współczynnik COP

Współczynnik COP systemów chłodniczych prezentuje wykres 4.16. COP systemu Turbocor w cały przedziale czasu jest wyższy od COP systemu BREF. Różnica ta uwypukla się szczególnie w niskim zakresie temperatur zewnętrznych, na które pozytywnie reaguje system Turbocor znacznie zwiększając swoje COP, gdzie wzrost COP systemu BREF jest mniej obserwowalny. Szczegółowe dane prezentuje tabela 4.5.



Rysunek 4.16: COP w dniach 11-13.08.2017



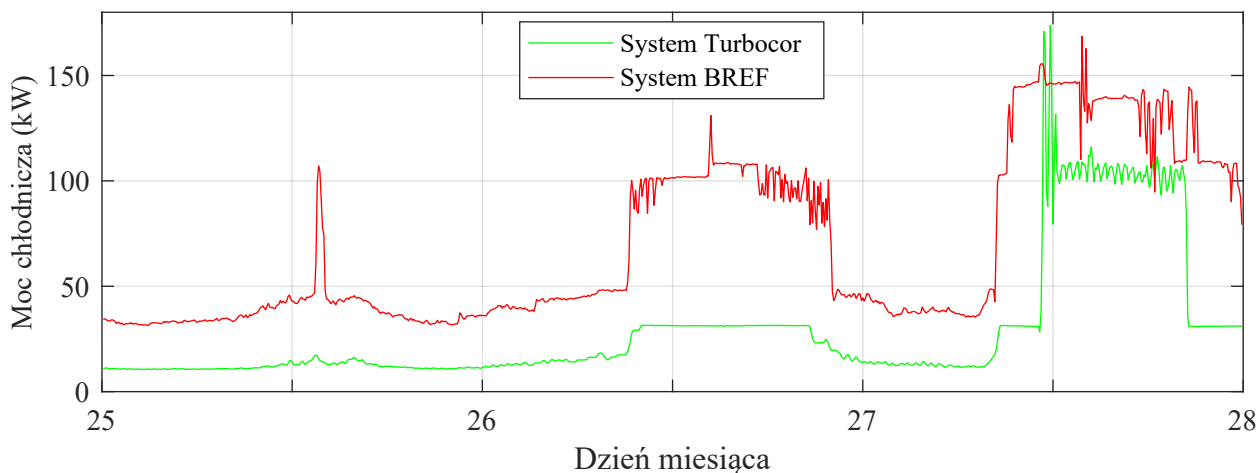
Rysunek 4.17: Temperatura zewnętrzna w dniach 25-27.02.2017

4.4.9 Analiza porównawcza pracy systemów w dniach 25-27.02.2017

Wybierając zakres czasowy do analizy postawiono warunek, że powinien być to okres, w którym chwilowa temperatura zewnętrzna pozwalała na analizę momentu przełączania pomiędzy trybami pracy, a jednocześnie amplituda przebiegu temperatury wynosiła przynajmniej 20°C. Warunki spełnia analizowany w tym rozdziale zakres czasowy. Dzięki odpowiedniemu zakresowi temperatur zewnętrznych pozwoli pokazać i porównać specyfikę pracy systemów chłodniczych w okresie wiosenno - jesiennym, przełączających się pomiędzy trybami pracy. Zaprezentowane zostaną wykresy przedstawiające temperaturę zewnętrzną, pobieraną moc elektryczną, generowaną moc chłodniczą oraz współczynnik COP.

Temperatura zewnętrzna

Wykres 4.17 prezentuje przebieg temperatury zewnętrznej w dniach 25-27.02.2017. 25.02 był dniem charakteryzującym się niską temperaturą, kolejne dni były cieplejsze. Maksymalna temperatura w tym okresie wynosiła 19,1°C, minimalna -3,8°C, średnia 4,0°C a amplituda 22,9°C.



Rysunek 4.18: Pobierana moc elektryczna w dniach 25-27.02.2017

Pobierana moc elektryczna

Wykres 4.18 przedstawia pobór mocy przez systemy chłodnicze. Dzięki odpowiednio dobranemu przedziałowi czasowemu, możemy zaobserwować pracę systemów w obu trybach pracy: CP i FC.

System Turbocor w dniach 25-26.08 pracował wyłącznie w trybie FC. Widzieć zależność pomiędzy wzrostem temperatury zewnętrznej a wzrostem pobieranej mocy elektrycznej. Pomiędzy godziną 10:00 a 23:00 w dniu 26.02 widoczny jest stały przebieg poboru mocy przez system Turbocor na poziomie 31 kW. Powodem jest ciągła praca systemu na maksymalnej wydajności (wentylatory Drycoolera pracowały przez cały czas z maksymalną prędkością obrotową). Regulator wewnętrzny Drycoolera podjął decyzję o pełnym wysterowaniu wentylatorów, jednak nadrzędny system BMS nie podjął decyzji o przełączeniu systemu w tryb CP, ponieważ nie została przekroczona graniczna temperatura zewnętrzna. Do przekroczenia tej temperatury doszło w dniu 28.02 o godzinie 11:15, co jest widoczne na wykresie jako nagły wzrost pobieranej mocy elektrycznej do wartości 174 kW. Do godziny 12:15 obserwujemy pobór mocy powyżej 120 kW. Przyczyną wysokiego poboru mocy w tym okresie jest dochładzanie wody lodowej do temperatury nominalnej. Temperatura wody lodowej rośnie powyżej temperatury nominalnej w momencie przełączenia systemu Turbocor pomiędzy trybami pracy, ponieważ przełączenie powoduje przerwę w produkcji energii chłodniczej. Po godzinie 12:15 pobór mocy stabilizuje się na średnim poziomie 104 kW aż do godziny 20:30, gdzie następuje przełączenie w tryb FC.

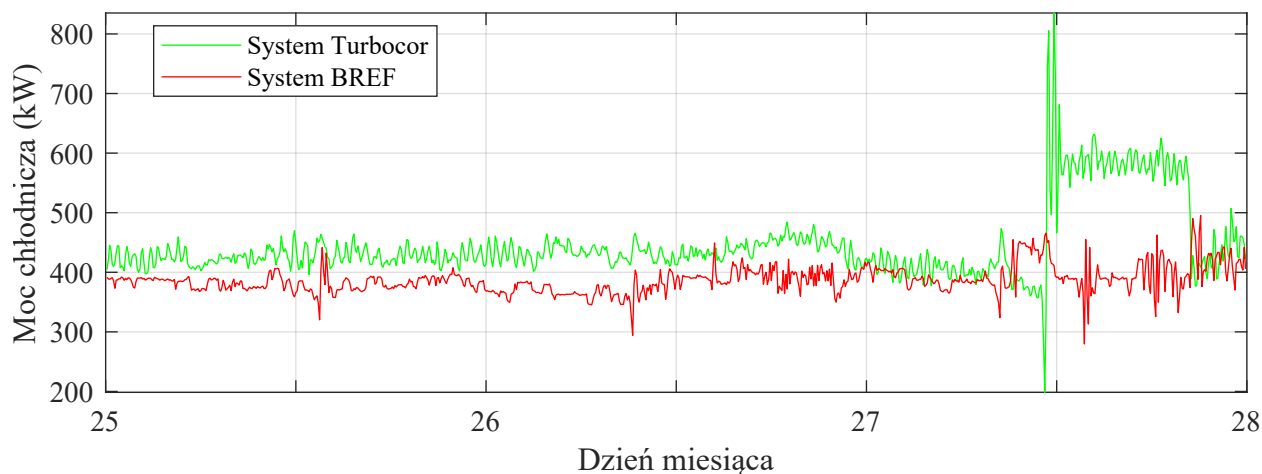
System BREF pracował w trybie CP każdego dnia. W dniu 25.02 praca sprężarkowa miała miejsce od godziny 13:20 do 14:10, w dniu 26.02 od 9:00 do 22:00 a w dniu 27.02 od 11:10 do końca dnia. W dniu 26.02 wyraźnie widać różnicę w czasie pracy w trybie FC systemów Turbocor i BREF. System Turbocor całą dobę pracował w trybie FC, a system BREF jedynie przez 11 godzin. Szczegółowe parametry pobieranej mocy elektrycznej prezentuje tabela 4.6.

Wydajność chłodnicza

Wydajność chłodnicza obu systemów w dniach 25-26.08 kształtowała się na podobnym poziomie (zobacz wykres 4.19). Średnia wydajność chłodnicza w tych dniach wynosiła odpowiednio: 431 kW dla systemu

Tabela 4.6: Parametry profilu poboru mocy w dniach 25-27.02.2017

System	Minimum	Średnia	Maksimum	Amplituda
BREF	31,3 kW	69,9 kW	168,5 kW	137,2 kW
Turbocor	10,5 kW	29,4 kW	173,8 kW	163,3 kW



Rysunek 4.19: Wydajność chłodnicza w dniach 25-27.02.2017

Turbocor oraz 381 kW dla systemu BREF. Z początkiem dnia 27.02 wydajność systemu Turbocor zaczęła spadać aż do godziny 11:10 kiedy nastąpiło przełączenie systemu Turbocor w tryb CP. Praca w trybie CP miała miejsce do godziny 20:25 a średnia wydajność w tym trybie wynosiła 588 kW.

Współczynnik COP

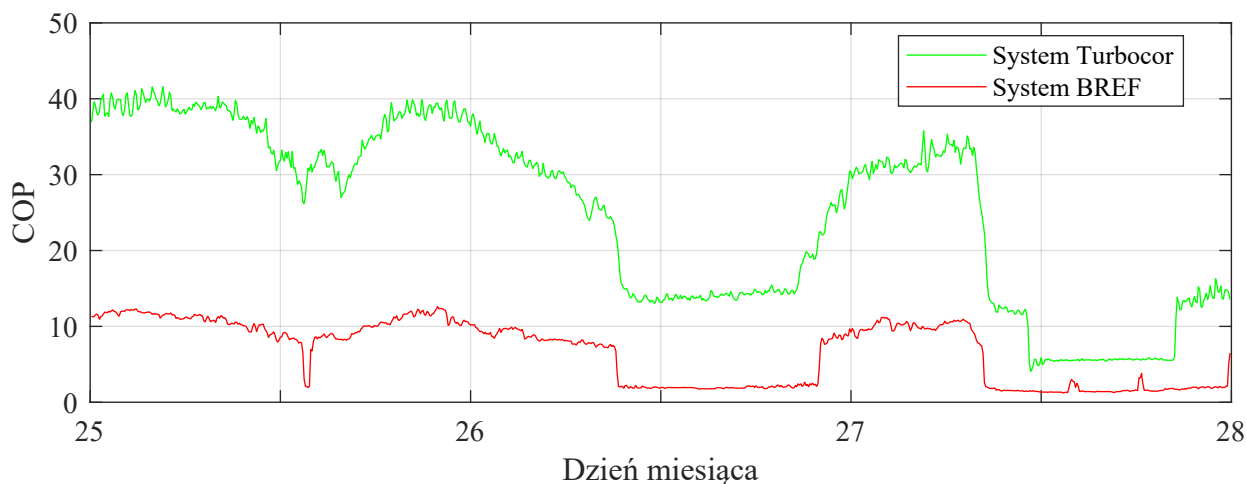
Średni współczynnik COP systemu Turbocor w analizowanym przedziale czasu był 3,4 raza większy od średniego współczynnika COP systemu BREF. Szczegółowe dane prezentuje tabela 4.7. Wykres 4.20 pokazuje zmianę wartości współczynnika COP w czasie. Analizując wykres stwierdzono, że niska temperatura zewnętrzna powoduje znaczny wzrost współczynnika COP systemu Turbocor. Dla systemu BREF ten wzrost jest mniej zauważalny.

4.4.10 Analiza reakcji systemu Turbocor na chwilowy zapad napięcia zasilającego

W skład systemu Turbocor wchodzi dwie sprężarki, każda z nich jest zasilana z innego toru zasilającego. W dniu 12.08.2017 miał miejsce chwilowy zapad napięcia zasilającego na jednej z dwóch linii zasilających obiekt (napięcie międzyfazowe obniżyło się z 393V do 387V). Zapad spowodował wygenerowanie przez

Tabela 4.7: Parametry profilu COP w dniach 25-27.02.2017

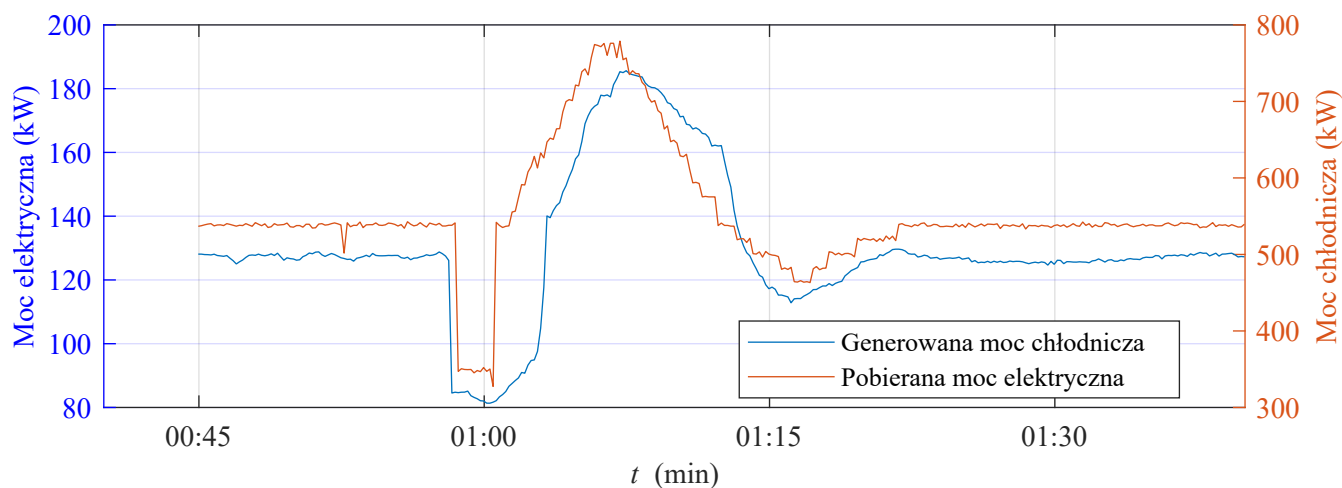
System	Minimum	Średnia	Maksimum	Amplituda
BREF	2,4	7,3	12,7	10,4
Turbocor	4,1	24,9	41,6	37,5



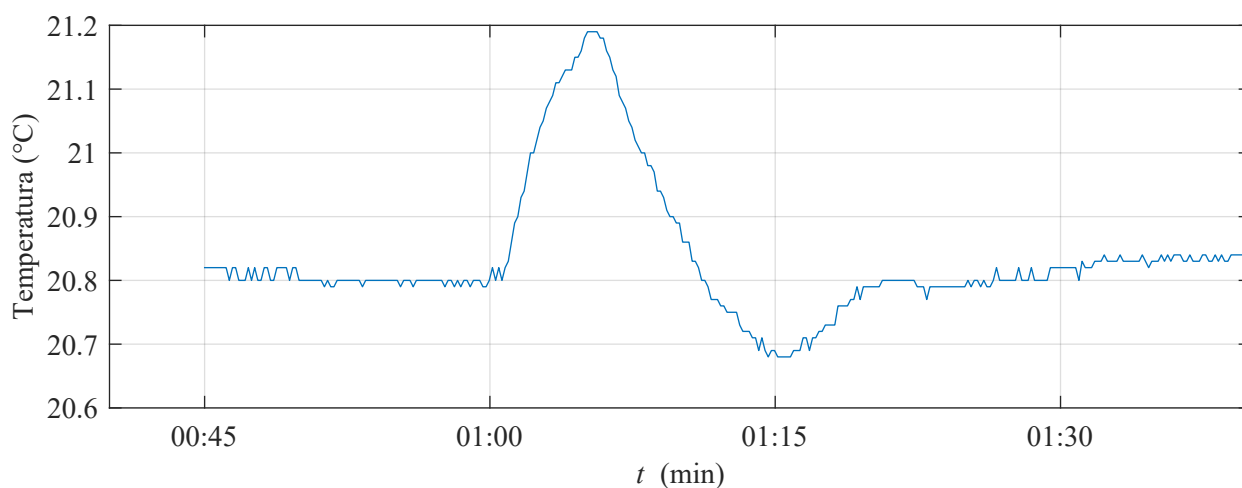
Rysunek 4.20: COP w dniach 25-27.02.2017

jedną ze sprężarek alarmu „Power Failure” i jej zatrzymanie. Sterownik sprężarki jest bardzo czuły na anomalie napięcia zasilającego, z powodu łożyskowania magnetycznego sprężarki, które w przypadku braku zasilania nie spełnia swojej funkcji. Sprężarka, w przypadku zapadu napięcia, musi zostać odpowiednio szybko zatrzymana, aby nie doszło do delewitacji wirnika. Z tego powodu, sterownik nie czeka na duże anomalie napięcia zasilającego, tylko przy delikatnych anomaliach od razu podejmuje decyzję o zatrzymaniu sprężarki. Z punktu widzenia użytkownika to niepożądana sytuacja, ponieważ powoduje przerwy w dostarczaniu mocy chłodniczej. Z punktu widzenia trwałości sprężarki to konieczne do długiej i bezawaryjnej pracy. Sprężarka wyposażona jest w wysokopojemne kondensatory, które w przypadku nagłego i całkowitego zaniku napięcia zasilającego są źródłem energii elektrycznej pozwalającej na podtrzymanie pracy łożysk magnetycznych aż do zatrzymania wirnika sprężarki.

Zarejestrowane przebiegi poboru mocy elektrycznej i generowanej przez system Turbocor wydajności chłodniczej prezentuje wykres 4.21. O godzinie 00:58 miał miejsce omawiany zapad napięcia zasilającego. W wyniku zapadu i wyłączenia jednej ze sprężarek doszło do spadku poboru mocy elektrycznej z 126 kW do 85 kW. Nastąpiło zmniejszenie wartości energii cieplnej oddawanej przez agregat Turbocor do Drycoolera. Z tego powodu mniej obciążony Drycooler zmniejszył obroty wentylatorów, a tym samym swój pobór mocy elektrycznej. Spadek jest widoczny na wykresie od godziny 00:59 do 01:00 (z wartości 85 kW do 81 kW). Następnie obserwujemy ciągły wzrost poboru mocy elektrycznej, aż do wartości 186 kW, powodem jest ponowne uruchomienie przez agregat wyłączonej sprężarki oraz dążenie do ustabilizowania podwyższonej temperatury wyjściowej wody z agregatu chłodniczego, do której podniesienia doszło w wyniku chwilowego obniżenia poziomu generowanej wydajności chłodniczej. Po osiągnięciu maksymalnego poboru mocy elektrycznej temperatura wody lodowej zaczyna się stabilizować, na co sterownik agregatu chłodniczego reaguje obniżeniem wydajności sprężarek. Następuje spadek poboru mocy elektrycznej do poziomu 113 kW. O godzinie 1:16 widoczne jest pierwsze przeregulowanie wydajności agregatu chłodniczego spowodowane zbyt niską temperaturą wody lodowej. Agregat niedostatecznie szybko obniżał wydajność sprężarek, co spowodowało przechłodzenie wody i konieczność chwilowego ograniczenia wydajności chłodniczej, tak aby temperatura wody lodowej podniosła się do wartości zadanej. Od godziny 1:22 obserwujemy ustabilizowa-



Rysunek 4.21: Przebieg poboru mocy elektrycznej i generowana wydajność chłodnicza w wyniku zapadu napięcia zasilającego



Rysunek 4.22: Temperatura powietrza w strefie zimnej komory serwerowej

nie poboru mocy elektrycznej oraz wydajności chłodniczej agregatu chłodniczego na poziomie odpowiednio 126 kW i 540 kW.

Dla pełniejszej analizy omawianego przypadku potrzebne byłyby dane o temperaturze wyjściowej wody lodowej z agregatu Turbocor, takie dane nie były jednak logowane w roku 2017. Można było jednak skorzystać z danych dotyczących temperatury powietrza w strefie zimnej komory serwerowej. Przebieg tej temperatury przedstawia wykres 4.22.

Skutkiem wyłączenia jednej ze sprężarek (o godzinie 00:58), był wzrost temperatury powietrza w komorze serwerowej, który rozpoczął się o godzinie 1:00, a więc 2 minuty po wyłączeniu sprężarki. Powodem tej inercji czasowej był czas dotarcia wody lodowej o podwyższonej temperaturze do szaf klimatyzacji precyzyjnej zlokalizowanych w komorze serwerowej oraz czas, przez który szafy klimatyzacji precyzyjnej były w stanie kompensować wyższą temperaturę wody lodowej, większym otwarciem swoich zaworów regulacyjnych, próbując utrzymać swoją wydajność chłodniczą na stałym poziomie. Gdy zawory regulacyjne szaf klimatyzacji precyzyjnej zostały w pełni otwarte, nie była możliwa dalsza kompensacja rosnącej tem-

peratury wody lodowej, co w konsekwencji doprowadziło do wzrostu temperatury w komorze serwerowej z poziomu 20,8°C do 21,2°C. Następnie od godziny 1:05 obserwujemy spadek temperatury w komorze spowodowany dostarczeniem do szaf wody lodowej o malejącej temperaturze. Spadek temperatury osiągnął minimalnie 20,7°C, po czym nastąpiła stopniowa stabilizacja temperatury. Wyłączenie sprężarki spowodowało więc wzrost temperatury w komorze o 0,4°C (z 20,8°C do 21,2°C). Całkowita amplituda wahań temperatury wyniosła 0,5°C. Wartości były bezpieczne dla sprzętu IT i nie miały wpływu na jego pracę.

Zapad i idące za nim zatrzymanie sprężarki powoduje natychmiastowe, skokowe ograniczenie wydajności chłodniczej. Serwerownia nie posiada innych elementów, które mogłyby zapewnić natychmiastową kompensację ograniczonej wydajności chłodniczej. Rozwiązaniem stosowanym jest zamontowanie na zasilaniu agregatu chłodniczego zasilacza UPS, który filtruje zapady i chwilowe zaniki zasilania dzięki czemu nie dochodzi do przerw w pracy sprężarek. To jednak kosztowne rozwiązanie, a jak pokazuje wykres 4.22, chwilowa przerwa w działaniu sprężarki nie jest zagrożeniem dla stabilności temperatury komory serwerowej.

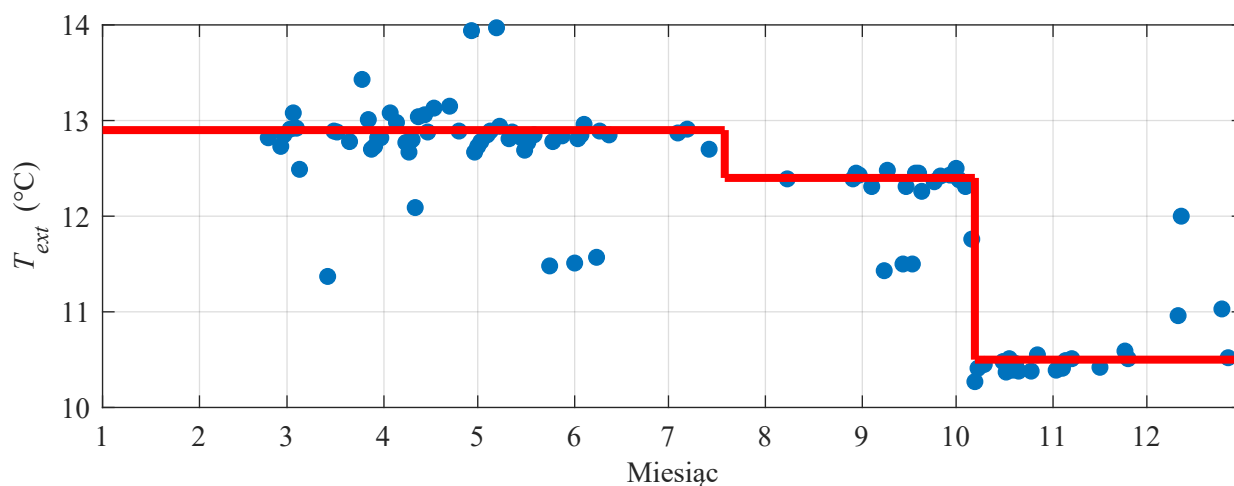
Rozwiązaniem stosowanym w serwerowni POLCOM jest zaprojektowana przewymiarowana średnica ruraru chłodniczego, co pozwala pomieścić w nim więcej wody lodowej a tym samym stworzyć naturalny bufor energii chłodniczej. Jak wynika z powyższej analizy, pozwala to na utrzymanie przez 2 minuty stałej temperatury w komorze serwerowej nawet podczas problemów z generowaniem wydajności chłodniczej przez agregaty chłodnicze. Dopuszczalna, bezpieczna temperatura powietrza w strefie zimnej komory serwerowej wynosi 28°C.

4.4.11 Temperatura zewnętrzna w momencie przełączania się systemu Tubrocor z trybu FC na tryb sprężarkowy

W celu weryfikacji poprawności działania algorytmu sterującego dokonano analizy wykresu 4.23 pokazującego maksymalne dzienne temperatury zewnętrzne, panujące w momencie przełączania się systemu Turbocor z trybu FC w tryb CP.

Niebieskie punkty na wykresie 4.23 oznaczają panującą na zewnątrz temperaturę w momencie wyjścia systemu Turbocor z pracy w trybie FC (przełączenie na tryb CP). Czerwona linia wyznacza średnie temperatury w danym okresie czasu. Rok jest podzielony na trzy okresy w których średnia temperatura zewnętrzna wynosiła odpowiednio: 12,9°C, 12,4°C oraz 10,5°C. W ciągu 2017 roku dokonano dwóch zmian wartości temperatury przełączania systemu, z początkiem roku temperatura ta wynosiła 13°C, w dniu 19 lipca obniżono ją do 12,5°C a 7-go października nastąpiło kolejne obniżenie do 10,5°C. Powodem był ciągły wzrost zapotrzebowania na wydajność chłodniczą serwerowni. Obniżanie temperatury przełączania odbywało się ręcznie na podstawie obserwacji pracowników obsługujących obiekt.

Takie działanie skutkowało wzrostem poboru mocy elektrycznej w zakresie temperatur, w których system chłodniczy nie pracował już w trybie FC. Od dnia 19 lipca do 7 października ten zakres wynosił pomiędzy 12,4°C a 12,9°C. Temperatura o wartościach z tego zakresu występowała w tym czasie przez 49 godzin. Na podstawie analizy danych historycznych przyjęto, że w tym zakresie temperatur system Turbocor pracując w trybie FC, pobierałby średnio 32 kW mocy elektrycznej. Jednak, pracując w trybie CP pobierał



Rysunek 4.23: Maksymalne temperatury zewnętrzne w trybie FC - system Turbocor

średnio 119 kW mocy elektrycznej. Różnica w średnim poborze mocy wynosiła 87 kW. Dla przedziału czasu 49 godzin skutkuje to zwiększonym o 4263 kWh poborem energii elektrycznej.

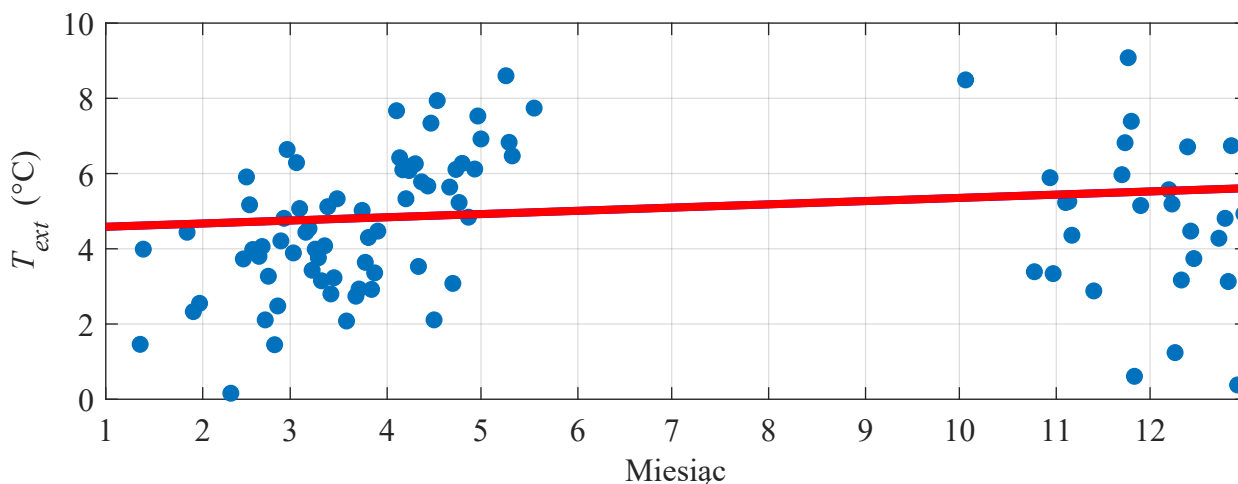
7 października nastąpiło obniżenie progowej temperatury przełączania systemu pomiędzy trybami pracy z 12,4°C do 10,5°C. Temperatura zewnętrzna, zawierająca się w tym zakresie, występowała od dnia 7 października do końca roku przez 72 godziny. System Turbocor, pracując w tym zakresie temperatur, w trybie FC pobierałby średnio 31 kW mocy elektrycznej. Po zmianie granicznej temperatury przełączania pracował już w trybie CP, pobierając średnio 115 kW mocy elektrycznej. Różnica w średnim poborze mocy wynosiła 84 kW. Dla przedziału czasu 72 godzin skutkiem jest zwiększony o 6048 kWh pobór energii elektrycznej.

Obniżenie temperatury zewnętrznej, przy której następuje przełączenie systemu pomiędzy trybami pracy, skutkuje zwiększeniem poboru energii elektrycznej. W roku 2017 związane z tym starty wyniosły w sumie 10,3 MWh. Wynikają ze wzrostu zapotrzebowania na wydajność chłodniczą przy jednoczesnej stałej maksymalnej wydajności chłodniczej systemu chłodniczego pracującego w trybie FC i są podstawą do rozbudowy systemu tak aby zwiększyć jego wydajność chłodniczą. Zwykle taka rozbudowa odbywa się w momencie, gdy koszty związane ze zwiększonym zużyciem energii elektrycznej są na tyle wysokie, że czas zwrotu inwestycji staje się opłacalny dla przedsiębiorstwa.

4.4.12 Temperatura zewnętrzna w momencie przełączania się systemu BREF z trybu freecooling na tryb sprężarkowy

W celu porównania granicznych temperatur zewnętrznych dla pracy freecoolingowej systemu Turbocor i systemu BREF, również dla systemu BREF wyznaczono temperatury, przy których nastąpiło wyjście agregatu z pracy freecoolingowej i przełączenie w tryb CP. Dane przedstawia wykres 4.24.

Widoczny jest dużo większy rozrzut punktu w stosunku do systemu Turbocor (patrz wykres 4.23). Czerwona prosta, aproksymując punkty temperaturowe ma dodatni współczynnik nachylenia. Można więc wysnuć wniosek, że system BREF pod koniec roku pracował w trybie FC przy wyższych temperaturach zewnętrznych, pomimo wzrostu zapotrzebowania na wydajność chłodniczą. Nachylenie prostej jest jednak stosunkowo niewielkie, a jej wartości na początku i końcu roku różnią się jedynie o 1°C (4,6°C - począ-



Rysunek 4.24: Maksymalne temperatury zewnętrzne w trybie FC - system BREF

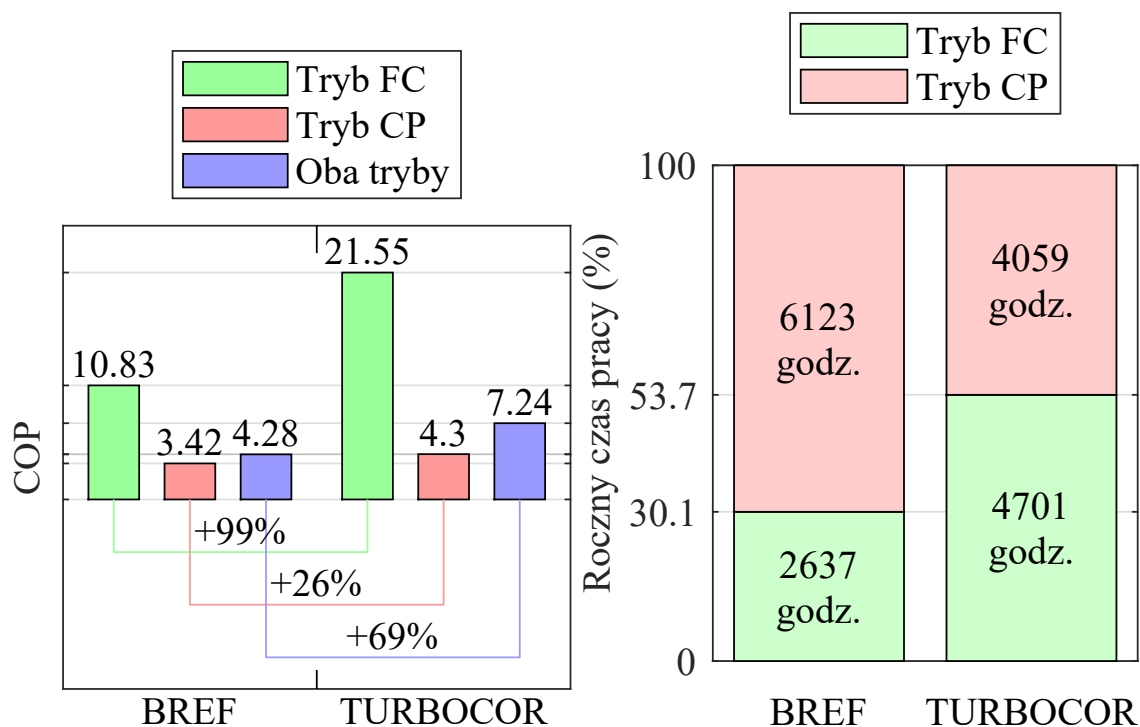
tek roku, 5,4°C - koniec roku). Odchylenie standardowe danych wynosi 14,1. Biorąc pod uwagę wszystkie spostrzeżenia stwierdza się, że zmienność danych jest na tyle duża, że brakuje możliwości miarodajnego wyznaczenia trendu zmian temperatury wyjścia z trybu FC systemu BREF. Jedynym miarodajnym wskaźnikiem oceny jest średnia temperatura wyjścia wynosząca 5,0°C.

4.5 Wnioski

Pomimo ograniczeń występujących w powszechnie dostępnych na rynku rozwiązaniach układów chłodniczych, opracowano unikalne i dedykowane rozwiązanie, uwzględniające specyficzne warunki klimatyczne konfiguracji POLCOM Data Center. Analiza pracy pracującej produkcyjnie serwerowni pozwoliła na indywidualny dobór elementów układu chłodzenia i zaprojektowanie dedykowanego układu sterowania. Założony cel modernizacji, jakim było wydłużenie czasu pracy układu w trybie FC, został osiągnięty. Zaprojektowane rozwiązanie zostało poddane wieloletnim, długotrwałym testom produkcyjnym, aby uzyskać dane ilustrujące pracę układu chłodzenia w różnych warunkach pracy. Opracowane rozwiązanie pozwoliło na zmniejszenie zużycia energii elektrycznej przez układ chłodniczy o 206,9 MWh, czyli 67% w ciągu 2017 roku. Zmniejszono zużycie energii elektrycznej potrzebnej do wytworzenia 1 MWh energii chłodniczej z 0,17 MWh do 0,05 MWh (patrz tabela 4.8). Osiągnięto istotne wzrosty średniorocznego współczynnika wydajności wynoszące 99% w trybie FC, 26% w trybie CP i 69% w obu trybach, a roczny czas pracy w trybie FC wydłużył się o 23,6% (patrz rysunek 4.25). Regułowy charakter i przejrzystość kolejności zmian stanu układu sterowania umożliwiła jego precyzyjną diagnostykę i niezawodną pracę przez cały rok.

Tabela 4.8: Porównanie efektywności energetycznej systemów chłodniczych

System BREF	System Turbocor
Średnia moc i energia elektryczna	
66 kW 310,3 MWh Roczne oszczędności	22 kW 103,4 MWh 206,9 MWh (67%)
Średnia moc i energia chłodnicza	
386 kW 1815 MWh	456 kW 2144 MWh
Ilość energii elektrycznej potrzebnej do wyprodukowania 1 MWh energii chłodniczej	
0,17 MWh Redukcja	0,05 MWh 0,12 MWh (71%)



Rysunek 4.25: Roczne COP i czas pracy w poszczególnych trybach

Rozdział 5

Identyfikacja Drycoolera w instalacji chłodzącej

5.1 Analiza funkcjonowania pierwotnego rozwiązania opartego o regulator typu PID

Zastaną konfiguracją układu sterowania Drycoolerem, był wykorzystujący regulator typu PID, wbudowany w sterownik przemysłowy. Zadaniem układu sterowania było osiągnięcie i utrzymanie zadanej T_{out} poprzez odpowiednie sterowanie prędkością obrotową wentylatorów ω .

Układ sterowania był zbudowany w oparciu o sterownik przemysłowy PLC Beckhoff CX9020, czujnik T_{out} oraz moduł służący do zadawania ω . Na sterowniku PLC pracował program realizujący zadanie sterowania wykorzystujący regulator typu PID. Program używał bloku funkcyjnego FB_CTRL_PID z biblioteki TwinCAT Controller Toolbox. Parametry bloku zostały ustawione następująco: *SetpointValue* (zadana wartość) wynosiło 27°C (dla trybu CP) lub 16°C (dla trybu FC), *tCtrlCycleTime* - częstotliwość pracy regulatora = 1s, K_p (współczynnik wzmacnienia) = 2.5, T_n (czas całkowania) = 30s, T_v (czas różniczkowania) = 60s, T_d (czas tłumienia) = 20s. Sygnałem wejściowym do regulatora PID był jedynie błąd regulacji, czyli różnica pomiędzy wartością zadaną a aktualną T_{out} . Wartość T_{in} nie była wykorzystywana w procesie regulacji, miała jedynie charakter poglądowy w celu monitorowania stanu instalacji. Wartość T_{ext} również nie była wykorzystywana do regulacji prędkością obrotową ω , a była jedynie informacją wykorzystywaną do podjęcia decyzji o przełączeniu systemu chłodniczego pomiędzy trybami pracy CP i FC przez program sterujący.

Postać ogólną transmitancji ciągłej zastosowanego regulatora bibliotecznego przedstawia równanie:

$$G_{PID}(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_n s} + \frac{T_v s}{1 + T_d s} \right) \quad (5.1)$$

Blok funkcyjny wykorzystuje metodę Tustina do przekształcenia transmitancji do formy dyskretnej. Po podstawieniu do równania ustalonych parametrów, oraz wykorzystania metody Tustina otrzymujemy w efekcie dyskretną transmitancję omawianego regulatora (czas próbkowania ustawiony został na 1s):

Tabela 5.1: Wartości współczynników równania 5.2

Współczynnik	Wartość
K_p	2.5000
a_0	1.0000
a_1	-1.0000
a_2	1.0000
a_3	-0.9512
b_0	0.0167
b_1	0.0167
b_2	2.9268
b_3	-2.9268

$$G_{PID}(z) = K_p \left(1 + \frac{b_0 z + b_1}{a_0 z + a_1} + \frac{b_2 z + b_3}{a_2 z + a_3} \right) \quad (5.2)$$

Wartości współczynników występujących w równaniu 5.2 prezentuje Tabela 5.1. Regulator operuje na liczbach zmiennoprzecinkowych o podwójnej precyzji (wartości w tabeli zostały zaokrąglone do czterech miejsc po przecinku).

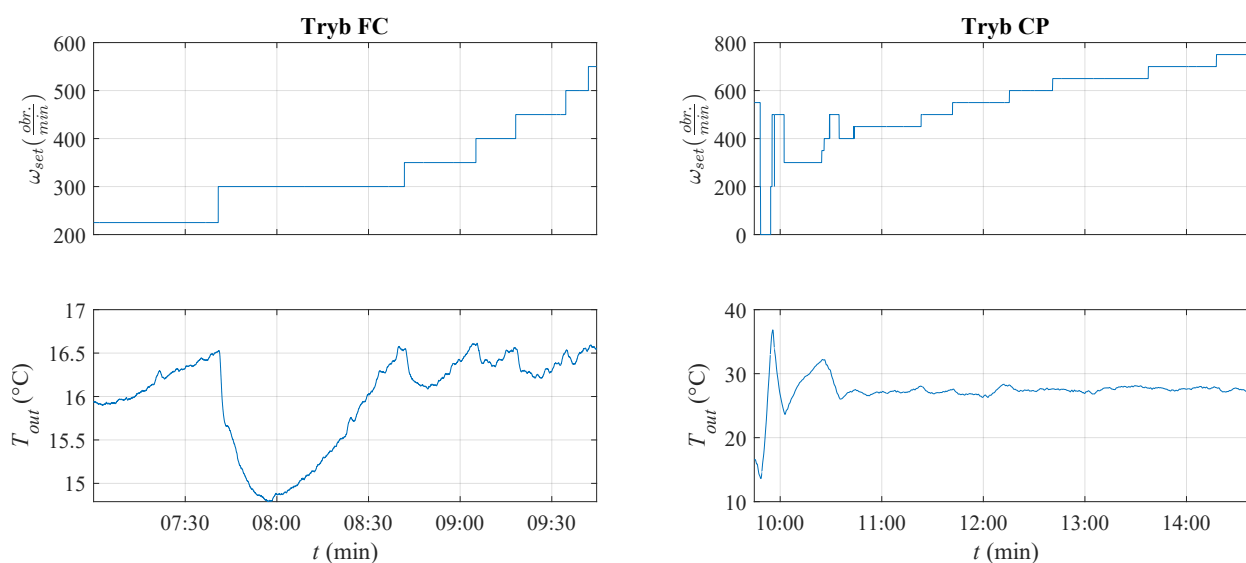
W 2021 roku obserwowano i analizowano pracę Drycoolera sterowanego przez omawiany regulator PID. Na podstawie pozyskanej wiedzy stwierdzono, że układ z takim regulatorem posiadał wady. Pierwszą wadą była tendencja do pojawiania się oscylacji temperatury wody w układzie przy niskich wartościach T_{ext} , drugą znaczne przeregulowania T_{out} po przełączeniu układu z trybu FC w tryb CP. W związku z powyższym podjęto decyzję o ich wyeliminowaniu poprzez zmianę strategii sterowania.

Aby uzyskać możliwość poprawy jakości sterowania zdecydowano o zmianie regulatora opartego o zamkniętą bibliotekę sterownika PLC i przejście do otwartego środowiska MATLAB/Simulink w celu realizacji zadań badawczych.

Transmitancję regulatora bibliotecznego wykorzystano do zaprojektowania tożsamego regulatora w środowisku Simulink. Następnie korzystając z narzędzia PLC Code Generation wygenerowano kod programu, zawierający regulator PID zaprojektowany w środowisku Simulink, który uruchomiono na sterowniku PLC równoległe z bibliotecznym regulatorem PID. Przeprowadzono serię eksperymentów, które potwierdziły tożsamą pracę regulatora PID bibliotecznego i regulatora zaprojektowanego w środowisku Simulink. Potwierdzono poprawność implementacji kodu wygenerowanego przez pakiet Simulink w sterowniku PLC. Tym samym, uzyskano możliwość zrezygnowania z zamkniętej biblioteki producenta sterownika PLC i użycia dowolnego regulatora zaprojektowanego w otwartym środowisku projektowania układów regulacji. Użytko jednocześnie możliwość swobodnego rozwijania konfiguracji regulatora.

5.2 Sterowanie ręczne prędkością obrotową wentylatorów

Jako kolejny element identyfikacji Drycoolera, przeprowadzono próbę sterowania ręcznego (zadawanego przez operatora) prędkością obrotową wentylatorów ω , bezpośrednio po przełączeniu się systemu chłodniczego pomiędzy trybami pracy. Ustalono reguły takiego sterowania. Jeżeli temperatura wyjściowa T_{out} była wyższa od zadanej o więcej niż 1°C , zwiększano prędkość obrotową ω o $50 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$. Jeżeli temperatura T_{out} była mniejsza od zadanej o więcej niż 1°C obniżano ω o $50 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$. Po każdej zmianie prędkości obrotowej ω obserwowano, czy doszło zmiany trendu temperatury T_{out} . Jeżeli trend się zmienił, uznawano, że korekta prędkości obrotowej ω przyniosła efekt. Jeżeli nie, dokonywano kolejnej zmiany prędkości obrotowej ω o kolejne $50 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$. Zaobserwowano, że używając tak prostej metody uzyskano w efekcie poprawną pracę systemu chłodniczego, a temperaturę T_{out} udało się ustabilizować na zadowalającym poziomie.



Rysunek 5.1: Przebiegi temperatury wyjściowej z Drycoolera uzyskane w efekcie ręcznej regulacji prędkości obrotowej wentylatorów Drycoolera dla trybu FC oraz CP

5.2.1 Tryb CP

Początkowy fragment regulacji (do godz. 11:00) był dość skomplikowany z uwagi na dynamikę uruchamiającego się agregatu chłodniczego, który aktywnie modulował swoją wydajność chłodniczą, co skutkowało dynamicznymi zmianami temperatury Drycoolera. W efekcie chwilowo osiągnięto wysoką temperaturę T_{out} wynoszącą $36,8^{\circ}\text{C}$. Następnie nastąpiło przechłodzenie cieczy do $23,5^{\circ}\text{C}$, przegrzanie do $32,2^{\circ}\text{C}$ i dopiero po godzinie 11:00 ustabilizowano temperaturę wyjściową cieczy z Drycoolera na optymalnym poziomie $27 \pm 1^{\circ}\text{C}$. Warto zwrócić uwagę, że utrzymywanie tej temperatury było możliwe przy nieskomplikowanym sterowaniu (patrz wykres 5.1). Wystarczyła zmiana wartości sterowania nie, częściej niż co 20 minut.

Zatem, przy ustabilizowanej pracy systemu chłodniczego nie są wymagane szybkie i gwałtowne zmiany sterowania. Inaczej wygląda sytuacja w momentach dynamicznych, takich jak bezpośrednio po przełączeniu. W tym wypadku, regulator powinien reagować dynamicznie, tak, aby nie dochodziło do zbyt dużych zmian temperatury T_{out} . Zatem, projektowany regulator powinien połączyć dwa przeciwstawne wymaga-

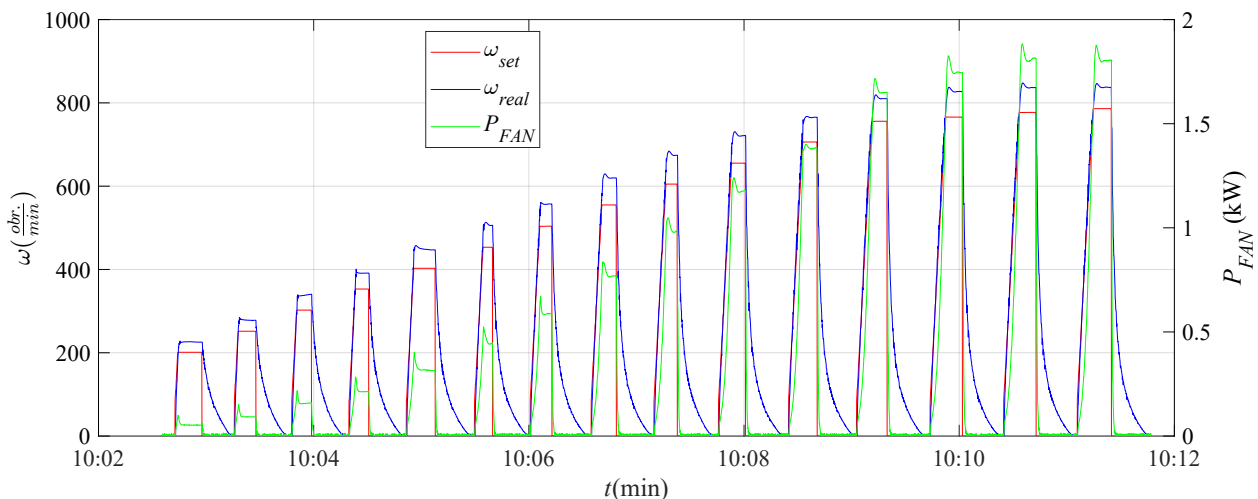
nia. Z jednej strony, reagować delikatnie przy ustalonej pracy układu, z drugiej, wprowadzać gwałtowne, dynamiczne i wyprzedzające zmiany sterowania, gdy układ chłodniczy pracuje w sytuacjach zmiennych. Tym samym kluczowa staje się decyzja o wyborze metody sterowania.

5.2.2 Tryb FC

Efekt ręcznego sterowania prezentuje wykres 5.1. W trybie FC agregat chłodniczy nie wpływa już na dynamikę systemu chłodniczego. Należy zauważyć, że przy niskich prędkościach obrotowych wentylatorów ω , stosunkowo niewielka, bezwzględna zmiana prędkości powoduje gwałtowną zmianę temperatury wyjściowej cieczy z Drycoolera. Jest to spowodowane wyższą rezerwą mocy chłodniczej Drycoolera przy niskich temperaturach zewnętrznych, zaś przy wyższych temperaturach zewnętrznych odpowiedź Drycoolera na zmianę sterowania jest już łagodniejsza.

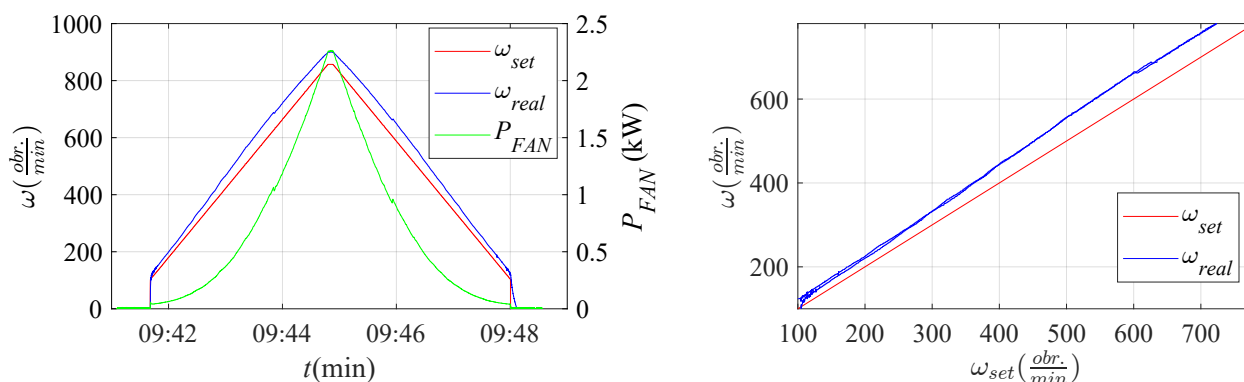
5.3 Dynamika wentylatorów

Przebadano również dynamikę zmiany prędkości obrotowej ω . W tym celu, zarejestrowano odpowiedź wentylatorów na żądanie zadanej prędkości ω_{set} (rysunek 5.2). Odpowiedź na żądanie wzrostu ω_{set} wynosi 10 sekund. Z punktu widzenia układu sterowania jest to opóźnienie pomijalne. Dłuższy czas odpowiedzi wentylatorów zaobserwowano na żądanie zatrzymania. Powodem jest brak aktywnego hamowania wentylatorów z wykorzystaniem silnika elektrycznego, zatrzymują się one swobodnie. Czas zatrzymania wentylatorów wynosi nie więcej niż 20 sekund, co jest również pomijalną wartością, z punktu widzenia zaobserwowanych opóźnień czasowych występujących w układzie chłodzenia.



Rysunek 5.2: Dynamika zmiany prędkości obrotowej wentylatorów Drycoolera (ω_{real}) w odpowiedzi na wymuszenie sokowe (ω_{set}) oraz pobierana przez pojedynczy wentylator moc elektryczna (P_{FAN})

Wykres 5.3 pokazuje zależności pomiędzy zadaną ω_{set} , a ω_{real} odczytaną ze sterownika wbudowanego w wentylator. Można zaobserwować rozbieżność pomiędzy tymi dwoma wartościami. Maksymalna rozbieżność wynosi $63 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$. Informacja ta może być potencjalnie wykorzystana przy zastosowaniu regulatora wykorzystującego informację zwrotną o aktualnej prędkości obrotowej ω_{real} .



Rysunek 5.3: Porównanie zadanej (ω_{set}) i rzeczywistej (ω_{real}) wartości prędkości obrotowej wentylatorów Drycoolera

Z wykresu 5.3 możemy odczytać, że z największą rozbieżnością pomiędzy wartością zadaną a rzeczywistą prędkością obrotową mamy do czynienia w okolicach prędkości ω_{set} wynoszącej $520 \frac{obr.}{min}$.

5.4 Identyfikacja charakterystyki wydajnościowej Drycoolera przy pracy w trybie CP oraz FC

Następnym etapem badawczym, jaki zrealizowano, było przeprowadzenie identyfikacji obiektu sterowania (czyli Drycoolera) z wykorzystaniem zarejestrowanych danych z pracy instalacji w długim horyzoncie czasowym. Na podstawie danych historycznych za rok 2021 zaobserwowano trendy w zmianach prędkości obrotowej w funkcji temperatury zewnętrznej dla obu trybów pracy. Na podstawie analizy danych zaproponowano trzy krzywe analityczne: wymierną (równanie 5.3), wielomianową (równanie 5.5) oraz eksponencjalną (równanie 5.4), którymi następnie aproksymowano krzywe wydajności Drycoolera w trybie CP oraz FC. Dla każdego z trybów pracy wyznaczono krzywe odpowiadające odpowiednio dolnemu ograniczeniu, górnemu ograniczeniu i wartości środkowej danych prędkości obrotowej dla danego zakresu temperatury zewnętrznej. Łącznie przygotowano więc 9 krzywych dla trybu CP i 9 krzywych dla trybu FC. Parametry dopasowanych krzywych przedstawia tabele 5.2 oraz 5.3.

$$y(x) = \frac{ax + b}{cx + d} \quad (5.3)$$

$$y(x) = ae^{bx} + ce^{dx} \quad (5.4)$$

$$y(x) = ax^5 + bx^4 + cx^3 + dx^2 + ex^1 + f \quad (5.5)$$

Na podstawie uzyskanych wyników aproksymacji można zauważyć, że proponowane krzywe analitycznie oddają charakter zmian zarejestrowanych w roku 2021 przy działającym regulatorze PID. Krzywe zbudowane na funkcji wielomianowej nie mogą jednak zostać użyte jako element regulatora hybrydowego. Powodem są wartości, jakie przyjmują krzywe dla niskich temperatur (poniżej -12°C ich wartość rośnie, za-

Tabela 5.2: Porównanie przykładowych funkcji opisujących prędkość obrotową wentylatorów w funkcji temperatury zewnętrznej w trybie CP

Tryb CP - dolne ograniczenie

Współ- czynnik	Funkcja		
	Wymierna	Ekspo- nencjalna	Wielo- mianowa
a	-1,0000	143,6147	0,0123
b	65,4709	0,0584	-0,9712
c	-0,0117	0,0010	30,3053
d	0,3221	0,5397	-465,5538
e	-	-	3,527e+03
f	-	-	-1,0285e+04
MSE R2	0,99877	0,99886	0,99944

Tryb CP - wartość środkowa

Współ- czynnik	Funkcja		
	Wymierna	Ekspo- nencjalna	Wielo- mianowa
a	0,1015	180,2563	-0,0010
b	29,2226	0,0408	0,0575
c	-0,0054	1,6535	-0,9828
d	0,1585	0,2407	1,0000
e	-	-	123,4692
f	-	-	-558,2481
MSE R2	0,99854	0,99863	0,99895

Tryb CP - górne ograniczenie

Współ- czynnik	Funkcja		
	Wymierna	Ekspo- nencjalna	Wielo- mianowa
a	-2,7375e+4	243,2037	-0,0120
b	2,1147e+06	0,0224	0,9661
c	-337,5027	1,6785	-30,4352
d	9,0982e+03	0,2576	471,5068
e	-	-	-3,5851e+03
f	-	-	1,1018e+04
MSE R2	0,99924	0,99955	0,99964

Tabela 5.3: Porównanie przykładowych funkcji opisujących prędkość obrotową wentylatorów w funkcji temperatury zewnętrznej w trybie FC

Tryb FC - dolne ograniczenie

Współ- czynnik	Funkcja		
	Wymierna	Ekspo- nencjalna	Wielo- mianowa
a	9,4478	194,4798	0,0000
b	872,7224	0,0430	0,0043
c	-0,2184	27,1820	0,0882
d	3,9013	0,2285	0,8187
e	-	-	13,5258
f	-	-	222,5366
MSE R2	0,99894	0,99932	0,99954

Tryb FC - wartość środkowa

Współ- czynnik	Funkcja		
	Wymierna	Ekspo- nencjalna	Wielo- mianowa
a	17,8319	209,4220	0,0000
b	900,5986	0,0443	0,0051
c	-0,1910	27,0333	0,1097
d	3,6809	0,2438	0,9745
e	-	-	14,3027
f	-	-	236,9458
MSE R2	0,99922	0,99823	0,99862

Tryb FC - górne ograniczenie

Współ- czynnik	Funkcja		
	Wymierna	Ekspo- nencjalna	Wielo- mianowa
a	21,4133	197,3986	-0,0002
b	815,3636	0,0348	0,0031
c	-0,1502	53,4858	0,1586
d	3,0567	0,2076	1,4585
e	-	-	15,0434
f	-	-	248,8251
MSE R2	0,97985	0,99415	0,99515

miast maleć). Aproksymowane funkcje wymierne oraz eksponencjalne zachowują się z kolei w prawidłowy sposób, nawet dla temperatur zewnętrznych nie występując w analizowanym roku 2021.

Drugim kryterium doboru krzywych było spełnienie następujących warunków: wartość krzywej powinna wynosić $780 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$ dla trybu FC przy temperaturze zewnętrznej 12°C , a dla trybu CP przy temperaturze 23°C . Warunek ten najlepiej spełniły krzywe oparte o funkcję wymierną. Wartość $780 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$ osiągnęły przy $12,069^{\circ}\text{C}$ dla trybu FC oraz przy $22,887^{\circ}\text{C}$ dla trybu CP.

Przyjęto również kryterium maksymalnej oszczędności energii (najmniejszej możliwej prędkości obrotowej wentylatorów przy danej temperaturze zewnętrznej) i tym samym wybrano krzywą zlokalizowaną na dolnym ograniczeniu zbioru danych historycznych.

Finalnie, dla obu trybów pracy wybrano krzywe wymierne zlokalizowane na dolnym ograniczeniu zbioru danych. Najlepiej spełniały one opisane powyżej kryteria.

W efekcie, poprzez zastosowanie członu całkującego spodziewane jest korygowanie sterowania wyznaczonego przez krzywą wyłącznie poprzez dodatnie wartości sterowania.

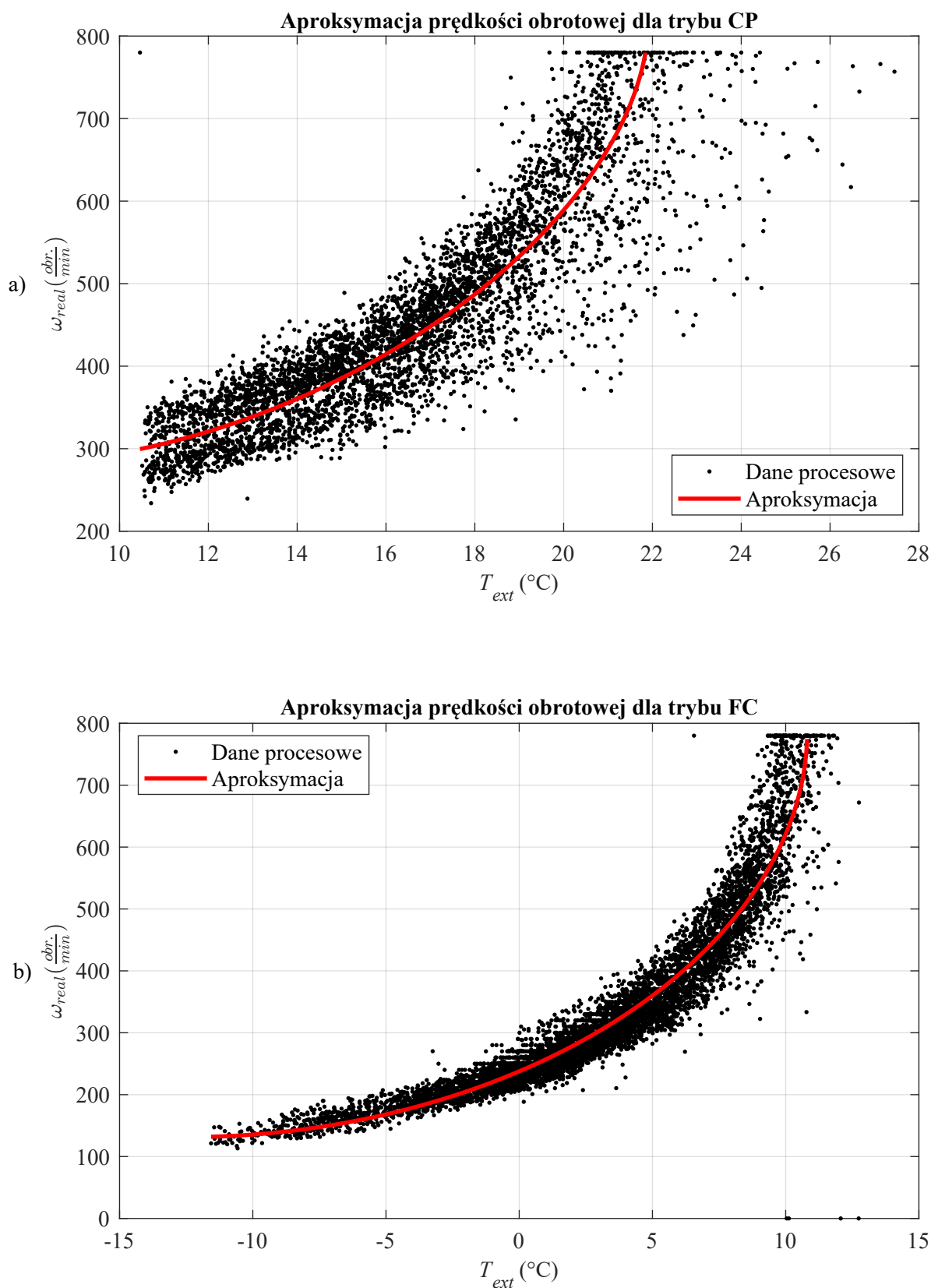
Założenie było takie, że wartość krzywej (ω) przy danej T_{ext} będzie podstawą do generowania sygnału wyjściowego z regulatora - sterowania. Wyznaczono charakterystykę $\omega(T_{ext})$ dla trybu pracy CP i FC. Aproksymacja krzywej została zaprezentowana na wykresie 5.4.

Krzywe te przesunięte są względem siebie wzdłuż osi x (oś T_{ext}). Wynika to z różnicy pomiędzy zadanymi T_{out} w trybie CP oraz FC.

5.5 Regulacja z wykorzystaniem wyłącznie wartości krzywej

Mając do dyspozycji wyznaczoną do tej pory krzywą $\omega(T_{ext})$, przeprowadzono serię eksperymentów polegających na sterowaniu prędkością obrotową ω wyłącznie w oparciu o wartość krzywej dla aktualnej temperatury zewnętrznej T_{ext} . Po przeanalizowaniu danych stwierdzono, że sterowanie w oparciu o samą krzywą nie jest wystarczające do poprawnej pracy regulatora. Takie sterowanie charakteryzuje się znacznym błędem regulacji. Dodatkowo, nie ma zastosowania w sytuacjach innych niż praca w nominalnych warunkach (nie jest możliwa poprawna regulacja przy innej niż nominalna moc chłodnicza), ponieważ krzywa została wyznaczona na podstawie danych dotyczących pracy systemu w nominalnym stanie ustalonym.

Jej wyznaczenie, pozwoliło jednak na wykrycie nieliniowości wydajności Drycoolera w funkcji temperatury zewnętrznej. Z punktu widzenia układu regulacji, identyfikacja jest na tyle istotna, że autor postanowił wykorzystać wyznaczone krzywe w kolejnych wersjach regulatora temperatury wyjściowej cieczy z Drycoolera. Konieczne jest dodanie mechanizmów kompensujących błęd regulacji opartej o krzywą.

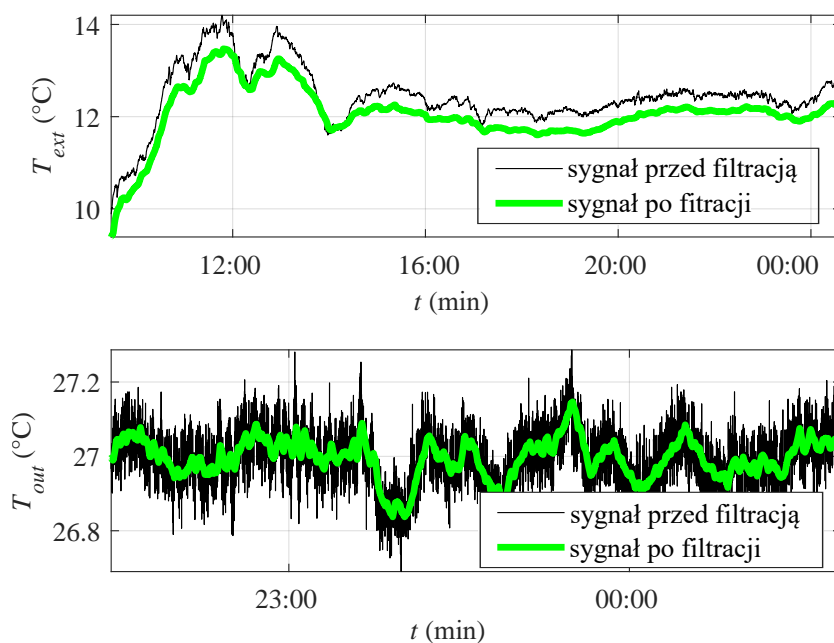


Rysunek 5.4: Aproksymacja krzywej sterowania dla trybu CP (a) oraz FC (b) na dolnym ograniczeniu zbioru danych

5.6 Filtracja sygnałów wejściowych

Analizując dane historyczne za rok 2021 zaobserwowano znaczny poziom zawartości szumu w sygnałach pomiarowych. Podjęto więc decyzję o wprowadzeniu mechanizmu ich filtracji. Sygnały wejściowe regulatora (T_{ext} , T_{in} oraz T_{out}) charakteryzowały się znacznym poziomem szumów oraz dużą dynamiką zmian. Równocześnie, proces regulacji T_{out} charakteryzował się na tyle wysoką stałą czasową, że dynamika zmian sygnałów wejściowych była zbyt wysoka i powodowała pogorszenie jakości regulacji. Regulator niepotrzebnie reagował na krótkotrwałe, nieznaczące zmiany wartości wejściowych, co skutkowało zbędną korektą wyjścia regulatora, aby poprawić jakość regulacji zastosowano filtrację sygnałów wejściowych. W środowisku Simulink zaprojektowano filtr cyfrowy typu IIR o transmitancji określonej równaniem 5.6 z czasem próbkowania 1s. Filtr ten zastosowano do filtracji sygnałów T_{in} oraz T_{out} . Do filtracji T_{ext} zastosowano medianę z 300 ostatnich próbek sygnału (300 sekund). Efekt pracy filtrów przedstawia wykres 5.5.

$$H(z) = \frac{0.01547z + 0.01547}{z - 0.9691} \quad (5.6)$$



Rysunek 5.5: Efekt filtracji T_{ext} oraz T_{out}

Rozdział 6

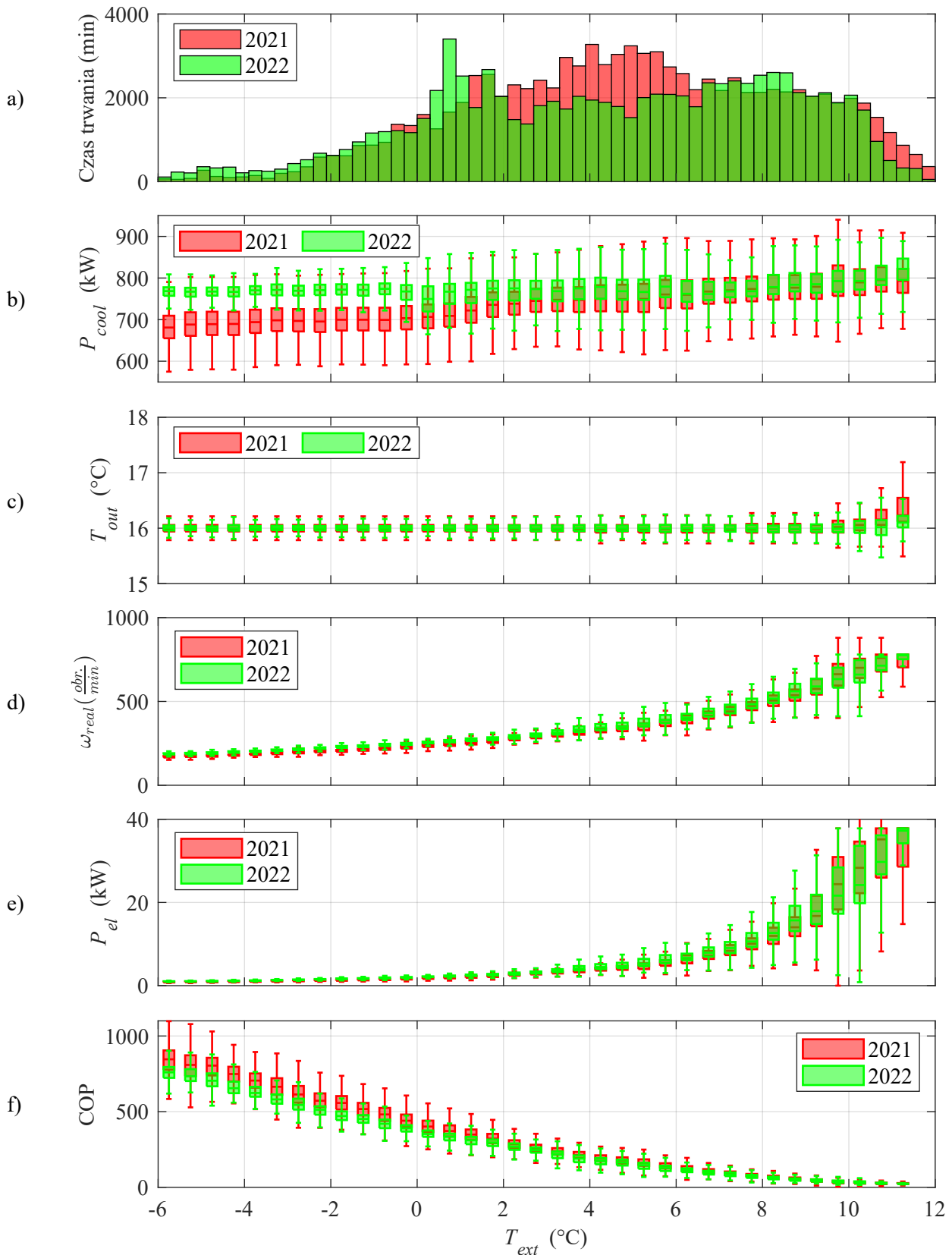
Praca regulatora PID połączonego z krzywą sterowania w długim horyzoncie czasowym

W celu określenia wpływu regulatora łączącego krzywą sterowania z regulatorem PID na pracę Drycoolera zarejestrowano dane procesowe z Drycoolera sterowanego z wykorzystaniem nowego regulatora. Rejestracja obejmowała okres od 19.02.2022 do 27.07.2022. Zarejestrowano następujące sygnały pomiarowe: T_{ext} , T_{out} , ω , P_{cool} , P_{el} . Dane porównano z danymi zarejestrowanymi rok wcześniej a więc od 19.02.2021 do 27.07.2021. Jako wskaźnik jakości sterowania wybrano współczynnik efektywności Drycoolera COP oraz stabilność T_{out} .

6.1 Praca w trybie FC

Aby porównanie było miarodajne, konieczne było sprawdzenie, czy zewnętrzne warunki pracy Drycoolera były zbliżone w obu badanych okresach czasu. Jako warunki zewnętrzne określono T_{ext} oraz P_{cool} . Analiza T_{ext} pokazała, że średnie temperatury w obu badanych przedziałach czasu były podobne. Przygotowano histogram rozkładu T_{ext} dla trybu FC za rok 2021 oraz 2022 (patrz 6.1a). Mediana T_{ext} w roku 2021 wynosiła przy pracy w trybie FC 4,9°C a w roku 2022 4,3°C. Różnica 0,6°C jest stosunkowo niewielka, jednak uwzględniając ten fakt przeprowadzono szczegółową analizę pracy Drycoolera w odniesieniu do T_{ext} . Podobnie średnia P_{cool} w 2021 wynosiła 743 kW a w roku 2022 772 kW, a więc była wyższa o 29 kW (co stanowi wzrost o jedynie 4%). Biorąc pod uwagę, że badany system pracuje w środowisku produkcyjnym i w rzeczywistych warunkach zewnętrznych, uznano że ich zbieżność w obu badanych przypadkach będzie wystarczająca do przeprowadzenia analiz porównawczych nowego i starego rozwiązania.

Analizy przeprowadzono w funkcji T_{ext} , ponieważ jest czynnikiem który w największy sposób wpływał na pracę Drycoolera. Kluczowe było określenie, jak wyglądała P_{cool} Drycoolera w roku 2021 i 2022. W tym celu przygotowano wykres 6.1b, który przedstawia wizualizację rozkładu statystycznego mocy chłodniczej dla danej T_{ext} . T_{ext} została podzielona na przedziały o szerokości 0,5°C. Następnie dane procesowe zostały pogrupowane zgodnie z tymi przedziałami. Dla niskiej T_{ext} (-6°C) różnica pomiędzy próbkami danych była największa (681 kW w 2021 vs 769 kW w 2022) a wraz ze wzrostem T_{ext} różnica ta malała. Od



Rysunek 6.1: Porównanie roczne pracy systemu w trybie FC

temperatury $6,5^{\circ}\text{C}$ nastąpiło wyrównanie się P_{cool} . Warto zaznaczyć, że nowy rodzaj regulatora pozwolił osiągnąć mniejszy rozrzut wydajności Drycoolera w całym przedziale T_{ext} .

Z punktu widzenia pracy systemu chłodniczego, kluczowym parametrem Drycoolera jest T_{out} . Jego wartość prezentuje wykres 6.1c. Również tutaj nowy regulator pozwolił ustabilizować i zmniejszyć rozrzut wartości T_{out} . Dodatkowo, uzyskano pracę z wartością bliższą zadanej (16°C). Średnia T_{out} w roku 2021 wynosiła $15,975^{\circ}\text{C}$ a w roku 2022 $16,008^{\circ}\text{C}$. Zmniejszono średni błąd regulacji z $0,025^{\circ}\text{C}$ do $0,008^{\circ}\text{C}$. Na wykresie ta poprawa widoczna jest w całym zakresie T_{out} , a szczególnie powyżej 10°C gdzie widać jak w roku 2021 dochodziło do znacznego wzrostu T_{out} . Nowy regulator znacznie zniwelował tę nieprawidłowość.

Sygnal wyjściowy z regulatora, czyli zadaną prędkość obrotową wentylatorów prezentuje wykres 6.1d. Jeżeli chodzi o medianę wartości prędkości dla poszczególnych zakresów T_{ext} , możemy wydzielić dwa przedziały. Pierwszy od -6°C do $9,5^{\circ}\text{C}$, gdzie prędkość obrotowa wentylatorów jest większa w roku 2022 niż w roku 2021, z powodu większej wydajności Drycoolera w roku 2022. Drugi przedział od $9,5^{\circ}\text{C}$ do $11,5^{\circ}\text{C}$, tutaj prędkości obrotowe wentylatorów dla w roku 2022 są niższe. Poprawę udało się odciągnąć przy nieznacznie wyższej P_{cool} (patrz wykres 6.1b).

Istotną dla użytkownika, ze względów finansowych, oprócz parametrów pracy jest również ilość pobieranej mocy elektrycznej (patrz wykres 6.1e), tutaj również możemy wyodrębnić przedziały analogicznie jak dla prędkości obrotowej. Do $9,5^{\circ}\text{C}$ pobór mocy elektrycznej jest większy niż w roku 2021, od $9,5^{\circ}\text{C}$ uzyskano znaczącą redukcję poboru mocy elektrycznej. Największą redukcję uzyskano dla przedziału od $10,5^{\circ}\text{C}$ do 11°C (z $35,2\text{ kW}$ do $29,8\text{ kW}$ a więc o 15%).

Na koniec analizy pracy w trybie FC przedstawiono najważniejszy z punktu finansowego wskaźnik. Efektywność energetyczną Drycoolera pokazuje wykres 6.1f. Dla najbardziej energochłonnej pracy przy wysokich T_{ext} (powyżej $9,5^{\circ}\text{C}$ uzyskano poprawę współczynnika COP z $30,8$ do $35,5$ a więc o 15% . Pomimo iż poniżej 6°C obserwujemy znaczny spadek COP wynikający z większej P_{cool} , to uzyskano wzrost średniorocznego COP z $103,5$ do $123,6$ (o 19%). Wynika to z faktu, że poniżej 6°C moc pobierana przez Drycooler jest znacznie niższa przy niskiej T_{ext} niż przy temperaturach wyższych. Pogorszenie efektywności przy niskich temperaturach i stosunkowo niskim poborze mocy z równoczesnym zwiększeniem efektywności przy wysokich temperaturach i stosunkowo wysokim poborze mocy pozwala całorocznie zwiększyć efektywność pracy urządzenia.

6.2 Praca w trybie CP

Analogiczną, jak dla trybu FC, analizę wykonano również dla trybu CP. Wybrano taki sam zakres czasowy oraz wykorzystano te same dane procesowe, również dla tego rozwiązania sprawdzono jak kształtowała się wartość średniej T_{ext} dla obu badanych przypadków. Średnia T_{ext} dla badanego okresu czasu w roku 2021 wynosiła przy pracy w trybie CP $20,2^{\circ}\text{C}$ a w roku 2022 $19,7^{\circ}\text{C}$. Przygotowano histogram rozkładu T_{ext} dla trybu CP za rok 2021 oraz 2022 (patrz 6.2a). Różnica pomiędzy wartościami średnimi wynosi tylko $0,5^{\circ}\text{C}$, co umożliwia porównanie danych procesowych z obu lat. Średnia P_{cool} Drycoolera w 2021 w trybie CP wynosiła 754 kW a w roku 2022 998 kW , a więc była wyższa o 224 kW (co stanowi wzrost o $32,4\%$). Różnica w tym przypadku jest znacząca i wpływa na wynik bezpośredniego porównania danych.

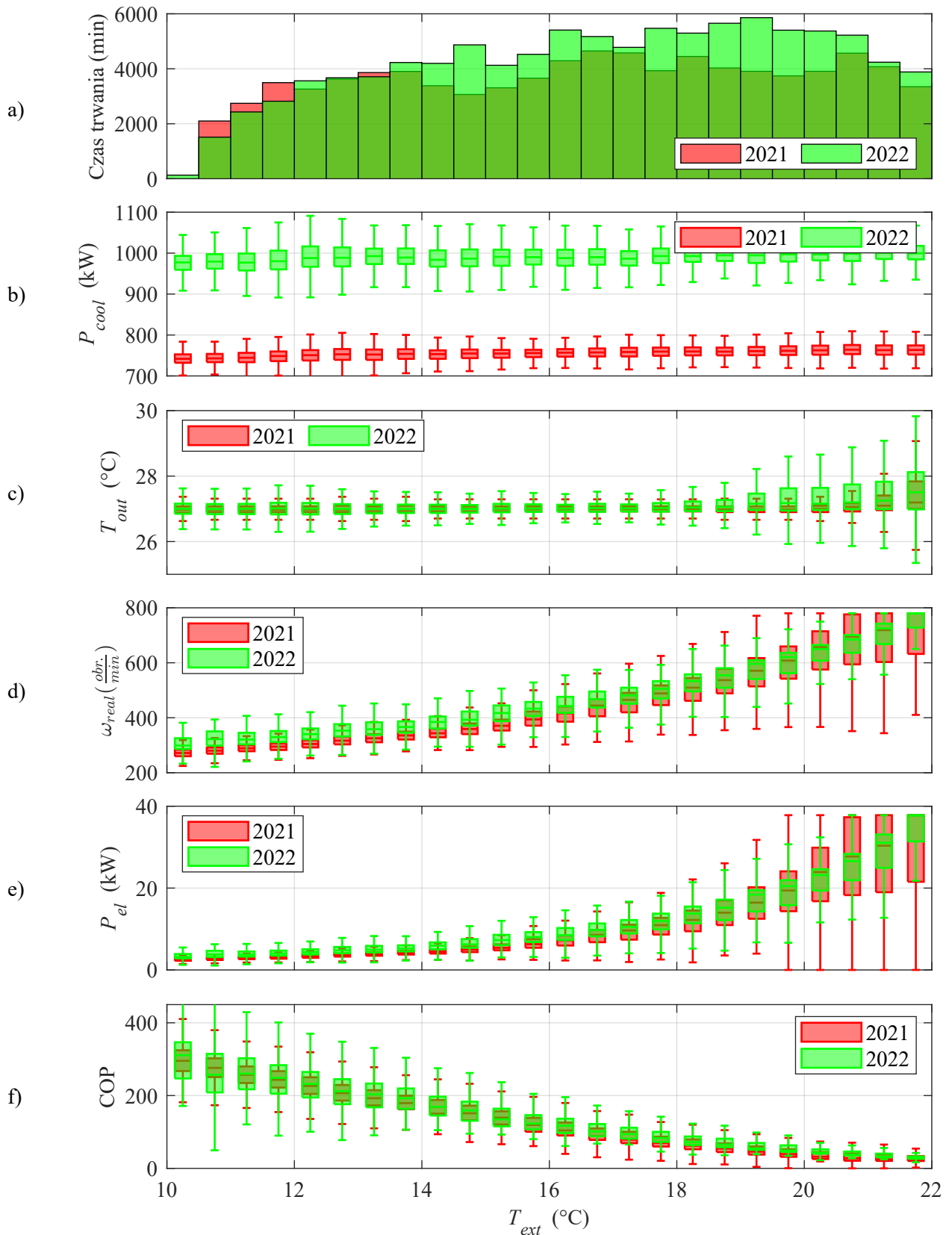
Uwzględniając ten fakt jako cel nowego typu regulatora wyznaczono osiągnięcie współczynnika COP nie niższego niż w roku 2021, co biorąc pod uwagę znacznie wyższe obciążenie Drycoolera jest warunkiem trudnym do spełnienia. Wykres 6.2b ze różnicą pomiędzy zapotrzebowaniem na P_{cool} w roku 2021 i 2022 różni się znacznie i to niezależnie od T_{ext} . Ułatwia to w pewnym sensie porównanie, ponieważ stała różnica nie powoduje dodatkowej zmienności w otrzymanych wynikach analiz.

Przebieg T_{out} prezentuje wykres 6.2c. Pomimo, iż rozrzut wartości T_{out} jest większy w nowym rozwiązaniu, to jednak uzyskano taką samą medianę temperatury w obu latach wynoszącą $27,1^{\circ}\text{C}$. Przyczyną większego rozrzutu temperatury mogło też być większe zapotrzebowanie na P_{cool} i powiązana z tym zmiana charakterystyki pracy agregatu chłodniczego, co mogło mieć wpływ na wyniki badania. Powyżej $17,5^{\circ}\text{C}$ T_{ext} zaobserwowano wzrost średniej T_{out} , co jest związane ze wzrostem P_{cool} w stosunku do poprzedniego roku.

Sterowanie regulatora (ω) przedstawia wykres 6.2d. Obserwujemy tutaj bardzo interesujące wyniki, biorąc pod uwagę wzrost zapotrzebowania na P_{cool} o $32,4\%$. W przedziale T_{ext} od 10°C do 20°C mediana ω w roku 2022 jest większa niż w roku 2021. Co spowodowane jest oczywiście większym zapotrzebowaniem na P_{cool} . Jednak wartości ω pomiędzy 20°C a 21°C są mniejsze niż rok wcześniej. Dodatkowo obserwujemy znacznie mniejszy rozrzut ω . Oznacza to, że nowy typ regulatora pracuje lepiej, szczególnie w wyższych T_{ext} .

Pobór P_{el} kształtował się analogicznie do ω . Na rysunku 6.2e możemy wydzielić analogiczne przedziały. Od 10°C do 20°C P_{el} była wyższa niż rok wcześniej. Od 20°C do 21°C P_{el} kształtuje się na niższym poziomie jak rok wcześniej.

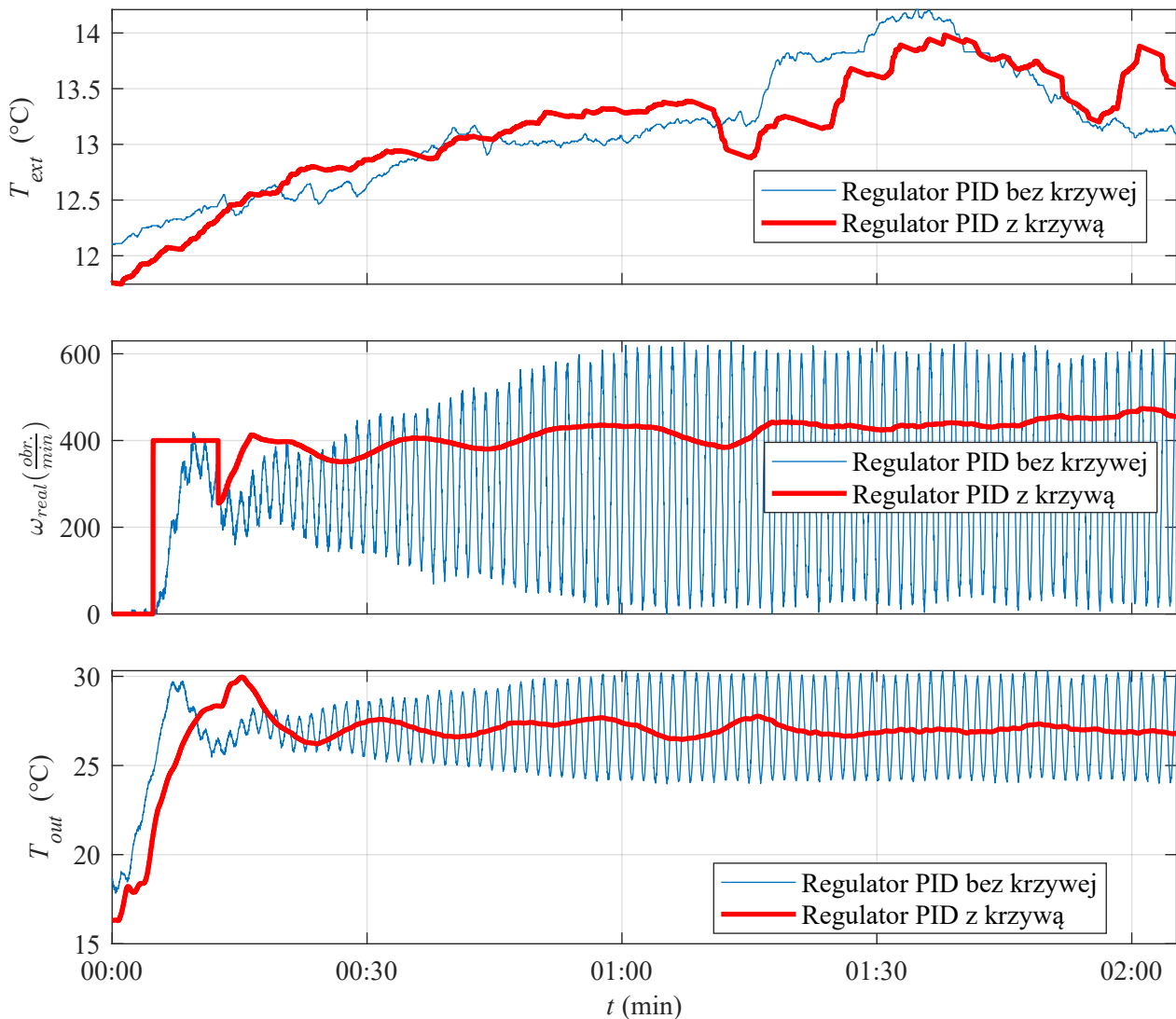
Powyższe analizy dotyczące pracy Drycoolera w trybie CP są niepełne, ponieważ mieliśmy do czynienia ze znaczną P_{cool} rok do roku, aby porównanie było kompletne, na rysunku 6.2f przedstawiono COP Drycoolera. Parametr normuje otrzymane wyniki i uniezależnia je od P_{cool} . Rysunek pokazuje, że dla większości T_{ext} uzyskano poprawę współczynnika COP. Uzyskano poprawę średniego współczynnika COP o 38% (z $39,7$ do $54,9$). Wzrost ten widoczny jest szczególnie przy wyższych T_{ext} .



Rysunek 6.2: Porównanie roczne pracy systemu w trybie CP

6.3 Analiza oscylacji - Porównanie regulatora PID w wersji z krzywą wydajności i bez krzywej

Dodanie do regulatora PID krzywej zawierającej informację o charakterystyce pracy Drycoolera pozwoliło również na ograniczenie oscylacji pojawiających się w systemie chłodniczym, szczególnie w momencie przełączenia się systemu z trybu FC w tryb CP. Sytuację taką prezentuje wykres 6.3.



Rysunek 6.3: Niwelacja oscylacji prędkości obrotowej ω dzięki zastosowaniu krzywej

Praca regulatora poprawiła się w obszarze oscylacji, jednak pozostało wysokie przeregulowanie T_{out} , oraz dodatkowo uległ pogorszeniu czas osiągnięcia zadanej T_{out} . Regulator oparty o krzywą wydajności i całkę błędów nie reagował również poprawnie w sytuacjach niestandardowych, o wysokiej dynamice zmian temperatury, z tego powodu podjęto decyzję o dalszej rozbudowie regulatora.

Rozdział 7

Dedykowany regulator hybrydowy temperatury wyjściowej cieczy z Drycoolera

7.1 Założenia regulatora hybrydowego

Projekt regulatora hybrydowego powstał jako wynik wielopłaszczyznowej analizy funkcjonowania Drycoolera, aby skompensować błąd regulacji opartej o krzywą, do regulatora dodano człon całkujący. Jednak nie rozwiązuje to problemu sterowania w stanach dynamicznych (np. po przełączeniu trybu pracy systemu), gdyż aby człon całkujący poprawnie reagował w stanach dynamicznych, jego wzmocnienie powinno być wysokie, co powoduje jednak problemy ze wzbudzeniem się układu w stan oscylacyjny. Konieczne jest zatem wzbogacenie regulatora o informację o całościowym stanie pracy Drycoolera (regulator MISO), łącznie z uwzględnieniem dynamiki zmian. Biorąc pod uwagę fakt, że dysponowano kilkuletnią wiedzą ekspercką na temat pracy Drycoolera, jako najbardziej optymalny wybór zaproponowano wykorzystanie dodatkowo w strategii sterowania regulator rozmyty.

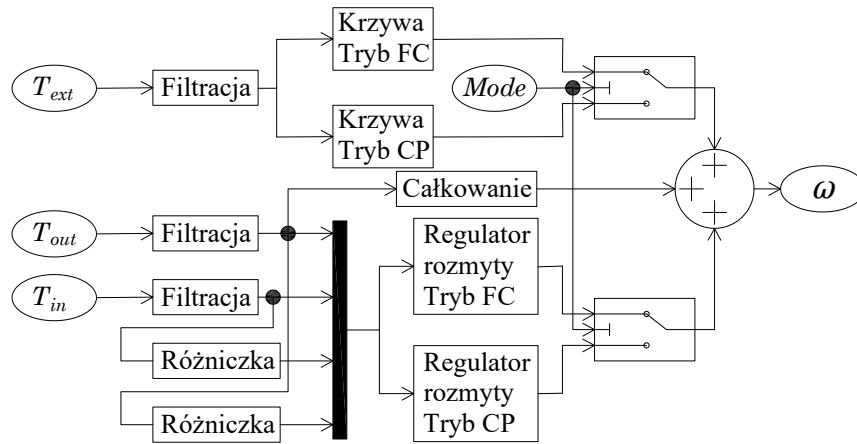
Podsumowując, zaproponowano regulator hybrydowy, składający się z trzech członów:

- sterowania ustalonego generowanego na podstawie nieliniowej charakterystyki wydajności Drycoolera,
- sterowania wynikającego z całkowania błędu regulacji,
- sterowania wyliczanego przez regulator rozmyty.

7.2 Struktura regulatora hybrydowego

Uproszczony schemat ideowy regulatora hybrydowego prezentuje rysunek 7.1.

Sygnaly wejściowe (T_{ext} , T_{in} oraz T_{out}) są filtrowane. Następnie sygnał T_{ext} trafia do bloku zawierającego charakterystykę krzywej wydajności Drycoolera, a wyjście z tego bloku trafia na sumator. Kolejnym wejściem sumatora jest sygnał z regulatora rozmytego, trzecim jest wartość całki błędu regulacji. Dodatkowo liczona jest również \dot{T}_{in} i \dot{T}_{out} . Różniczki trafiają na wejścia regulatora rozmytego. Sygnał wejściowy *Mode* jest informacją dla regulatora o aktualnym trybie pracy (FC lub CP).



Rysunek 7.1: Uproszczona struktura regulatora hybrydowego

7.3 Regulator rozmyty

Jako wejścia regulatora rozmytego wykorzystano następujące sygnały: T_{in} , T_{out} oraz różniczki tych sygnałów. Łącznie regulator posiadał więc cztery wejścia. Jako wyjście regulatora ($f_{uzzy_{corr}}$) określono korektę w zakresie od -1 do 1 aktualnej prędkości obrotowej wynikającej z wartości krzywej.

Zastosowano regulator typu MAMDANI o następującej konfiguracji: metoda AND została ustawiona jako PROD (równanie 7.1), metoda implikacji jako MIN (równanie 7.2), metoda agregacji jako SUM (równanie 7.3). Jako metodę defuzyfikacji ustawiono metodę Centroid reprezentująca środek ciężkości (równanie 7.4).

$$y = \mu_i(x_1) \cdot \mu_j(x_2) \quad (7.1)$$

$$y = \min\{\mu_i(x_1), \mu_j(x_2)\} \quad (7.2)$$

$$y = \mu_i(x_1) + \mu_j(x_2) - \mu_i(x_1) \cdot \mu_j(x_2) \quad (7.3)$$

$$y = \frac{\sum_i \mu(x_i)x_i}{\sum_i \mu(x_i)} \quad (7.4)$$

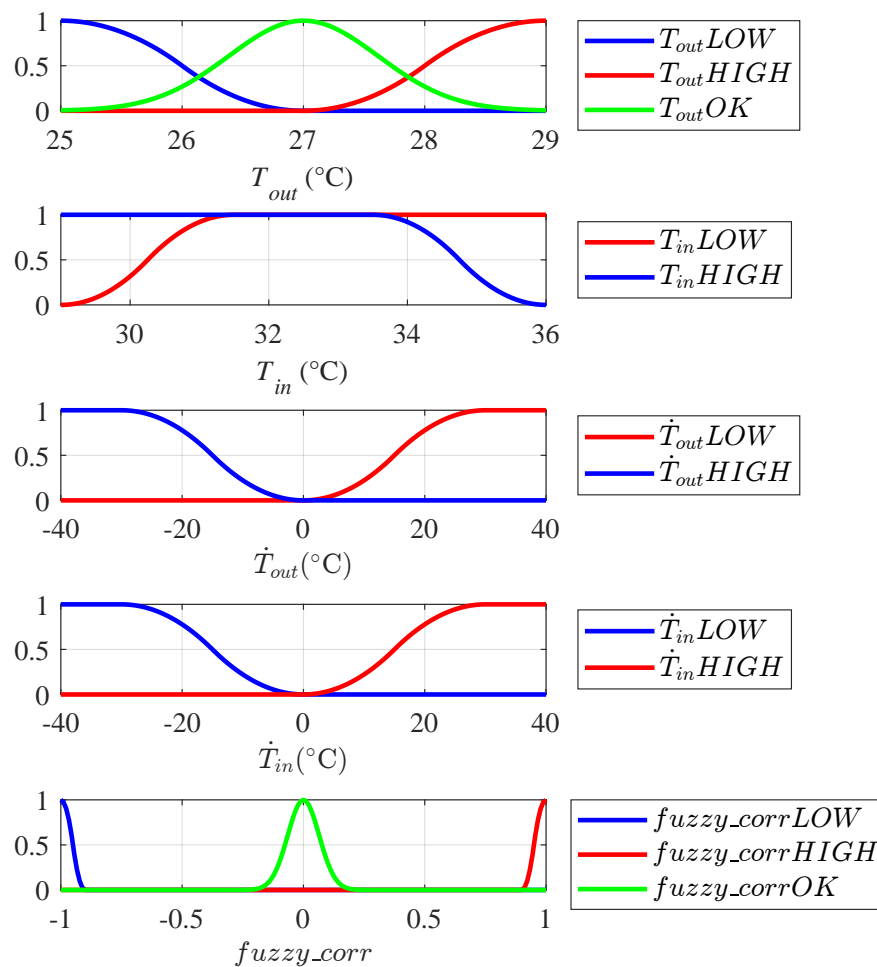
Wykorzystano również trzy rodzaje funkcji przynależności: Z-shaped (równanie 7.5), S-shaped (równanie 7.6) oraz Gaussian (równanie 7.7).

$$f(x, a, b) = \begin{cases} 1, & x \leq a \\ 1 - 2 \left(\frac{x-a}{b-a} \right)^2, & a \leq x \leq 0,5(a+b) \\ 2 \left(\frac{x-b}{b-a} \right)^2, & 0,5(a+b) \leq x \leq b \\ 0, & x \geq b \end{cases} \quad (7.5)$$

$$f(x, a, b) = \begin{cases} 0, & x \leq a \\ 2 \left(\frac{x-a}{b-a} \right)^2, & a \leq x \leq 0,5(a+b) \\ 1 - 2 \left(\frac{x-b}{b-a} \right)^2, & 0,5(a+b) \leq x \leq b \\ 1, & x \geq b \end{cases} \quad (7.6)$$

$$f(x, \sigma, c) = \exp\left(\frac{-(x-c)^2}{2\sigma^2}\right) \quad (7.7)$$

7.3.1 Regulator rozmyty dla trybu CP



Rysunek 7.2: Funkcje przynależności - tryb CP

Kształt funkcji przynależności sygnałów wejściowych oraz wyjścia dla trybu CP prezentuje wykres 7.2. Dla sygnału T_{out} zastosowano trzy funkcje przynależności: $T_{out}LOW$, $T_{out}OK$ oraz $T_{out}HIGH$. Funkcja $T_{out}OK$ osiąga maksimum przy temperaturze 27°C. To wartość temperatury, jaką regulator powinien utrzymywać na wyjściu z Drycoolera w trybie CP. Maksima dla funkcji $T_{out}LOW$ oraz $T_{out}HIGH$ odpowiadają

odpowiednio wartości 25°C oraz 29°C. To wartości pomiędzy którymi regulator powinien modulować wyjście sterujące prowadząc proces regulacji. Poza tym przedziałem odchyłka od temperatury zadanej (27°C), jest już na tyle istotna, że funkcje przynależności osiągają wartość 1.

Dla sygnału T_{in} zastosowano dwie funkcje przynależności: $T_{in}LOW$ oraz $T_{in}HIGH$. Ponieważ regulator nie dąży do ustalenia konkretnej wartości T_{in} , nie zastosowano funkcji przynależności $T_{in}OK$. Pozostawiono jedynie funkcję $T_{in}LOW$ oraz $T_{in}HIGH$ jako informację o odchyleniu od typowo występującej w układzie T_{in} wynoszącej 32,5°C. Kształt funkcji dobrano tak, aby regulator nie reagował na zmiany T_{in} w przedziale od 31,5°C do 33,5°C.

Zaprojektowano po dwie funkcje przynależności dla \dot{T}_{in} i \dot{T}_{out} , te o oznaczeniu $\dot{T}_{out}LOW$ oraz $\dot{T}_{in}LOW$ odpowiadają sytuacji gdy temperatura spada, a funkcje $\dot{T}_{out}HIGH$ oraz $\dot{T}_{in}HIGH$ gdy temperatura rośnie.

Dla sygnału wyjściowego z regulatora rozmytego przewidziano trzy funkcje przynależności. Funkcja $fuzzy_corrOK$ odpowiada sytuacji gdy korekta nie jest konieczna. Funkcje $fuzzy_corrLOW$ oraz $fuzzy_corrHIGH$ odpowiadają sytuacji gdy korekta jest konieczna odpowiednio ujemna lub dodatnia.

Tabela 7.1: Wartości parametrów funkcji przynależności

Tryb CP			Tryb FC		
Nazwa funkcji	Typ	Parametry	Nazwa funkcji	Typ	Parametry
$T_{out}LOW$	Z-shaped	25 27	$T_{out}LOW$	Z-shaped	9,5 16
$T_{out}OK$	Gaussian	0,617 27	$T_{out}OK$	Gaussian	1 16
$T_{out}HIGH$	S-shaped	27 29	$T_{out}HIGH$	S-shaped	16 22,5
$T_{in}LOW$	Z-shaped	33,5 36	$T_{in}LOW$	Z-shaped	17 23
$T_{in}HIGH$	S-shaped	29 31,5	$T_{in}HIGH$	S-shaped	17 23
$\dot{T}_{out}LOW$	Z-shaped	-30 0	$\dot{T}_{out}LOW$	Z-shaped	-20 0
$\dot{T}_{out}HIGH$	S-shaped	0 30	$\dot{T}_{out}HIGH$	S-shaped	0 20
$\dot{T}_{in}LOW$	Z-shaped	-30 0	$\dot{T}_{in}LOW$	Z-shaped	-20 0
$\dot{T}_{in}HIGH$	S-shaped	0 30	$\dot{T}_{in}HIGH$	S-shaped	0 20

Reguły regulatora rozmytego dla trybu CP ustalono następująco:

1. If (T_{out} is $T_{out}LOW$) and (T_{in} is $T_{in}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrLOW$) (1)
2. If (T_{out} is $T_{out}HIGH$) and (T_{in} is $T_{in}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrHIGH$) (1)
3. If (T_{out} is $T_{out}LOW$) and (T_{in} is $T_{in}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrOK$) (0,5)
4. If (T_{out} is $T_{out}HIGH$) and (T_{in} is $T_{in}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrOK$) (0,5)
5. If (T_{out} is $T_{out}OK$) and (T_{in} is $T_{in}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrHIGH$) (0,3)
6. If (T_{out} is $T_{out}OK$) and (T_{in} is $T_{in}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrLOW$) (0,3)
7. If (T_{out} is $T_{out}LOW$) and (\dot{T}_{out} is $\dot{T}_{out}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrOK$) (0,3)
8. If (T_{out} is $T_{out}LOW$) and (\dot{T}_{out} is $\dot{T}_{out}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrLOW$) (1)
9. If (T_{out} is $T_{out}HIGH$) and (\dot{T}_{out} is $\dot{T}_{out}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrHIGH$) (1)
10. If (T_{out} is $T_{out}HIGH$) and (\dot{T}_{out} is $\dot{T}_{out}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrOK$) (0,3)
11. If (T_{in} is $T_{in}HIGH$) and (\dot{T}_{in} is $\dot{T}_{in}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrHIGH$) (1)

12. If (T_{in} is $T_{in}HIGH$) and (\dot{T}_{in} is $\dot{T}_{in}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrOK$) (0,3)

13. If (T_{in} is $T_{in}LOW$) and (\dot{T}_{in} is $\dot{T}_{in}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrLOW$) (1)

14. If (T_{in} is $T_{in}LOW$) and (\dot{T}_{in} is $\dot{T}_{in}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrOK$) (0,3)

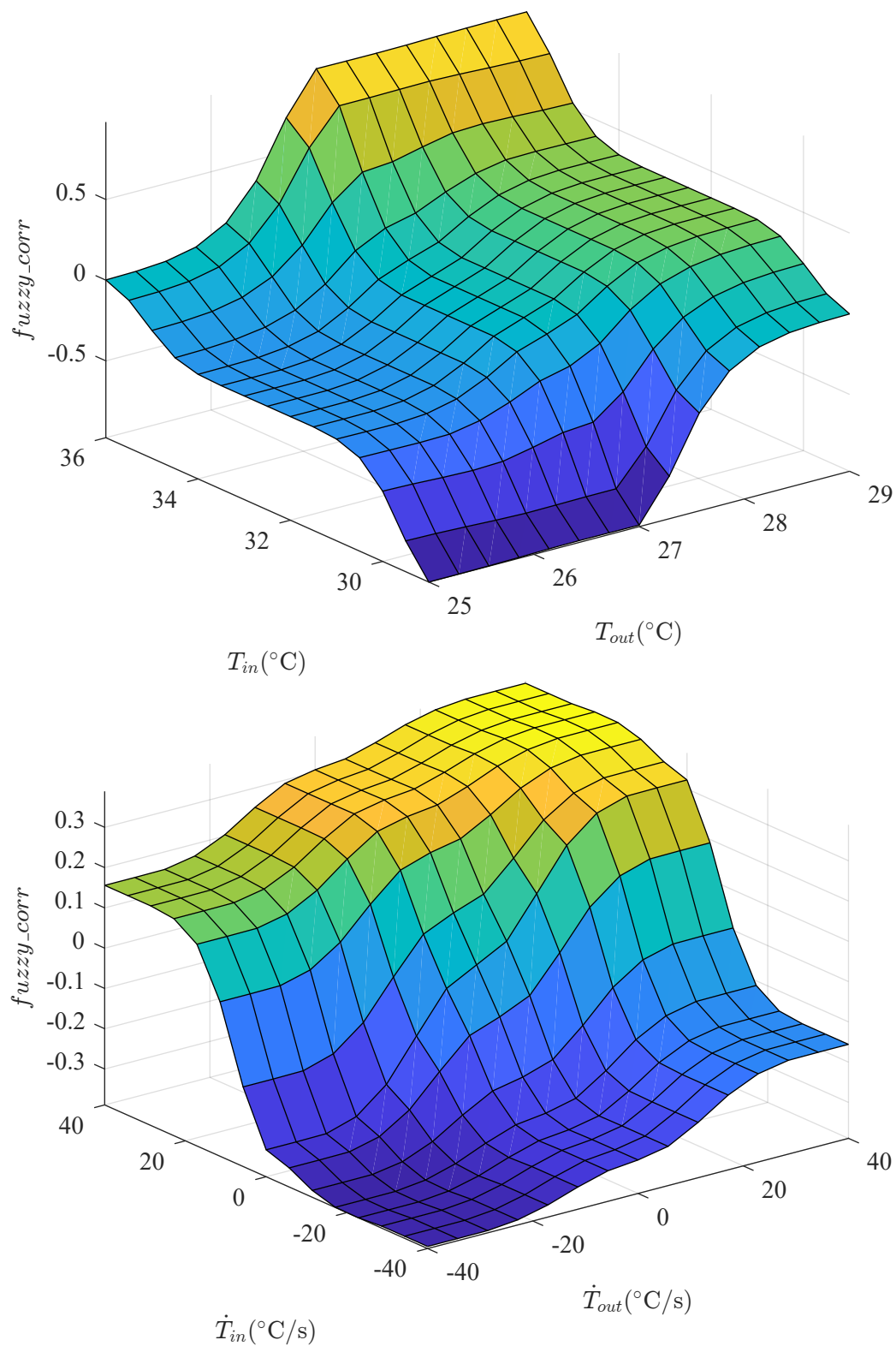
15. If (T_{out} is $T_{out}OK$) and (\dot{T}_{out} is $\dot{T}_{out}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrHIGH$) (0,3)

16. If (T_{out} is $T_{out}OK$) and (\dot{T}_{out} is $\dot{T}_{out}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrLOW$) (0,3)

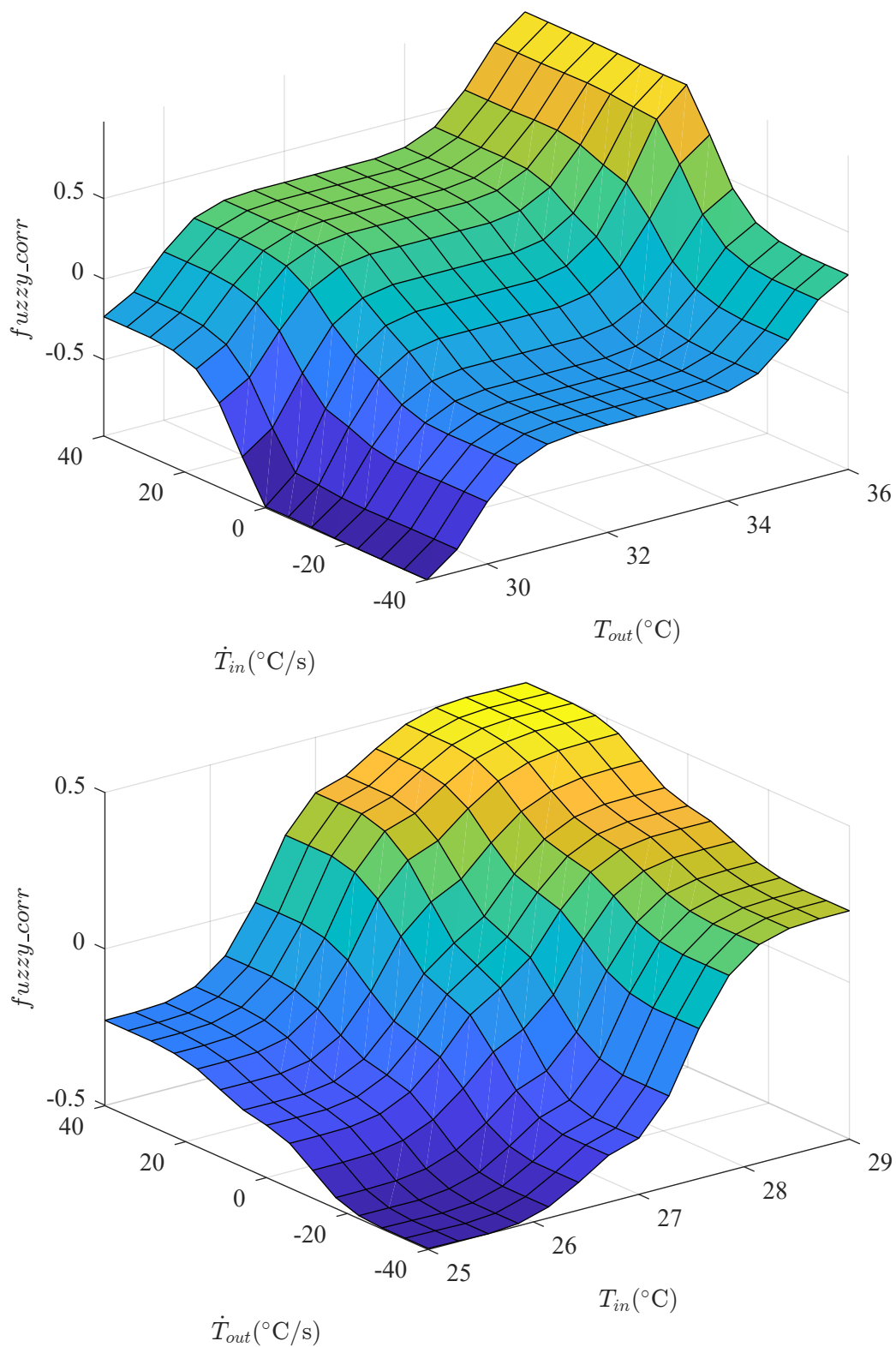
W efekcie zaprojektowanych funkcji przynależności oraz reguł, uzyskano następujące powierzchnie sterowania dla trybu CP (rysunek 7.3 oraz 7.4). W porównaniu do powierzchni dla trybu FC (rysunek 7.6 oraz 7.7) zauważyć możemy kilka różnic.

Z uwagi na różnice w zadanej temperaturze T_{out} dla obu trybów (16°C dla trybu FC oraz 27°C dla trybu CP), występują różnice w zakresie wartości na osi T_{out} . Różnicę widać również w nachyleniu płaszczyzn względem tej osi. Z uwagi, że dla trybu CP temperatura T_{out} może charakteryzować się większymi krótkotrwałymi odchyleniami od wartości zadanej niż w trybie FC, powierzchnia sterowania dla trybu CP charakteryzuje się bardziej delikatnymi zmianami w funkcji T_{out} . Dzieje się tak gdyż w trybie CP ciecz wyjściowa z Drycoolera nie trafia bezpośrednio do szaf klimatyzacji precyzyjnej a do skraplacza agregatu Turbocor. Tym samym zmiany jej wartości nie wpływają na temperaturę w komorze serwerowej. W trybie FC ciecz trafia bezpośrednio do szaf klimatyzacyjnych w komorze serwerowej, a zmiana jej temperatury ma wpływ na warunki w komorze.

Z kolei, analizując powierzchnię sterowania $fuzzy_corr(\dot{T}_{in}, \dot{T}_{out})$ dla trybu CP zauważamy, że zmiana jej wartości jest znacznie większa w osi \dot{T}_{in} niż dla \dot{T}_{out} , ponieważ zmiana \dot{T}_{in} powinna generować bardziej zdecydowaną reakcję regulatora z uwagi, że jest informacją o, następującej w krótkiej chwili czasowej, zmianie temperatury cieczy w chłodnicy. \dot{T}_{out} informuje o zmianie warunków, które zachodzą już po chłodnicy, na które regulator nie ma takiego wpływu jak na temperaturę cieczy, która dopiero wpłynie do Drycoolera. Brane są tu pod uwagę opóźnienia transportowe cieczy w układzie chłodzenia (w rurarzu).

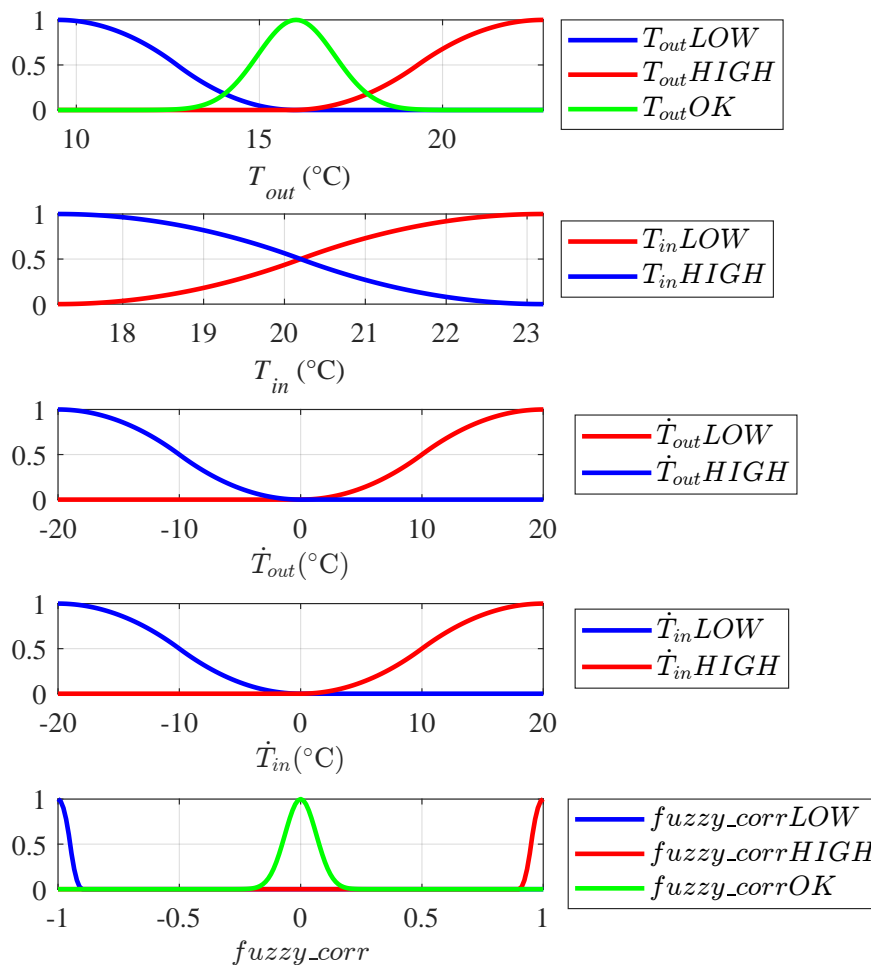


Rysunek 7.3: Powierzchnia sterowania $fuzzy_corr(T_{in}, T_{out})$ oraz $fuzzy_corr(\dot{T}_{in}, \dot{T}_{out})$ dla trybu CP

Rysunek 7.4: Powierzchnia sterowania $f_{uzzy_corr}(\dot{T}_{in}, T_{out})$ oraz $f_{uzzy_corr}(T_{in}, \dot{T}_{out})$ dla trybu CP

7.3.2 Regulator rozmyty dla trybu FC

Kształt funkcji przynależności sygnałów wejściowych oraz wyjścia dla trybu FC prezentuje wykres 7.5.



Rysunek 7.5: Funkcje przynależności - tryb FC

Idea funkcji przynależności dla T_{out} w trybie FC jest analogiczna jak w trybie CP. Różnica dotyczy innych wartości temperatur, co wynika z zadanej T_{out} w trybie FC wynoszącej 16°C oraz reżimu utrzymania zadanej wartości T_{out} w tym trybie.

Funkcje przynależności dla T_{out} odpowiadają zakresom, dla których temperaturę uznano za wysoką lub niską. Wartości temperatur wynikają z analizy danych historycznych pracy Drycoolera.

Funkcje przynależności dla różniczek temperatur w trybie FC są analogiczne jak w trybie CP.

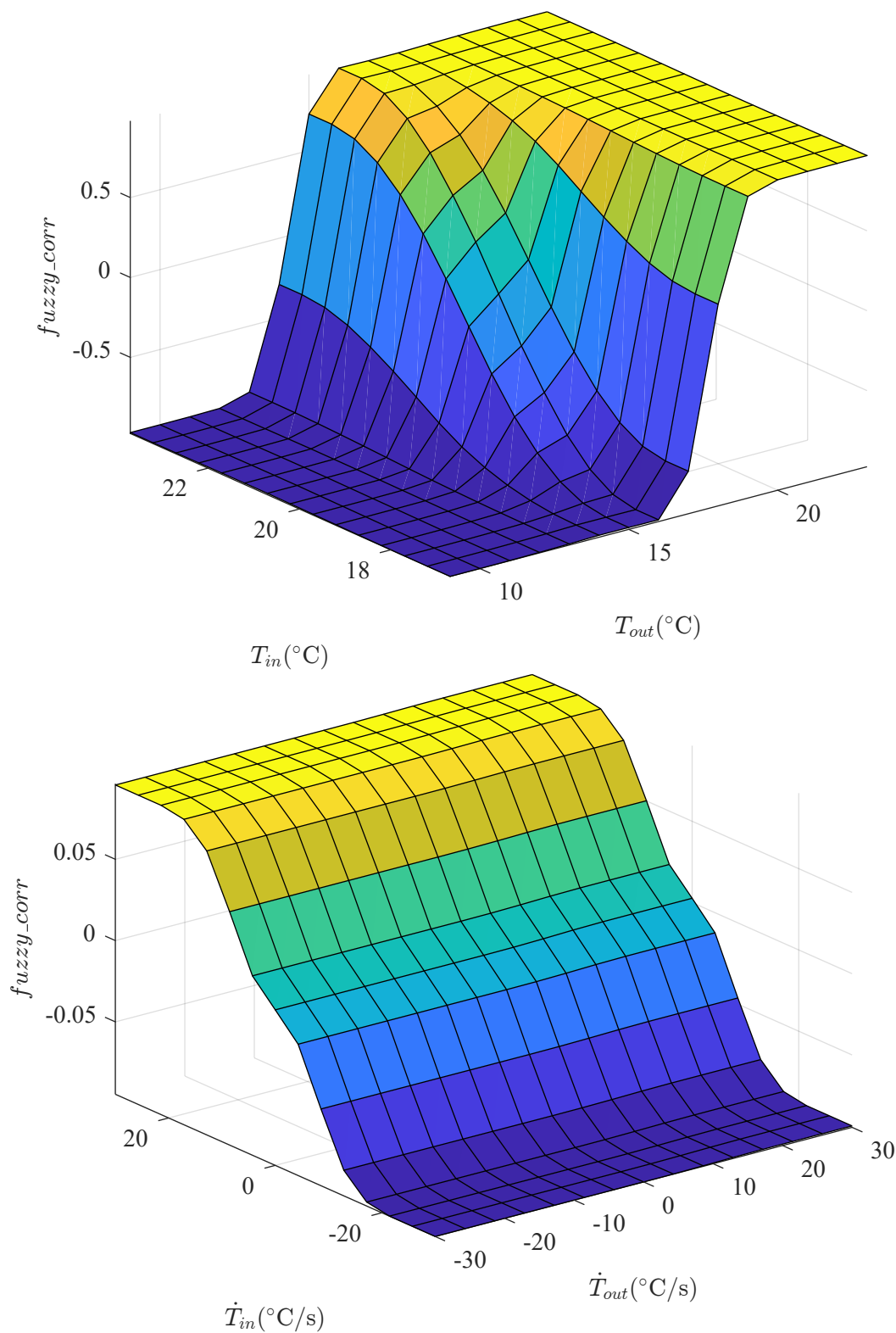
Również funkcje przynależności dla sygnału korekty prędkości obrotowej są tożsame w trybie FC oraz CP.

Reguły regulatora rozmytego dla trybu FC ustalono następująco:

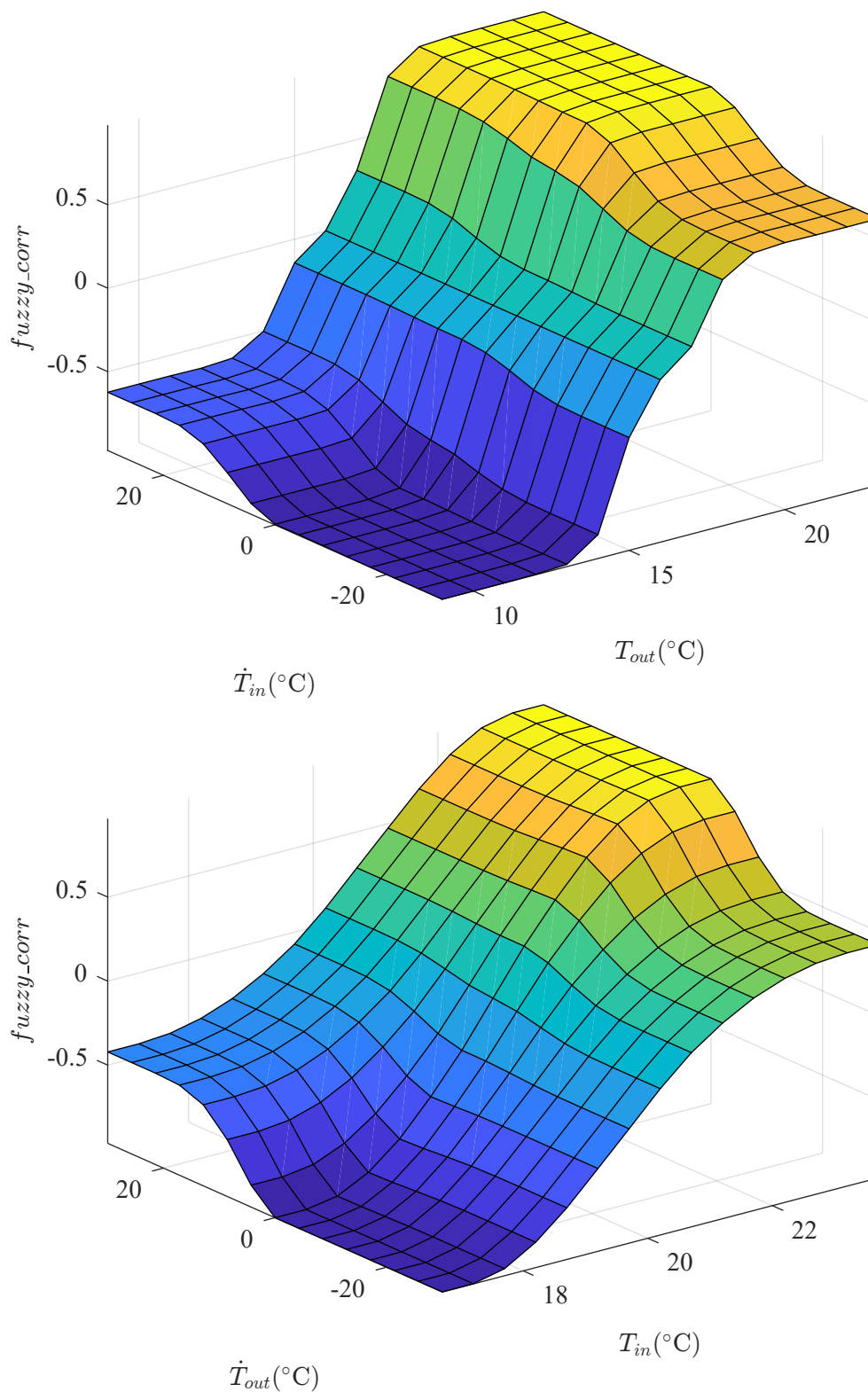
1. If (T_{out} is $T_{out}LOW$) and (T_{in} is $T_{in}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrLOW$) (1)
2. If (T_{out} is $T_{out}HIGH$) and (T_{in} is $T_{in}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrHIGH$) (1)
3. If (T_{out} is $T_{out}LOW$) and (T_{in} is $T_{in}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrLOW$) (0,5)
4. If (T_{out} is $T_{out}HIGH$) and (T_{in} is $T_{in}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrHIGH$) (0,5)
5. If (T_{out} is $T_{out}OK$) and (T_{in} is $T_{in}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrHIGH$) (0,3)

6. If (T_{out} is $T_{out}OK$) and (T_{in} is $T_{in}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrLOW$) (0,3)
7. If (T_{out} is $T_{out}LOW$) and (\dot{T}_{out} is $\dot{T}_{out}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrOK$) (0,1)
8. If (T_{out} is $T_{out}LOW$) and (\dot{T}_{out} is $\dot{T}_{out}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrLOW$) (1)
9. If (T_{out} is $T_{out}HIGH$) and (\dot{T}_{out} is $\dot{T}_{out}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrHIGH$) (1)
10. If (T_{out} is $T_{out}HIGH$) and (\dot{T}_{out} is $\dot{T}_{out}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrOK$) (0,1)
11. If (T_{in} is $T_{in}HIGH$) and (\dot{T}_{in} is $\dot{T}_{in}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrHIGH$) (0,1)
12. If (T_{in} is $T_{in}HIGH$) and (\dot{T}_{in} is $\dot{T}_{in}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrOK$) (0,1)
13. If (T_{in} is $T_{in}LOW$) and (\dot{T}_{in} is $\dot{T}_{in}LOW$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrLOW$) (0,1)
14. If (T_{in} is $T_{in}LOW$) and (\dot{T}_{in} is $\dot{T}_{in}HIGH$) then ($fuzzy_corr$ is $fuzzy_corrOK$) (0,1)

W efekcie uzyskano następujące powierzchnie sterowania (rysunek 7.6 oraz 7.7).



Rysunek 7.6: Powierzchnia sterowania $fuzzy_corr(T_{in}, T_{out})$ oraz $fuzzy_corr(\dot{T}_{in}, \dot{T}_{out})$ dla trybu FC



Rysunek 7.7: Powierzchnia sterowania $fuzzy_corr(T_{in}, T_{out})$ oraz $fuzzy_corr(T_{in}, T_{out})$ dla trybu FC

7.4 Porównanie pracy regulatora PID oraz regulatora hybrydowego

Regulator hybrydowy pracował na tyle długo, że było możliwe zebranie odpowiedniej ilości danych pomiarowych, aby określić jego przydatność. Poniżej przedstawiono porównanie wyniku sterowania tego regulatora z pierwotnym regulatorem typu PID. Uwzględniono sytuacje, które przy regulatorze typu PID powodowały wystąpienie niepożądanych skutków, którymi były przełączenie pomiędzy trybem pracy FC a CP systemu chłodniczego oraz praca przy niskich wartościach temperatury zewnętrznej w trybie CP. Z uwagi, że autor nie miał do czynienia ze środowiskiem laboratoryjnym, w którym mógłby uzyskać powtarzalne warunki do testów porównawczych, kluczowe było znalezienie w zebranych danych rzeczywistych jak najbardziej podobnych warunków zewnętrznych.

7.4.1 Regulacja po przełączeniu trybu pracy systemu chłodniczego z trybu FC do trybu CP

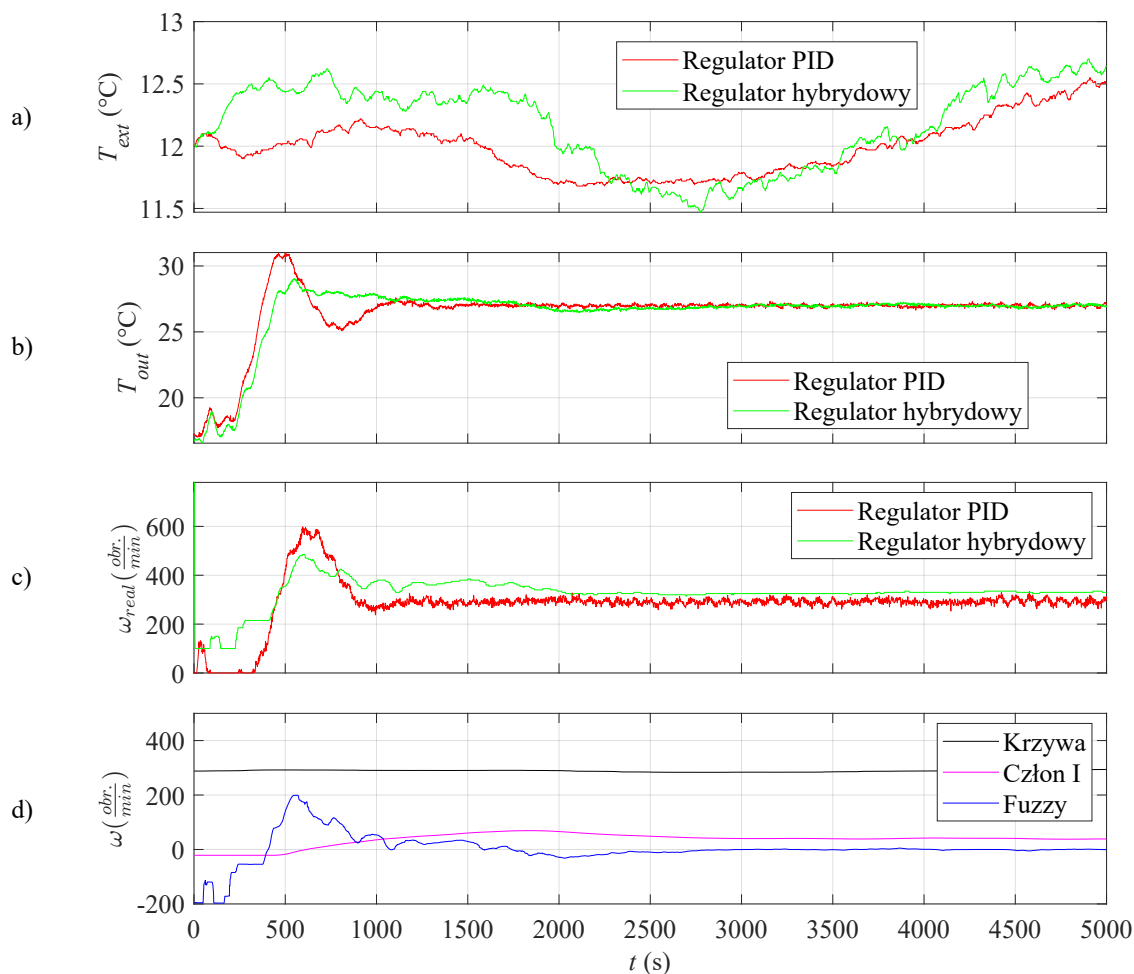
Przy wykorzystaniu regulatora PID, w czasie 500 sekund od przełączenia dochodziło do znacznego przeregulowania wartości temperatury wyjściowej T_{out} do $31,0^{\circ}\text{C}$, gdzie wartością zadaną było $27,0^{\circ}\text{C}$ (przeregulowanie o $4,0^{\circ}\text{C}$). Następnie, w ciągu 808 sekund od przełączenia dochodziło do następnego przeregulowania o wartości $25,1^{\circ}\text{C}$ (przeregulowanie o $-1,9^{\circ}\text{C}$).

Tak znaczne odchyłki od wartości zadanej były niebezpieczne dla pracy agregatu chłodniczego Turbo-cor. Dochodziło do zmian temperatury skraplacza, co przekładało się na gwałtowną zmianę ciśnień przy których pracowały sprężarki. Potencjalnie, takie warunki są niebezpieczne dla pracy sprężarki i mogą skutkować delewitacją wirnika. Z punktu widzenia poprawności pracy całego systemu chłodniczego możemy więc zdefiniować dwa kryteria oceny jakości pracy regulatora temperatury cieczy na wyjściu z Drycoolera. Pierwsze z nich dotyczy ograniczenia wartości przeregulowania do 2°C , drugie określa czas ustabilizowania wartości regulowanej do $27^{\circ}\text{C}\pm 1^{\circ}\text{C}$.

Przeanalizowano dane przebiegu temperatury zewnętrznej T_{ext} w latach 2021-2022 i wybrano dwa najbardziej miarodajne dni w których przebiegi T_{ext} bezpośrednio po przełączeniu trybu pracy były jak najbardziej podobne. Dane pokazuje wykres 7.8a. W obu przypadkach wartość T_{ext} zmieniała się w okolicach 12°C . Zarówno trend zmian jak i wartości w poszczególnych chwilach czasu były podobne, różnice były na tyle małe, że uznano wybrane dane za odpowiednie do przeprowadzenia porównania jakości regulacji regulatora PID oraz dedykowanego rozwiązania autorskiego.

Rezultat pracy regulatorów przedstawia wykres 7.8b, który prezentuje przebieg czasowy temperatury cieczy na wyjściu z Drycoolera. Obserwujemy poprawę jakości sterowania przy zastosowaniu dedykowanego regulatora. Pierwsze przeregulowanie zostało ograniczone z $31,0^{\circ}\text{C}$ do $29,0^{\circ}\text{C}$, a więc odchyłka względem wartości zadanej została obniżona z 4°C do 2°C (o 50%). Wyeliminowano również drugie przeregulowanie, które nie występuje przy regulatorze dedykowanym.

Poprawie uległ również czas stabilizacji temperatury T_{out} w obszarze $27^{\circ}\text{C}\pm 1^{\circ}\text{C}$. W przypadku regulatora PID wynosił 916 sekund a w przypadku regulatora rozmytego 807 sekund. Uległ więc skróceniu o 109 sekund (o 12%).



Rysunek 7.8: Porównanie regulatorów PID i hybrydowego po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb CP

Zupełnie inaczej wyglądał przebieg sygnału wyjściowego z regulatora, czyli zadanej prędkości obrotowej wentylatorów (patrz wykres 7.8c). Ograniczono maksymalną wartość prędkości obrotowej z $598 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$ do $485 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$ (o $113 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$). Zwraca również uwagę zupełnie inna charakterystyka regulacji w stanie ustalonym układu (od sekundy 2050). Osiągnięto stabilizację sterownia na wartości $325 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$ z niewielkimi odchyłkami rzędu $\pm 20 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$, które dodatkowo były krótkotrwałe, a w przeważającej większości czasu wyjście regulatora wynosiło $325 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$. Praca wentylatorów ze stałą wartością prędkości obrotowej poprawia ich niezawodność oraz stabilizuje pracę całego systemu chłodniczego. Regulator typu PID w omawianym przedziale czasu charakteryzował się większą dynamiką zmian wartości na wyjściu, a dodatkowo w końcowej fazie wykresu można było zaobserwować pojawiające się oscylacje sygnału sterującego.

Wykres 7.8d pokazuje przebieg wartości poszczególnych członów regulatora hybrydowego (wartość krzywej sterowania, wartość całki oraz wyjście z regulatora rozmytego). Dodatkowo, na tym wykresie możemy odczytać wartość temperatury T_{ext} , wartość sygnału wyjściowego z regulatora (ω_{real}) oraz temperatury T_{out} .

Zaraz po przełączeniu trybu pracy systemu chłodniczego mamy do czynienia z sytuacją o wysokiej dynamice zmian. Następuje zmiana zadanej wartości temperatury cieczy wyjściowej z Drycoolera z 16°C na

27°C. Konieczne jest zapewnienie sterowania, które w krótkim czasie pozwoli podnieść wartość temperatury T_{out} , jednocześnie nie dopuszczając do zbyt wysokiego przeregulowania. Jest to o tyle utrudnione, że agregat chłodniczy samoczynnie dynamicznie zmienia swoją wydajność chłodniczą w czasie. W takich warunkach największy udział w ustalaniu wartości wyjściowej regulatora hybrydowego ma regulator rozmyty. Zaraz po przełączeniu zmienia swoją wartość na $-200 \frac{obr.}{min}$, następnie po podniesieniu się temperatury T_{out} w okolice zadanej wartości regulator rozmyty zmienia swoją wartość na $+200 \frac{obr.}{min}$. Dzięki informacji o stanie Drycoolera oraz dynamice zmian sygnałów aktywnie reaguje na zmieniające się warunki pracy. Człon całkujący pracuje jedynie jako korekta błędu regulacji w dłuższym horyzoncie czasowym. Krzywa sterowania nie reaguje z kolei na stan pracy Drycoolera, a jej wartość ustalana jest jedynie na podstawie aktualnej temperatury zewnętrznej T_{ext} .

7.4.2 Praca w trybie CP przy niskich wartościach temperatury zewnętrznej

Zaobserwowano, że tendencja regulatora PID do generowania oscylacji w układzie regulacji uwidacznia się szczególnie przy niskich wartościach temperatury zewnętrznej. Im niższa wartość temperatury zewnętrznej, tym większa podatność układu regulacji na wejście w stan oscylacji. Zbadano to zagadnienie i wybrano kolejne dwa miarodajne przebiegi, tak, aby porównać zachowanie się regulatorów w omawianych niesprzyjających warunkach.

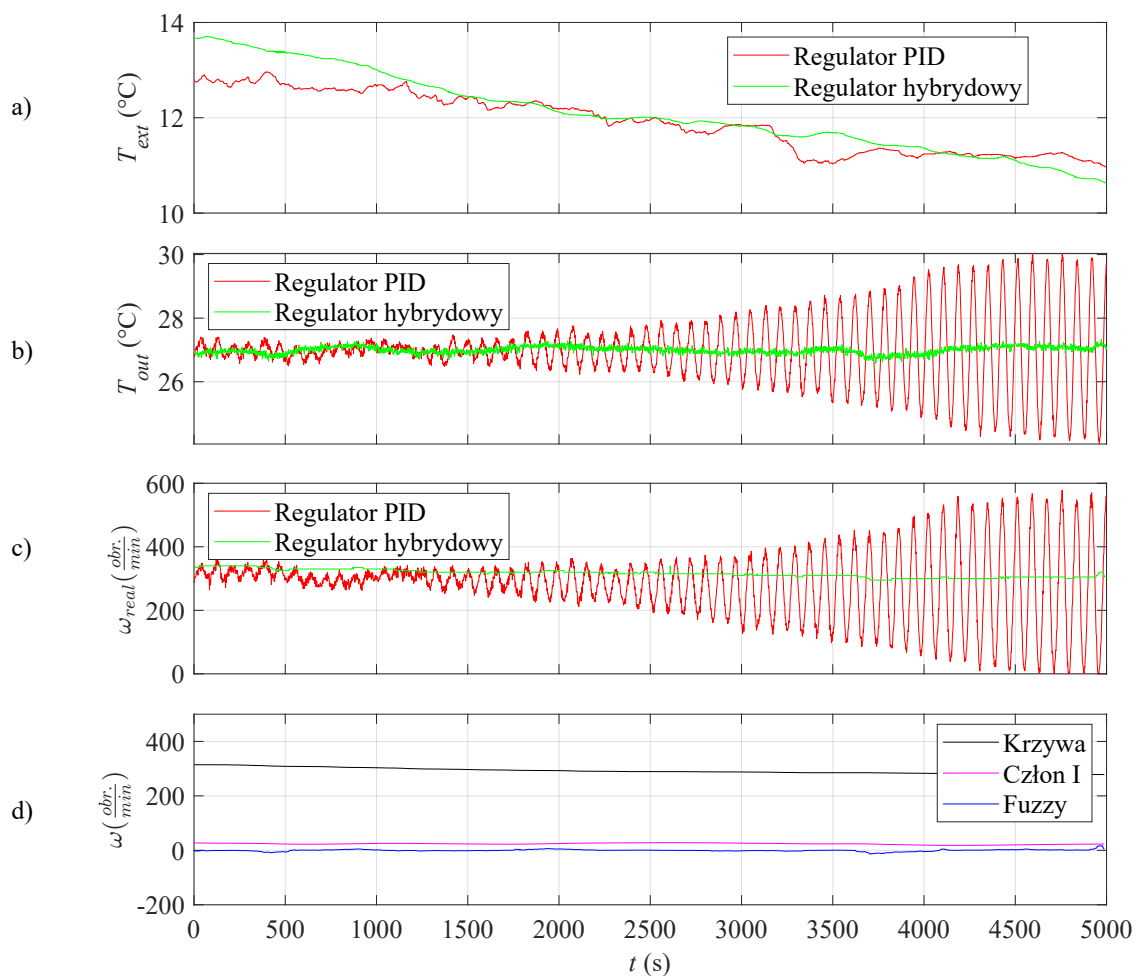
Przebiegi temperatury T_{ext} w porównywalnych warunkach prezentuje wykres 7.9a. W obu przypadkach temperatura T_{ext} charakteryzuje się trendem malejącym (z okolic 13°C do około 11°C w czasie 5000 sekund).

Wykres 7.9b prezentuje przebieg temperatury T_{out} . W przypadku regulatora PID obserwowano pojawianie się narastających oscylacji od około 1250 sekundy. Zwiększają się one z czasem, aż do ustabilizowania na poziomie 24°C do 31°C. Regulator rozmyty pracuje w podobnych warunkach poprawnie i nie dopuszcza do pojawienia się oscylacji w badanym układzie, a odchyłka od wartości zadanej wynosi jedynie $\pm 0,3^\circ\text{C}$.

Wyjście z regulatora rozmytego zachowuje się dużo bardziej stabilnie w stosunku do regulatora PID (patrz wykres 7.9c). W dużej mierze wartość sterowania jest stała w czasie. Mamy jedynie do czynienia z chwilowymi korektami wartości sygnału sterującego.

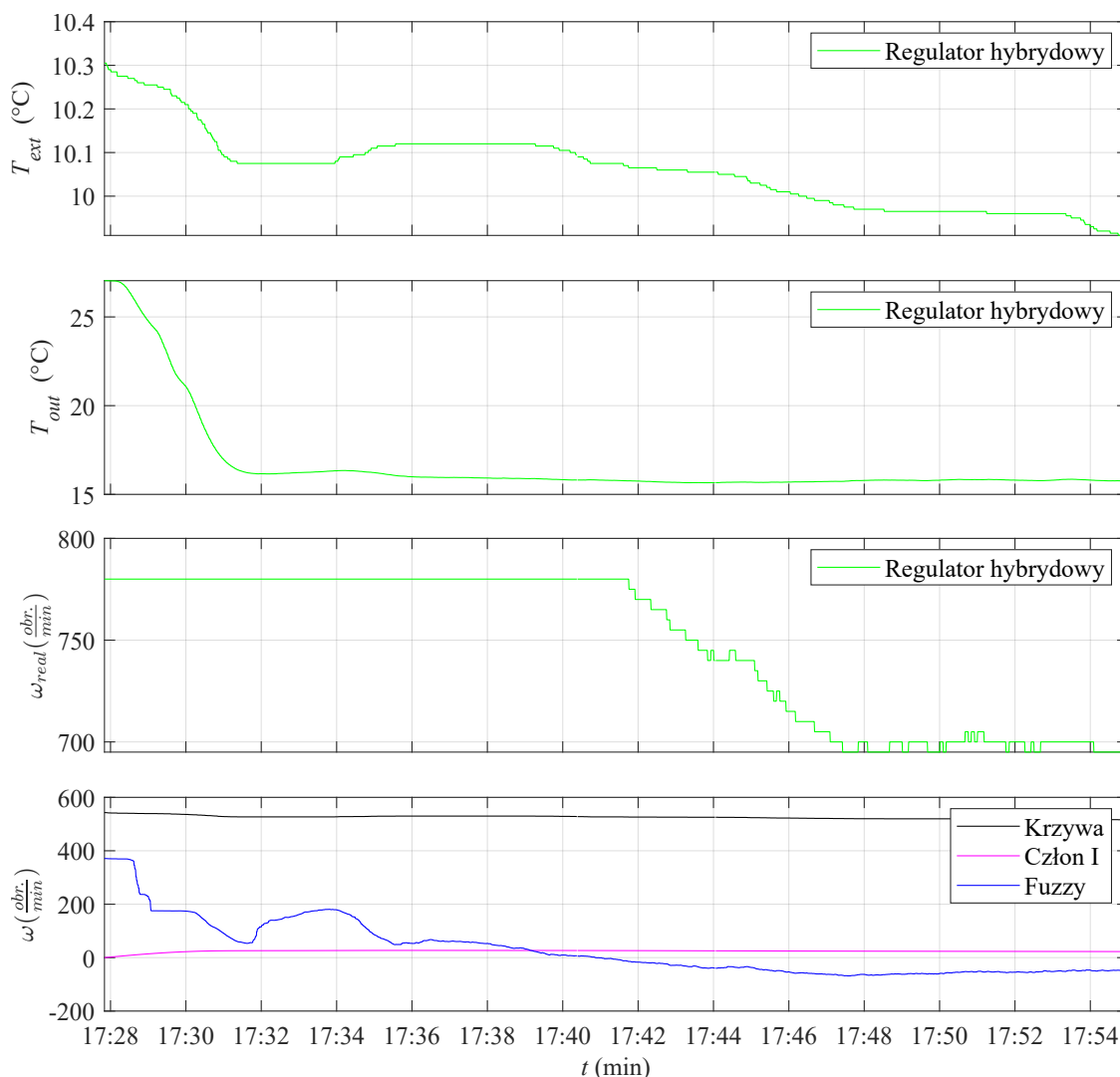
Wykres 7.9d pokazuje przebieg wartości poszczególnych członów regulatora hybrydowego (wartość krzywej sterowania, wartość całki oraz wyjście z regulatora hybrydowego). Dodatkowo, na tym wykresie, odczytać możemy wartość temperatury T_{ext} , wartość sygnału wyjściowego z regulatora (ω_{real}) oraz wartość temperatury T_{out} .

Największą dynamikę zmian w tym przypadku wykazuje wartość krzywej, która nadąża za zmianą temperatury zewnętrznej T_{ext} . Obserwujemy również niezerową wartość całki z czego wynika, że jest ona konieczna, aby skompensować błąd regulacji. Sygnał z regulatora rozmytego charakteryzuje się krótkotrwałymi, chwilowymi korektami prędkości obrotowej, ponieważ mamy do czynienia z pracą w warunkach ustalonych, regulator rozmyty i całka mają niewielki udział w całościowej wartości sygnału sterującego a największym udziałem charakteryzuje się wartość krzywej sterowania.

Rysunek 7.9: Porównanie pracy regulatorów PID i hybrydowego przy niskiej temperaturze T_{ext}

7.5 Praca regulatora hybrydowego w trybie FC

Wykres 7.10 pokazuje pracę regulatora hybrydowego bezpośrednio po przełączeniu systemu chłodniczego z trybu CP w tryb FC. Regulator pracuje poprawnie utrzymując początkowo maksymalną możliwą występowanie prędkości obrotowej wentylatorów ($780 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$). Skutkiem jest szybkie obniżenie temperatury T_{out} do zadanej wartości 16°C w trybie FC. Największą dynamiką zmian wartości regulacji wykazuje się regulator rozmyty, który bezzwłocznie po przełączeniu osiąga wartość $370 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$. Następnie aktywnie reguluje prędkością obrotową osiągając lokalne minimum $-70 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$.



Rysunek 7.10: Praca regulatora hybrydowego po przełączeniu w tryb FC

7.6 Dyskusja charakterystyki wydajnościowej Drycoolera

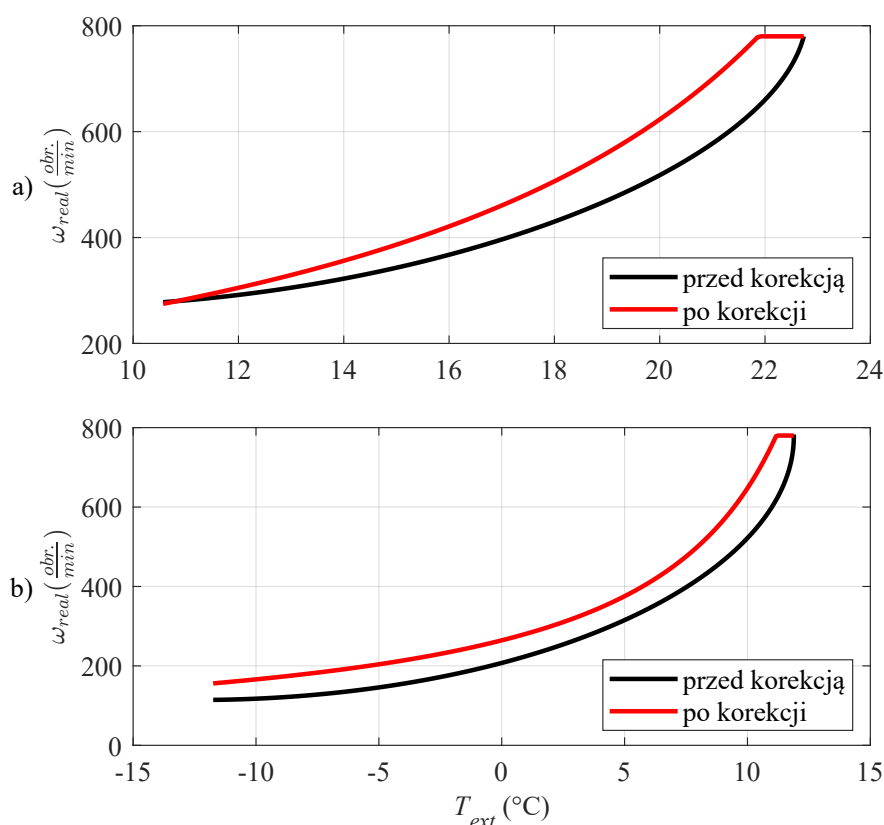
Na podstawie danych historycznych (zob. Fig. 5.4) stwierdzono znaczny rozrzut prędkości obrotowej w funkcji temperatury zewnętrznej. Racjonalnym wydaje się uśrednienie wartości i ustalenie nieliniowej charakterystyki prędkości obrotowej w funkcji temperatury. Podjęto decyzję, aby skonfigurować krzywą na

dolnych ograniczeniach zarejestrowanych danych, gdyż regulator posiadający człon całkujący będzie zdolny do korekty prędkości obrotowej w miarę potrzeb. Tym samym spełniono kryterium minimalnego zużycia energii przez Drycooler - sterując nim na dolnym ograniczeniu wydajności chłodniczej. Prowadzenie pracy Drycoolera wokół nieliniowej krzywej realizował regulator rozmyty, zaś człon całkujący korygował uchyb ustalony dla danych warunków pracy.

Na podstawie danych ilustrujących prace regulatora hybrydowego stwierdzono, że działanie układu przebiega prawidłowo, układ wymaga minimalnego zapotrzebowania na energię elektryczną aby efektywnie dostarczać odpowiednią ilość energii chłodniczej. Zauważono jednak, że człon całkujący w większości przyjmuje wartości dodatnie, co świadczy o konieczności korekty sterowania za względów jakościowych - minimalizacji uchybu.

Tym samym podjęto zadanie badawcze polegające na korekcie krzywej w celu obserwacji jakości regulacji oraz jednoczesnej analizy od strony efektywności energetycznej.

Na podstawie wartości przyjmowanych przez człon całkujący dla poszczególnych zakresów temperatur określonych przedziałowo z rozdzielczością $0,5^{\circ}\text{C}$ wyznaczono korektę krzywej, a następnie z jej wykorzystaniem zmodyfikowano regulator. Porównanie kształtu krzywej przed i po korekcji prezentuje wykres 7.11.



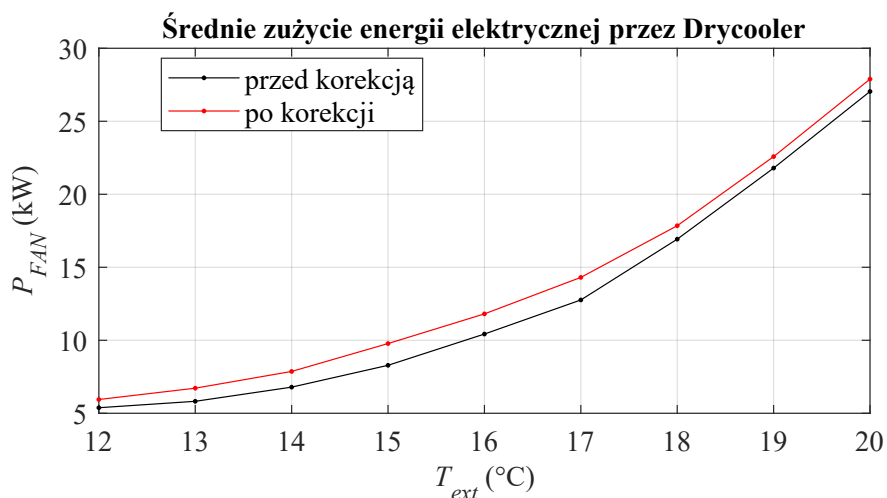
Rysunek 7.11: Kształt krzywej sterowania Drycoolera przed i po korekcji dla trybu CP (a) oraz FC (b)

Przeprowadzono badania porównawcze w reprezentatywnych dla obu postaci krzywej okresach czasu. Z uwagi na panujące wysokie temperatury zewnętrzne ograniczono się do pracy systemu chłodniczego w trybie CP. Dokonano analizy danych i stwierdzono, że wskaźniki jakościowe związane z układem automatycznej regulacji uległy poprawie (patrz tabela 7.2) kosztem zużycia energii elektrycznej (patrz wykres

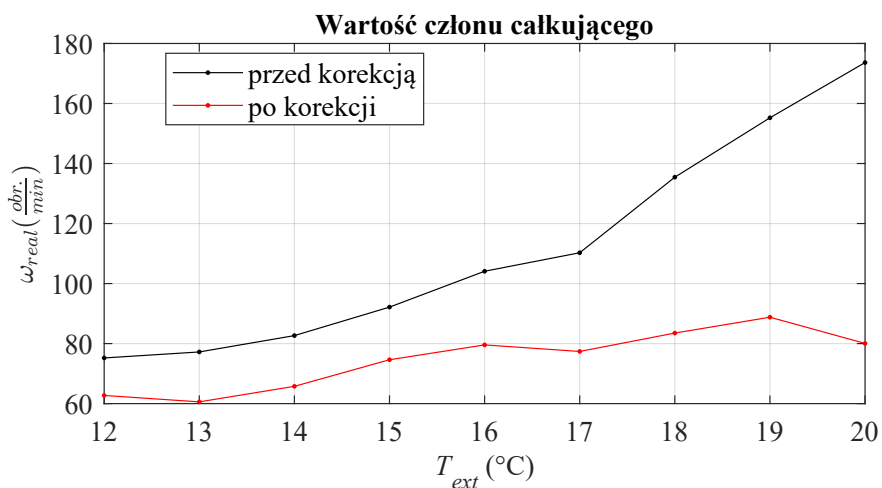
7.12). Jako wskaźniki jakościowe wyznaczono średnią, wariancję (patrz równanie 7.8) oraz odchylenie standardowe (równanie 7.9) temperatury wody wyjściowej z Drycoolera. Uzyskano również obniżenie wartości członu całkującego w całym zakresie temperatury zewnętrznej (patrz wykres 7.13).

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (7.8)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (7.9)$$



Rysunek 7.12: Pobór mocy elektrycznej przez Drycooler przed i po korekcji krzywej dla trybu CP



Rysunek 7.13: Wartość członu całkującego regulatora przed i po korekcji krzywej dla trybu CP

Tabela 7.2: Porównanie wskaźników jakościowych regulatora prędkości obrotowej wentylatorów przed i po korekcji krzywej sterowania

Wersja krzywej	\bar{T}_{ext}	σ^2	σ
Przed korekcją	26,97°C	0,034	0,18
Po korekcji	26,99°C	0,015	0,12

Podsumowując, stwierdzono, że w przypadku systemu chłodzenia składającego się z zespołu Drycoolera oraz agregatu chłodniczego, sterowanie Drycoolerem może się odbywać według krzywej lokalizowanej na dolnych ograniczeniach prędkościowych wynikających z zapotrzebowania na chłód w funkcji temperatury zewnętrznej. Dopuszczane odchylenia w wartościach temperatury wyjściowej są bowiem kompensowane przez agregat chłodniczy. Tym samym nieuzasadnione jest zwiększanie zużycia energii elektrycznej. Podsumowując, opracowana nieliniowa krzywa na dolnych ograniczeniach, wbudowana w regulator hybrydowy pozwala optymalnie w sensie zużycia energii elektrycznej wyznaczać sterowanie ustalone dla określonej temperatury zewnętrznej, zaś regulator rozmyty oraz człon całkujący poprawnie reagując na zmiany dynamiczne wynikające z funkcjonowania układu chłodzenia i fluktuacji temperatury otoczenia.

Rozdział 8

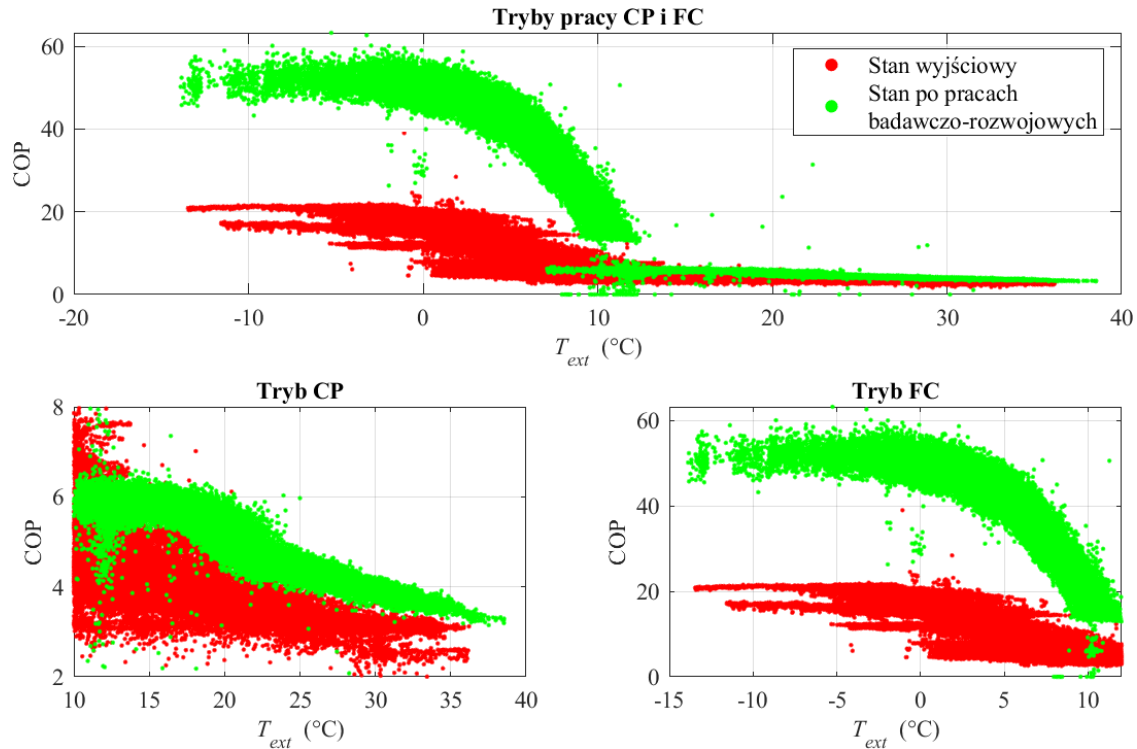
Zwiększenie efektywności systemu chłodzenia jako rezultat prac badawczo-rozwojowych

Ciągłe dążenie do osiągnięcia jak najwyższego współczynnika efektywności systemu chłodzenia serwerowni POLCOM skutkowało wieloetapowymi pracami badawczo-rozwojowymi na przestrzeni ostatnich lat, począwszy od roku 2015. Prace obejmowały zarówno architekturę sprzętową jak i programową. Szczególny nacisk położono na szczegółową analizę danych procesowych, która była punktem wyjścia do opracowania dedykowanych układów sterowania. Na każdym z etapów rozwoju systemu chłodniczego kładziono nacisk na poprawę innego obszaru tegoż systemu.

W celu całościowego spojrzenia na przeprowadzone prace postanowiono porównać dane dotyczące efektywności systemu chłodniczego po przeprowadzonych pracach (od połowy roku 2022 do połowy roku 2023) z danymi z przed rozpoczęcia badań (z roku 2015). W tym celu przygotowano wykres 8.1 prezentujący wartość współczynnika efektywności energetycznej COP systemu z przed i po modernizacji [13].

Zwiększenie efektywności systemu chłodzenia serwerowni osiągnięto w całym zakresie temperatury zewnętrznej, zarówno dla trybu FC jak i CP. Efekt ten szczególnie widoczny jest dla temperatur zewnętrznych poniżej 10°C, gdy zmodernizowany system chłodniczy wykazuje kilkukrotny wzrost efektywności w trybie FC. Maksymalizacja efektywności w tym trybie była jednym z założeń prac rozwojowych, które udało się z powodzeniem zrealizować. Efektywność wzrosła również w trybie CP, nawet dla wysokich temperatur, powyżej 30°C. Odnotowano wzrost COP z 3,1 do 3,7 (o 19%). Finalnie uzyskano poprawę średniorocznego współczynnika efektywności COP z 8,17 do 23,05 (o 182%).

Komercyjnie dostępne urządzenia, tak jak również omawiany w tej pracy Drycooler wyposażone są w standardowe, uniwersalne regulatory. Z punktu widzenia dostawcy takiego rozwiązania, powinno być nieskomplikowane, możliwe do uruchomienia w krótkim czasie, bezobsługowe i co najważniejsze na tyle elastyczne, aby pracować w różnych konfiguracjach, przy różnych wymaganiach, w wielu miejscach na świecie. Oprócz wymienionych zalet rozwiązania te posiadają również wady, które ujawniają się w specyficznych warunkach pracy, przy specyficznych konfiguracjach systemu chłodniczego. Nie zawsze są również



Rysunek 8.1: Efektywność energetyczna systemu chłodniczego z przed i po przeprowadzonych pracach badawczo-rozwojowych

najbardziej optymalnym wyborem z punktu widzenia efektywności pracy urządzenia i całego systemu. Taka sytuacja miała miejsce w przypadku opisywanej w tej pracy instalacji.

Zastosowanie stosunkowo prostego rozwiązania, jakim jest opisany regulator hybrydowy pozwoliło osiągnąć poprawę jakości sterowania i wyeliminowanie błędów standardowego rozwiązania. Zaproponowane rozwiązanie wymagało jednak zebrania i przeanalizowania danych dotyczących pracy Drycoolera w specyficznym środowisku. Do opracowania regulatora rozmytego konieczne jest również posiadanie wiedzy eksperckiej związanej z pracą Drycoolera. Wymaga to poświęcenia określonego czasu. Z drugiej strony poprawa jakości sterowania możliwa była bez opracowania modelu matematycznego Drycoolera. Przeprowadzone badania i eksperymenty nie zakłóciły nadmiernie pracy systemu chłodniczego pracującego 24 godziny na dobę.

Zaproponowany regulator hybrydowy pozwolił wyeliminować oscylacje pojawiające się w systemie chłodniczym. Uzyskano również wzrost współczynnika efektywności energetycznej COP. Regulator spełnił wszystkie stawiane przed nim wymagania i pozwolił uzyskać stabilną, bezawaryjną pracę systemu chłodniczego przy szeroko zmieniających się warunkach zewnętrznych.

Kolejnym etapem rozwoju tego regulatora powinno być wzbogacenie go o mechanizm automatycznej korekty krzywej wydajności Drycoolera na podstawie bieżących danych (np. za ostatni tydzień pracy). Pozwoliłoby to uaktualniać i dostosowywać kształt krzywej do zmian nominalnej P_{cool} , która w przypadku rozwijającej się serwerowni stale rośnie. Bardziej precyzyjnie dobrana krzywa w szczególnym przypadku mogłaby pozwolić całkowicie zrezygnować z członu całkującego w regulatorze, powstałby wtedy regulator hybrydowy składający się tylko z dwóch członów: krzywej wydajności oraz regulatora rozmytego. Idąc da-

lej, wbudowanie informacji o krzywej wydajności w regulator rozmyty pozwoliłoby finalnie pozostać tylko przy regulatorze rozmytym, którego współczynniki byłyby na bieżąco aktualizowane przez odpowiedni algorytm.

Inną możliwością rozwoju regulatora T_{out} może być opracowanie regulatora zaprojektowanego w oparciu o model Drycoolera. Trudnością jednak w opracowaniu takiego modelu w warunkach produkcyjnych jest w praktyce zawężony zakres warunków pracy. Opracowanie dokładnego modelu wymagałoby przetestowania Drycoolera w pełnym zakresie warunków pracy, znacznie odbiegających od nominalnych. Nie jest to w pełni możliwe w pracującej produkcyjnie serwerowni.

Rozdział 9

Wnioski ekonomiczne

9.1 Wymagania dotyczące systemu chłodzenia

Firma POLCOM jest przykładem przedsiębiorstwa, które dbając o aspekty ekologiczne, jak również optymalizację kosztów ponoszonych na zakup energii elektrycznej, opracowuje i wdraża projekty proekologiczne. Posiada dwie serwerownie zlokalizowane w Polsce. W uproszczeniu serwerownia dostarcza moc obliczeniową oraz przestrzeń dyskową. Urządzenia IT działające w serwerowni do pracy zużywają energię elektryczną w trybie 24h/365 dni. Dodatkowo generują znaczne ilości ciepła odpadowego, które należy wychłodzić. Celem ekonomicznym firmy POLCOM, było przeprowadzenie modernizacji systemu chłodniczego, między innymi, w celu obniżenia kosztów jego funkcjonowania. Możemy wyróżnić cztery podstawowe składowe tego kosztu: koszt zakupu urządzeń, koszt energii elektrycznej, koszt części serwisowych, koszt roboczogodzin serwisowych. Jako czas zwrotu inwestycji założono okres 3 lat. Dodatkowo założono, że zmodernizowany system chłodniczy powinien charakteryzować się zredukowanym przynajmniej o połowę poborem energii elektrycznej, co tym samym przełoży się na obniżenie kosztu zakupu energii elektrycznej o przynajmniej 100 k€, oraz niższą emisję CO₂ o przynajmniej 300 ton CO₂ rocznie. Założona redukcja zużycia energii elektrycznej (o 50%) była na tyle duża, że konieczna była całkowita zmiana technologii chłodzenia. Zaproponowano więc wymianę zewnętrznych agregatów chłodniczych starej generacji (opartych o sprężarkę śrubową) na wewnętrzne agregaty najnowszej generacji, wykorzystujące sprężarki łożyskowe magnetycznie. Pomimo wymagań dotyczących zasilania, sprawność tych sprężarek jest znacząco (29% ÷ 76%) [34, 57] większa od poprzednio stosowanych. Agregaty są przeznaczone do pracy z wysokowydajnymi Drycoolerami, ponieważ zdecydowano się na zmianę typu jak i umiejscowienia agregatów chłodniczych konieczne było również przeprojektowanie ruraru chłodniczego, tak, aby możliwe było podłączenie do niego nowych urządzeń. Całkowity koszt modernizacji systemu chłodniczego był sumą kosztów wykonania nowego ruraru chłodniczego (64 k€), zakupu i instalacji urządzeń chłodniczych (319 k€) oraz wykonania systemu automatyki (21 k€). Sumaryczne koszty modernizacji wyniosły więc 404 k€. Z inwestycyjnego punktu widzenia można postawić następujące pytania:

- czy czas zwrotu będzie wynosił 3 lata?
- czy oczekiwane roczne oszczędności będą sięgać 135 k€?

9.2 Dedykowany system automatyki a ograniczenie zużycia energii elektrycznej oraz emisji CO₂

Jednym z elementów przeprowadzonej modernizacji systemu chłodniczego było opracowanie i wdrożenie nowego systemu automatyki sterującej urządzeniami chłodniczymi. W szczególności zawierał dedykowany regulator hybrydowy sterujący prędkością obrotową wentylatorów w Drycoolerze. Zadaniem regulatora było utrzymanie zadanej temperatury wody na wyjściu z Drycoolera (16°C dla trybu FC oraz 27°C dla trybu CP).

Regulatorem, który pierwotnie sterował prędkością obrotową wentylatorów Drycoolera był regulator typu PID [14] zwany dalej Reg1. Aby w możliwie największym stopniu wykorzystać możliwości, jakie dawały nowo zamontowane urządzenia chłodnicze, opracowano dedykowany system automatyki zarządzający i nadzorujący pracą tych urządzeń. Celem prac było ograniczenie zużycia energii elektrycznej, podczas przełączenia systemu chłodniczego pomiędzy trybami pracy: CP oraz FC. W tym celu, na podstawie prowadzonych prac naukowo-badawczych, opracowano własny nowy typ dedykowanego regulatora hybrydowego (szczegółowo opisany w pracy [14]). Na podstawie prowadzonych prac naukowo-badawczych opracowano własny nowy typ regulatora hybrydowego dedykowanego do sterowania tą częścią systemu chłodniczego. Regulator zawiera reguły związane ze zmianą trybu pracy, logikę rozmytą, która precyzuje sterowanie w funkcji temperatury wejściowej i wyjściowej oraz korektor uchybu ustalonego, oznaczony został symbolem Reg2. Dalsza część pracy przedstawia porównanie efektów pracy regulatora Reg1 oraz Reg2 ze szczególnym wskazaniem na uzyskane korzyści ekonomiczne i stara się odpowiedzieć na następujące pytania:

- z technicznego punktu widzenia: czy zmiana typu regulatora z regulatora Reg1 na Reg2 przyniosła poprawę wskaźników jakości we wszystkich aspektach dotyczących uzyskanej temperatury wyjściowej?
- z ekonomicznego punktu widzenia: jak wygląda porównanie kosztów obu wariantów sterowania? Czy poprawa jakości sterowania miała wpływ na koszt pracy sterowanego układu, a jeżeli tak to jaki?

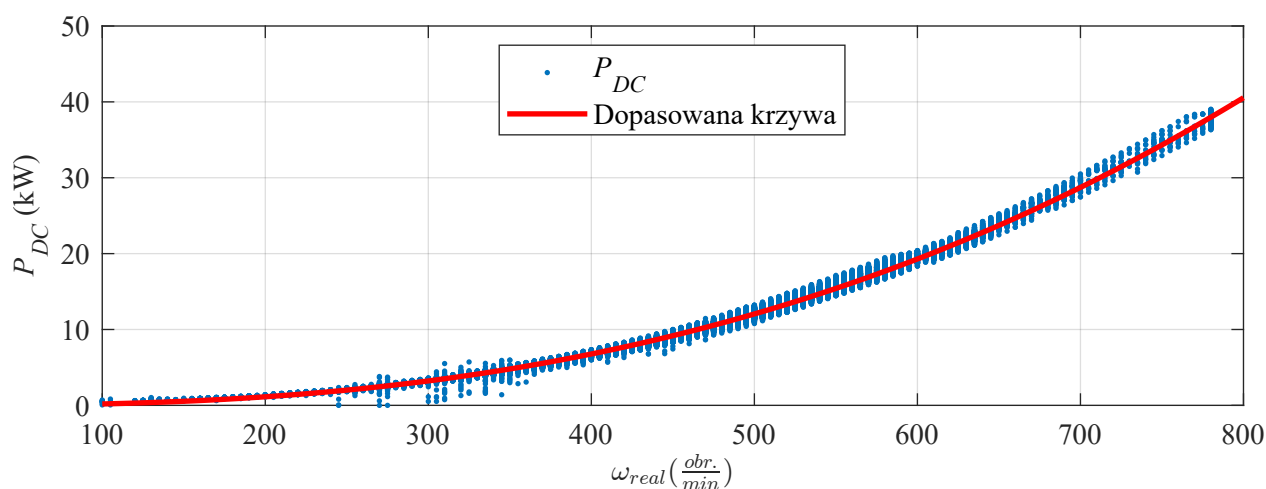
9.3 Wskaźniki jakości

W celu przeprowadzenia oceny porównawczej obu regulatorów zdefiniowano również poniższe wskaźniki jakości pracy regulatora:

- J_1 Całkowity pobór energii elektrycznej przez Drycooler (kWh) - ilość energii elektrycznej zużytej przez Drycooler od momentu przełączenia trybu pracy systemu chłodniczego do czasu 4000 s po przełączeniu.
- J_2 Całkowity koszt pracy Drycoolera (€) - koszt energii elektrycznej zużytej przez Drycooler od momentu przełączenia trybu pracy systemu chłodniczego do czasu 4000 s po przełączeniu.
- J_3 Całkowita Emisja CO₂ (kg) - ilości CO₂ wyemitowana podczas produkcji elektrycznej zużytej przez Drycooler od momentu przełączenia trybu pracy systemu chłodniczego do czasu 4000 s po przełączeniu.

- J_4 Czas osiągnięcia wartości zadanej T_{out} (s) - czas od momentu przełączenia trybu pracy systemu chłodniczego do ustabilizowania się wartości T_{out} w okolicach wartości zadanej z odchyłką $\pm 1,5^\circ\text{C}$
- J_5 Maksymalna wartość międzyszczytowa sygnału T_{out} ($^\circ\text{C}$) - maksymalna różnica pomiędzy wartością maksymalną oraz minimalną sygnału T_{out} dla poszczególnych okresów sygnału.
- J_6 Roczny koszt pracy Drycoolera dla badanych przypadków (€) - wartość J_2 pomnożona przez ilość wystąpień w ciągu roku

Na podstawie danych historycznych opracowano charakterystykę opisującą pobór energii elektrycznej P_{DC} w funkcji prędkości obrotowej wentylatorów ω_{real} (wykres 9.1) oraz na podstawie aproksymowanego równania 9.1, wyznaczono przebieg czasowy P_{DC} (wykres 9.2c).



Rysunek 9.1: Zależność $P_{DC}(\omega)$

$$P_{DC} = 0,000495 * (0,1 * \omega_{real})^{2,582} \quad (9.1)$$

Wykorzystując informację o postaci krzywej oraz dane o ω (rysunek 9.2a) możliwe było rzutowanie ω na P_{DC} . Uzyskano tym samym wykres przebiegu P_{DC} (rysunek 9.2c).

Sumując po czasie przebieg P_{DC} uzyskano przebieg E_{DC} (patrz równanie 9.2).

$$E_{DC} = \sum_{i=1}^n P_{DCi} \quad (9.2)$$

Koszt pracy Drycoolera wynika z ilości zużytej energii E_{DC} .

Kluczowy element decydujący o sterowaniu w poszczególnych trybach pracy FC i CP stanowił regulator rozmyty zaprojektowany indywidualnie na podstawie analizy danych historycznych. Miał on zdefiniowane cztery wejścia: T_{in} , T_{out} , \dot{T}_{in} , \dot{T}_{out} . Dla wejścia T_{in} zaprojektowano dwie funkcje przynależności: $T_{in}LOW$ oraz $T_{in}HIGH$, a dla wejścia T_{out} trzy funkcje: $T_{out}LOW$, $T_{out}OK$, $T_{out}HIGH$. Dla każdego z sygnałów pochodnych temperatury (\dot{T}_{in} oraz \dot{T}_{out}) przewidziano po dwie funkcje przynależności, co wynikowo daje funkcje $\dot{T}_{in}LOW$, $\dot{T}_{in}HIGH$, $\dot{T}_{out}LOW$, $\dot{T}_{out}HIGH$. Baza reguł wiążąca funkcje przynależności opisywała sposób generowania sterowania dla poszczególnych stanów. Szczegółowy opis architektury regulatora zawarto w rozdziale 7.

9.4 Wyniki i ich omówienie

Należy podkreślić, że głównym powodem do zaproponowania nowej strategii sterowania był fakt, iż regulator Reg1 pracował poprawnie wyłącznie w stanie ustalonym systemu chłodniczego, problemy pojawiały się podczas przełączania się systemu chłodniczego pomiędzy trybami pracy. Z tego powodu do porównania regulatorów wybrano momenty przełączania pomiędzy trybami pracy.

Ze względu na fakt, iż regulator rozmyty stanowi nową, indywidualną konfigurację w dalszej części pracy zostanie omówione szczegółowo jego działanie z uwzględnieniem wpływu poszczególnych reguł na wynik sterowania oraz skutki ekonomiczne.

9.4.1 Porównanie pracy regulatorów po przełączeniu systemu z trybu FC w tryb CP

Celem było porównanie pracy regulatora starego typu (Reg1) z regulatorem nowego typu (Reg2) bezpośrednio po przełączeniu systemu chłodniczego z trybu FC w tryb CP, aby porównanie było możliwie oraz jak najbardziej miarodajne, wybrano dane, dla których przebiegi T_{ext} były jak najbardziej zbliżone do siebie (wykres 9.2b).

W obu przypadkach przebieg T_{ext} miał charakter monotonicznie rosnący od wartości 12°C do 16,0 ÷ 16,5°C w badanym okresie czasu.

Przełączanie systemu chłodniczego pomiędzy trybami pracy jest związane ze zmianą dynamiki regulowanego układu. Regulacja oparta o regulator Reg1 generowała pojawianie się oscylacji w systemie po przełączeniu z trybu FC w tryb CP, czego efekt można zaobserwować analizując przebieg sygnału sterującego ω (patrz wykres 9.2a).

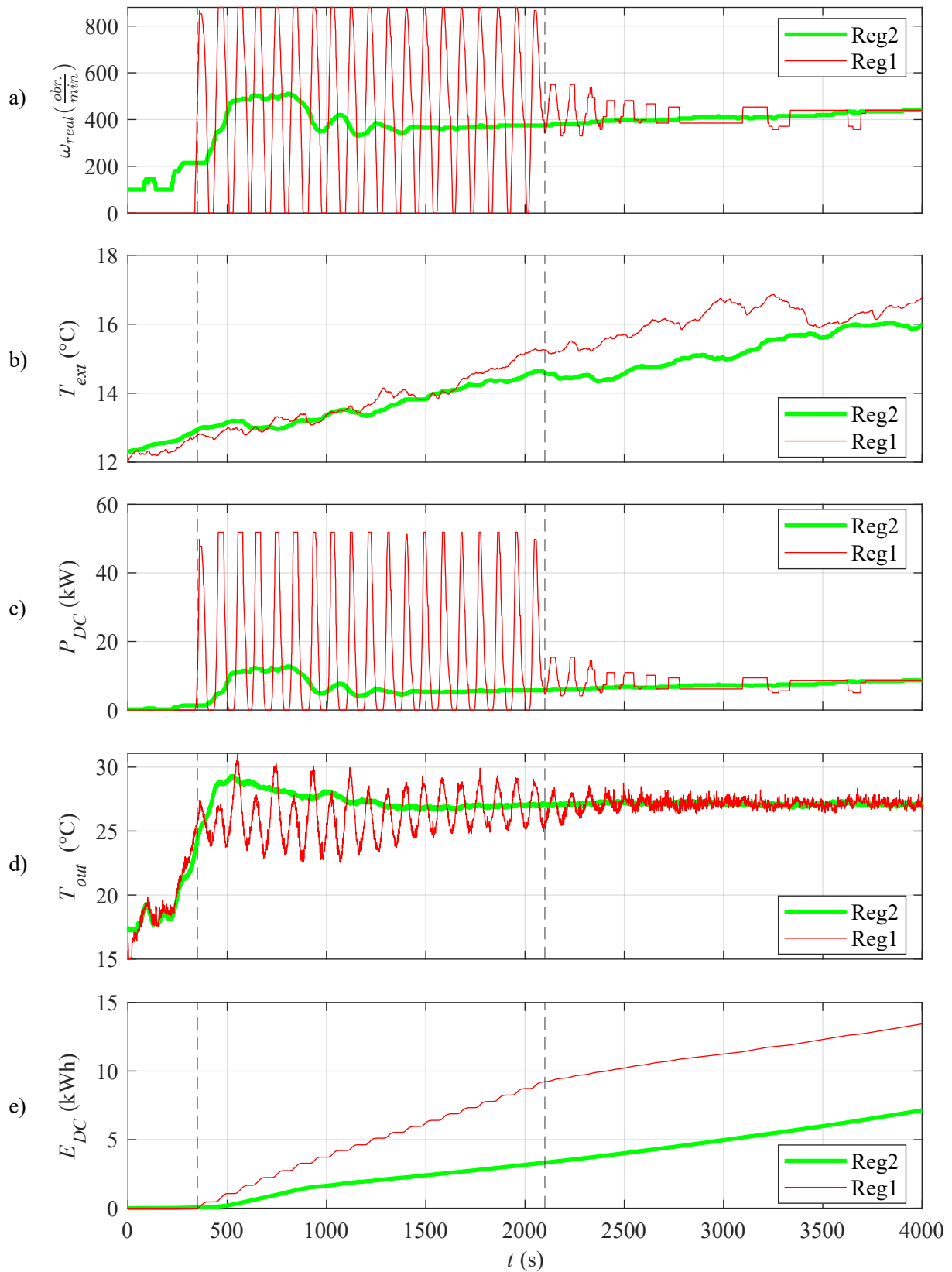
Porównując prędkość obrotową wentylatorów ω dla obu wariantów sterowania można zauważyć, że regulator Reg2 nie generuje oscylacji w przeciwieństwie do regulatora Reg1. Dynamika regulacji jest odmienna, znacznie bardziej łagodna.

Z punktu widzenia procesu interesujący jest efekt regulacji, czyli uzyskany w obu przypadkach przebieg T_{out} . Dane prezentuje wykres 9.2d.

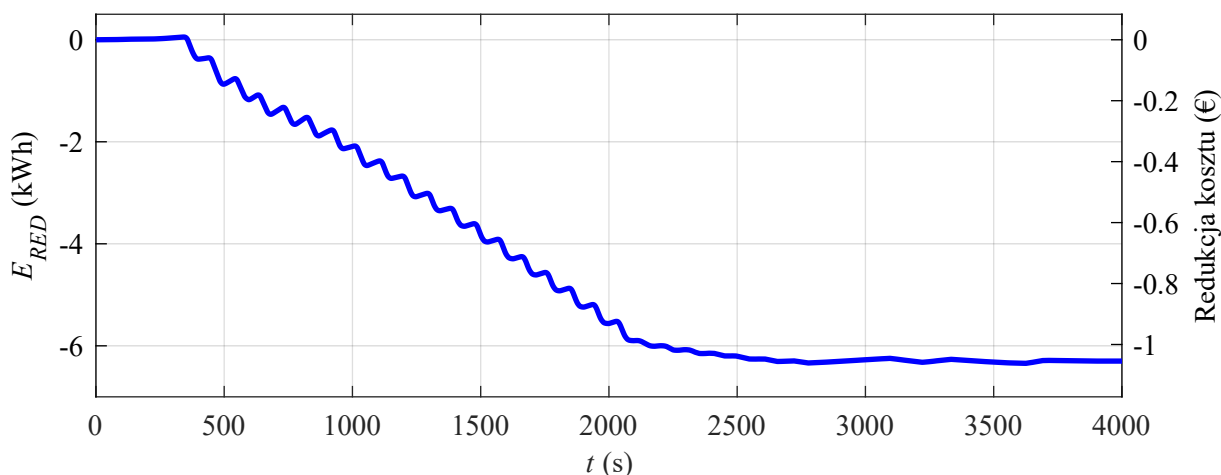
Wyraźnie widać, że regulacja z wykorzystaniem Reg2 przyniosła lepsze rezultaty. Osiągnięto mniejsze przeregulowania, brak oscylacji oraz krótszy czas osiągnięcia wartości zadanej wynoszącej 27°C. Z technicznego punktu widzenia zmiana typu regulatora z regulatora Reg1 na Reg2 przyniosła poprawę wskaźników jakości we wszystkich aspektach dotyczących uzyskanego T_{out} .

Regulator Reg2 pozwolił na zredukowanie maksymalnej wartości P_{DC} z 51,9 kW do 12,7 kW (o 76%). Charakter przebiegu P_{DC} w początkowej fazie sterowania jest również zupełnie inny w obu badanych przypadkach. Dopiero o czasie 2800 sekund oba przebiegi osiągają podobne wartości. Choć i tak wartość P_{DC} w przypadku regulatora Reg2 zmienia się bardziej spokojnie, zaś przy regulatorze Reg1, pomimo ustania oscylacji regulacja nadal jest prowadzona w sposób gwałtowny i skokowy.

Wykres 9.2e, E_{DC} możemy podzielić na trzy obszary. Pierwszy od czasu 0 sekund do 350 sekund gdzie E_{DC} w obu przypadkach pozostaje w okolicach 0 kWh. Od chwili 350 sekund E_{DC} zaczyna wyraźnie rosnąć. Z tym, że w przypadku regulatora Reg1 rośnie gwałtowniej niż w przypadku regulatora Reg2. Do-



Rysunek 9.2: Parametry Drycoolera po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb CP



Rysunek 9.3: Przebieg E_{RED} po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb CP

datkowo, widoczny jest wpływ oscylacji na fluktuacje E_{DC} w przypadku regulatora Reg1. Od 2100 sekund nachylenie obu przebiegów staje się podobne.

Największą stratę energii, regulator Reg1 wykazywał w przedziale czasu od 350 sekund do 2100 sekund (w momencie gdy w układzie występowały oscylacje). Finalnie po czasie 4000 sekund od przełączenia trybu pracy system z regulatorem Reg1 zużył 13,4 kWh energii elektrycznej, a system z regulatorem rozmytym 7,1 kWh. Różnica w zużyciu energii elektrycznej wyniosła 6,3 kWh, co przekłada się na redukcję zużycia energii elektrycznej o 47%.

Aby bardziej uwidocznić różnicę w zużytej w obu przypadkach ilości energii elektrycznej przygotowano wykres 9.3 prezentujący przebieg E_{RED} .

Z analizy wykresu wynika, że największą część redukcji zużycia energii (6 kWh) uzyskano od czasu 350 sekund do 2100 sekund. Zakładając koszt 1 kWh energii elektrycznej wynoszący 0,1674 €, po prawej stronie wykresu zaznaczono oś redukcji kosztu energii elektrycznej.

Finalnie uzyskano oszczędność w kwocie 1,05 € podczas jednego przełączenia. W ciągu 2022 roku przełączeń systemu chłodniczego z trybu FC w tryb CP wykonano 144. Można więc szacować, że opracowanie nowego typu regulatora pozwoliło w ciągu roku wygenerować oszczędności w kwocie 151,2 € wynikające z bardziej optymalnego prowadzenia procesu sterowania bezpośrednio po przełączeniu systemu z trybu FC w tryb CP.

9.4.2 Porównanie pracy regulatorów po przełączeniu systemu z trybu CP w tryb FC

Analogicznie, jak w poprzednim rozdziale analizę, przygotowano również dla momentu przełączenia się systemu chłodniczego z trybu CP w tryb FC. Wybrano miarodajne (o podobnym przebiegu T_{ext}) dane do porównania. Przebieg T_{ext} dla obu wybranych fragmentów przedstawia wykres 9.4b. W obu przypadkach temperatura maleje z 10,5°C do 8,8°C.

Zachowanie regulatorów po przełączeniu w tryb FC jest odmienne od tego omawianego w poprzednim rozdziale. Inna jest dynamika regulacji systemu. Zarówno regulator Reg1 jak i Reg2 nie wykazują tendencji o generowania oscylacji w sygnale ω (wykres 9.4a).

Analizując wykres ω można zauważyć dwie kluczowe różnice pomiędzy pracą regulatorów. Pierwsza związana jest z odmiennie ustawioną maksymalną wartością ω . Dla regulatora Reg1 wynosi ona $880 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$, a dla regulatora Reg2 $780 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$. Druga różnica, wynikająca po części z pierwszej, to większa dynamika zmiany ω przez regulator Reg1, skutkująca chwilowym przeregulowaniem w okolicach 3300 sekundy. Regulator Reg1 dłużej o 550 sekund utrzymywał maksymalną wartość ω , która dodatkowo była o $100 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$ większa od maksymalnej wartości ω dla regulatora Reg2. W efekcie doszło do sytuacji, gdzie regulator Reg1 gwałtownie obniżył prędkość obrotową generując jednocześnie przeregulowanie ω do wartości $480 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$. Amplituda sygnału ω dla regulatora Reg1 wynosiła $400 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$ a dla regulatora Reg2 jedynie $260 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$. Co więcej, z eksploatacyjnego punktu widzenia, przebieg ω dla regulatora Reg2 jest bardziej optymalny i to z wielu przyczyn. Po pierwsze, w przypadku wykorzystania regulatora Reg2 nie dochodzi od zatrzymania wentylatorów. Kręcą się one przez cały czas z prędkością nie mniejszą niż $100 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$. Osiągnięte prędkości maksymalne są niższe, dynamika zmian prędkości obrotowej jest niższa (prędkość obrotowa zmienia się bardziej łagodnie), nie obserwujemy skokowej zmiany prędkości, zmiana odbywa się w sposób płynny. Te wszystkie elementy przekładają się na poprawę warunków eksploatacji wentylatorów, a tym samym na przedłużenie ich żywotności. Biorąc pod uwagę cenę pojedynczego wentylatora na poziomie 1500 €, jak również faktu, że w Drycoolerze jest ich 20 sztuk, przedłużenie ich trwałości wiąże się ze znacznymi oszczędnościami finansowymi.

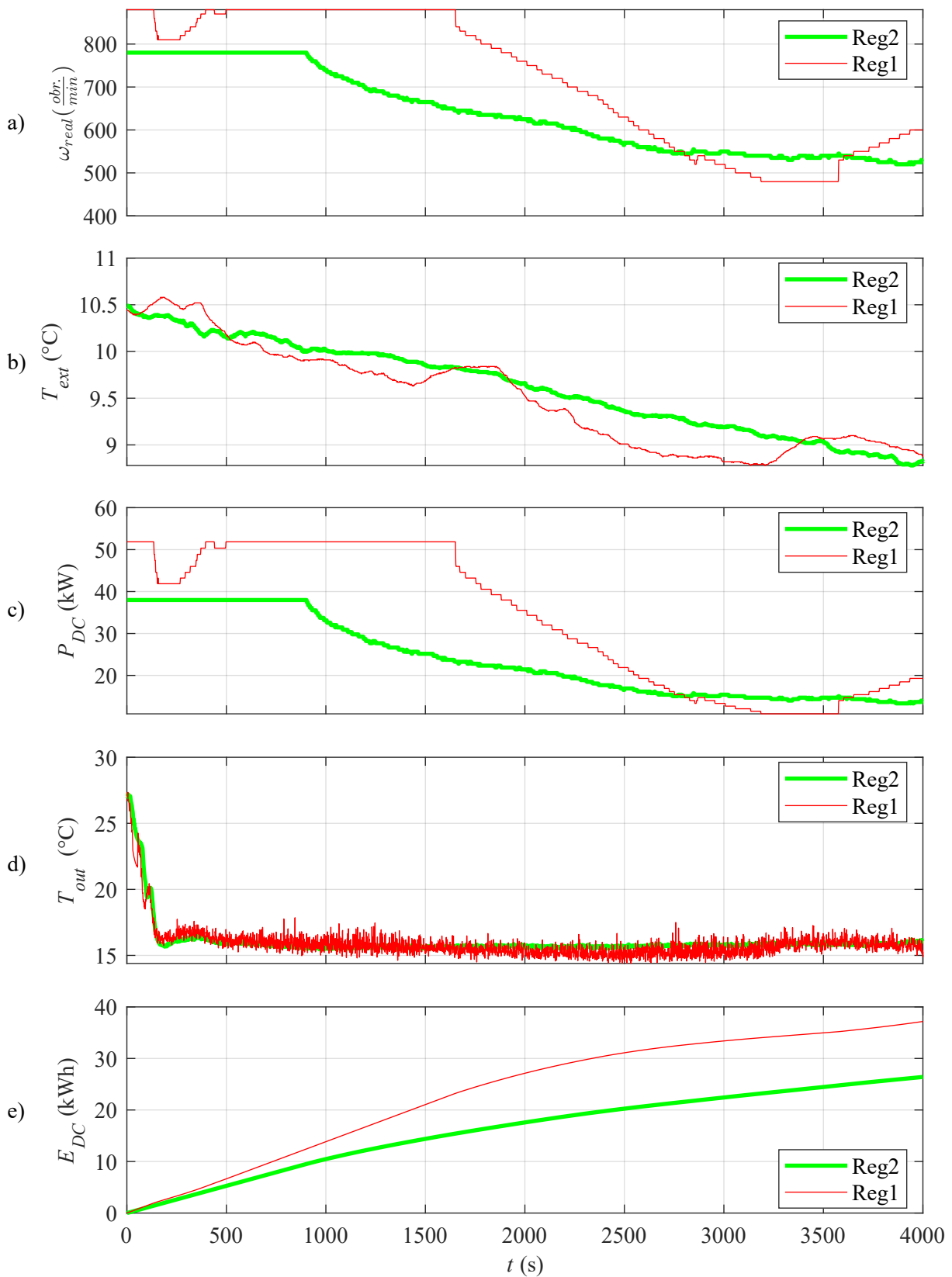
Przebiegi T_{out} (wykres 9.4d) są podobne w obu przypadkach. Jednak dla regulatora Reg1 obserwujemy większe przeregulowanie ujemne w okresie pomiędzy 1500 sekund a 3200 sekund, wynikające ze zbyt długim utrzymywaniem przez regulator Reg1 maksymalnej prędkości obrotowej wentylatorów, a następnie zbyt długim czasem odcałkowania wartości ω .

Na podstawie danych o ω wygenerowano przebiegi P_{DC} (wykres 9.4c). Widoczne jest znaczące ograniczenie poboru P_{DC} przy maksymalnym sterowaniu ω przy wykorzystaniu regulatora Reg2. Maksymalnie obracające się z prędkością $780 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$ wentylatory pobierają 38 kW mocy, gdzie wentylatory sterowane przez regulator Reg1 przy $880 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$ pobierają aż 52 kW. Obniżenie maksymalnej dopuszczalnej wartości ω o $100 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$ (z $880 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$ do $780 \frac{\text{obr.}}{\text{min}}$) pozwoliło więc obniżyć maksymalne P_{DC} o 14 kW (o 27%).

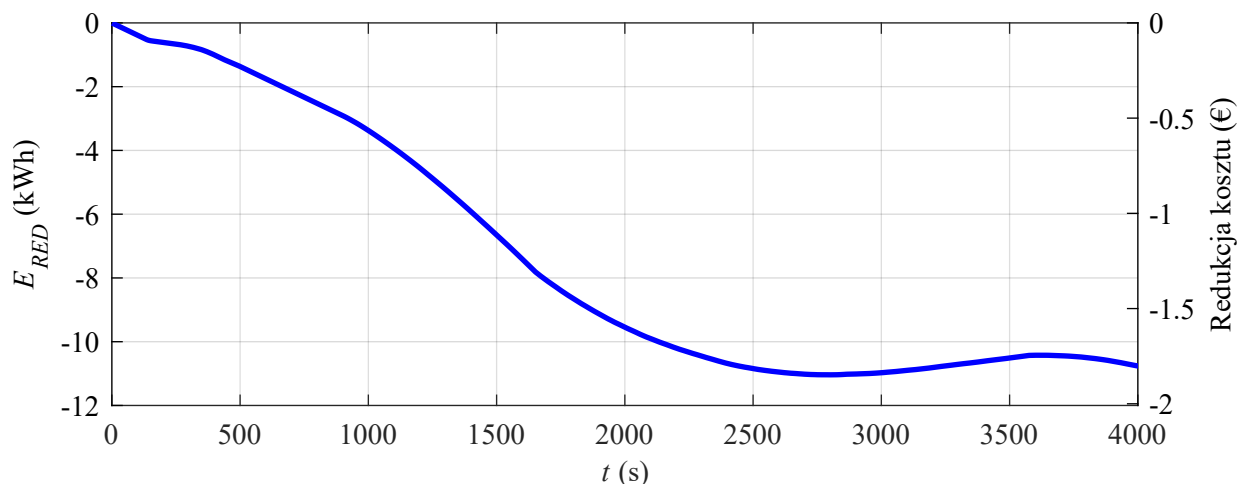
Przebieg E_{DC} (wykres 9.4e) pokazuje, że największe ograniczenie zużycia energii elektrycznej ma miejsce w jego pierwszej połowie (do 2000 sekund). Jest to efekt obniżenia maksymalnej wartości ω oraz krótszego czasu jej utrzymywania przez regulator Reg2. Finalnie przy sterowaniu z wykorzystaniem regulatora Reg1 Drycooler zużył 37 kWh a przy sterowaniu w oparciu o regulator Reg2 26,5 kWh (osiągnięto redukcję o 10,5 kW czyli o 28%).

W czasie pierwszych 2000 sekund uzyskujemy E_{RED} wynoszącą 9,5 kWh. W drugiej połowie wykresu 9.5 wartość E_{RED} ta utrzymuje się na poziomie 11 kWh.

Finalnie, wykres 9.5 prezentuje oszczędności na poziomie 1,8 € po przełączeniu systemu z trybu CP w tryb FC. W ciągu roku 2022 przełączeń systemu chłodniczego z trybu CP w tryb FC było 144. Można więc szacować, że opracowanie nowego typu regulatora pozwoliło w ciągu roku wygenerować oszczędności w kwocie 259,2 € wynikające z bardziej optymalnego prowadzenia procesu sterowania bezpośrednio po przełączeniu systemu z trybu CP w tryb FC.



Rysunek 9.4: Parametry Drycoolera po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb FC



Rysunek 9.5: Przebieg E_{RED} po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb FC

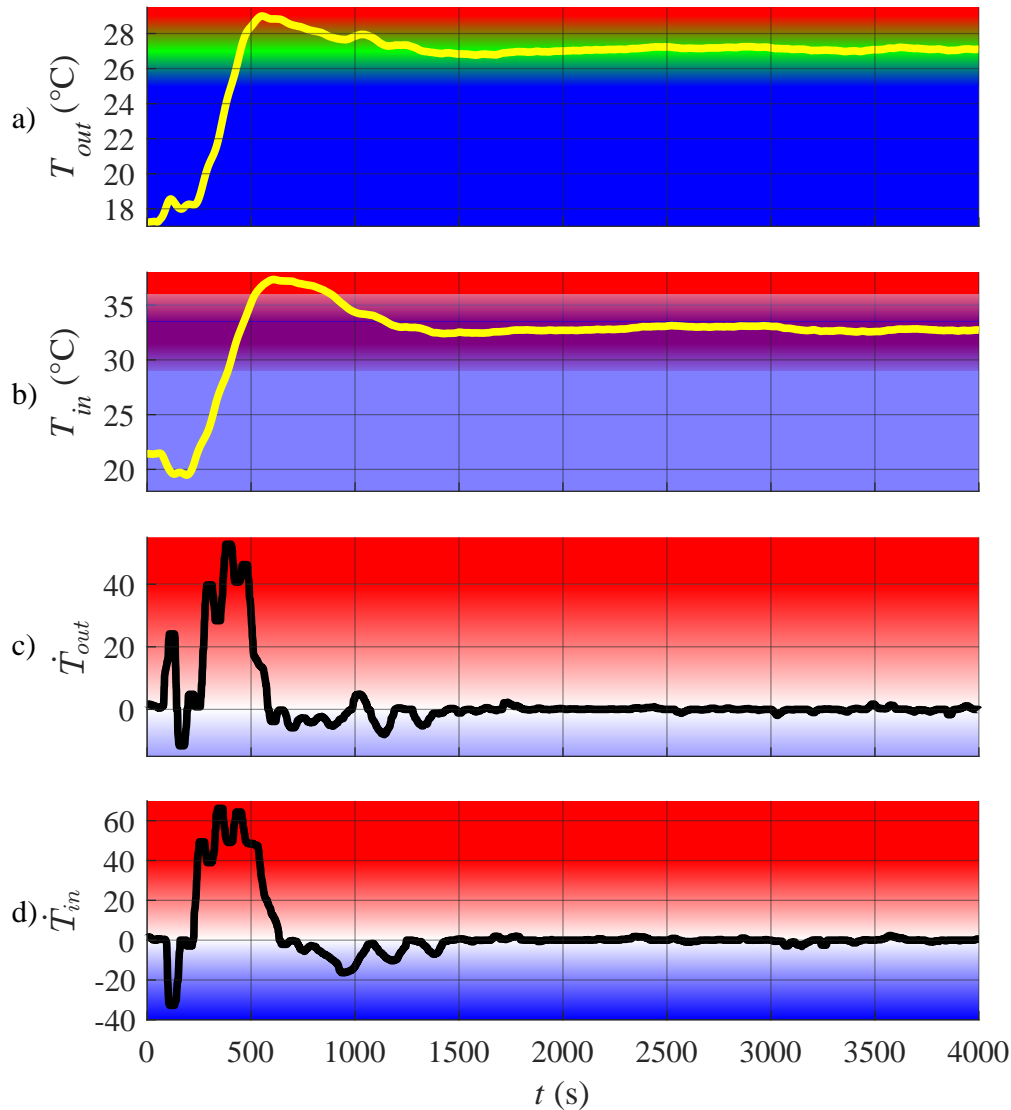
Przeprowadzona do tej pory analiza, wykazała, że największą redukcję zużycia energii elektrycznej uzyskano bezpośrednio po przełączeniu systemu chłodniczego pomiędzy trybami pracy, gdy dynamika zmian temperatur w systemie chłodniczym była największa. W tych warunkach regulator Reg2 wypracował lepsze sterowanie od regulatora Reg1. Elementem regulatora Reg2, który odpowiadał w największym stopniu za sterowanie w omawianych warunkach był regulator rozmyty.

Aby pokazać jak wyglądała jego praca, omówione zostaną szczegółowo przebiegi sygnałów wejściowych do regulatora rozmytego wraz z pokazaniem pracy poszczególnych reguł regulatora rozmytego, osobno dla trybu pracy FC oraz CP z uwagi na fakt, że parametry regulatora rozmytego różniły się w zależności od trybu pracy.

9.4.3 Analiza pracy regulatora rozmytego będącego częścią regulatora Reg2 w trybie CP

Przebiegi sygnałów wejściowych regulatora rozmytego prezentuje wykres 9.6. Niebieskim kolorem zaznaczono wartości, dla których aktywna jest funkcja przynależności o oznaczeniu LOW, czerwonym kolorem funkcja o oznaczeniu HIGH, a kolorem zielonym o oznaczeniu OK.

T_{out} (patrz wykres 9.6a), bezpośrednio po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb CP, ma wartość $17,3^{\circ}\text{C}$. Jest ona znacznie niższa od zadanej temperatury 27°C . Celem regulatora jest jak najszybsze podniesienie jej do wartości zadanej 27°C , a jednocześnie ograniczenie przeregulowania do nie więcej niż 29°C . W czasie 430 sekund temperatura przekracza wartość 26°C przy której przestaje być aktywna funkcja przynależności $T_{out}LOW$, a staje się aktywna funkcja $T_{out}OK$. Przy 480 sekundach temperatura przekracza 28°C , funkcja $T_{out}OK$ staje się nieaktywna, aktywuje się funkcja $T_{out}HIGH$. W czasie 850 sekund funkcja $T_{out}OK$ aktywuje się ponownie i pozostaje aktywna aż do końca analizowanego przedziału czasu.



Rysunek 9.6: Przebieg sygnałów wejściowych regulatora rozmytego po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb CP

T_{in} (patrz wykres 9.6b) początkowo ma wartość 21,4°C. Aktywna jest funkcja $T_{in}LOW$. Następnie, po jej chwilowym spadku poniżej 20°C, rośnie i przekracza wartość 29°C w czasie 390 sekund. Tym samym przy pozostającej całej czasie aktywnej funkcji $T_{in}LOW$, aktywna staje się również funkcja $T_{in}HIGH$ (obszary funkcji $T_{in}LOW$ oraz $T_{in}HIGH$ nachodzą na siebie w zakresie od 29°C do 36°C). W czasie 520 sekund temperatura przekracza wartość 36°C, tym samym funkcja $T_{in}LOW$ staje się nieaktywna (funkcja $T_{in}HIGH$ pozostaje aktywna). Po osiągnięciu wartości maksymalnej 37,3°C, wartość temperatury spada. W czasie 885 sekund spada poniżej 36°C, co powoduje ponowną aktywację funkcji $T_{in}LOW$. Od tego momentu, do końca analizowanego przedziału czasu, pozostają aktywne obie funkcje przynależności $T_{in}LOW$ oraz $T_{in}HIGH$.

\dot{T}_{out} (patrz wykres 9.6c) początkowo osiąga wartość w okolicy 0. Dla wartości 0 obie funkcje przynależności $\dot{T}_{out}LOW$ oraz $\dot{T}_{out}HIGH$ są nieaktywne, następnie wartość pochodnej zmienia się, raz osiągając wartości dodatnie a innym razem ujemne. Dla wartości dodatnich aktywna jest funkcja przynależności

$\dot{T}_{out}HIGH$ a dla ujemnych $\dot{T}_{out}LOW$. Po czasie 1500 sekund wartość stabilizuje się w okolicach 0 aż do końca analizowanego przedziału czasu.

\dot{T}_{in} (patrz wykres 9.6d), uogólniając zachowuje się podobnie jak \dot{T}_{out} . Zakresy funkcji przynależności $\dot{T}_{in}LOW$ oraz $\dot{T}_{in}HIGH$ są analogiczne jak dla funkcji przynależności dotyczących \dot{T}_{out} .

Regulator rozmyty dla trybu CP, będący częścią regulatora Reg2 zawierał 16 reguł, które odnosiły się do czterech wejść regulatora rozmytego: T_{in} , T_{out} , \dot{T}_{in} , \dot{T}_{out} .

Aby pokazać udział poszczególnych reguł w procesie sterowania przygotowano wykres nr 9.7, prezentujący wartości najistotniejszych reguł w badanym przedziale czasowym.

Reguła nr 1, aktywna gdy zarówno T_{in} jak i T_{out} są niskie, skutkuje obniżeniem sterownia ω aby umożliwić szybszy wzrost i osiągnięcie zadanej wartości T_{out} . Była jedną z najdłużej aktywnych reguł w początkowym czasie sterowania, aż do 400 sekundy. Poprawiła dynamikę wzrostu T_{out} w początkowej fazie sterowania. Przeciwdziałała ona również zbędnym, w tym zakresie czasu, wzrostom ω , co przełożyło się na utrzymanie w tym czasie ω na minimalnym i stałym poziomie. Dzięki tej regule, ograniczono zużycie energii elektrycznej jak również starty energii cieplnej.

Reguła nr 2 dotyczy sytuacji, gdy wydajność Drycoolera jest większa od wydajności nominalnej. Aktywowała się ona od 450 sekundy, gdy konieczne było ponadnormatywne zwiększenie ω , aby sprawnie obniżyć wartość T_{out} , która przekroczyła wartość zadaną. Reguła pozostawała aktywna do 1100 sekundy, gdy T_{out} zbliżyła się do wartości zadanej. Pozwoliła na chwilowe zwieszenie współczynnika wymiany ciepła Drycoolera ponad poziom nominalny. W wyniku czego uzyskano chwilowy wzrost ilości rozpraszanej energii cieplnej do otoczenia.

Reguły nr 3 do nr 6 oraz nr 15 były aktywne stosunkowo krótko (około 50 sekund), pomiędzy 400 a 500 sekundą. Następnie reguły nr 5 i 6 aktywowały się po 1100 sekundzie, a więc gdy T_{out} osiągnęła wartość zadaną, T_{in} ustabilizowała się na wartości dla której zarówno funkcja $T_{in}LOW$ jak i $T_{in}HIGH$ były aktywne. Reguła nr 5 powoduje zwiększenie ω a reguła nr 6 jej obniżenie. Finalnie więc, obie reguły skompensowały się na wzajem.

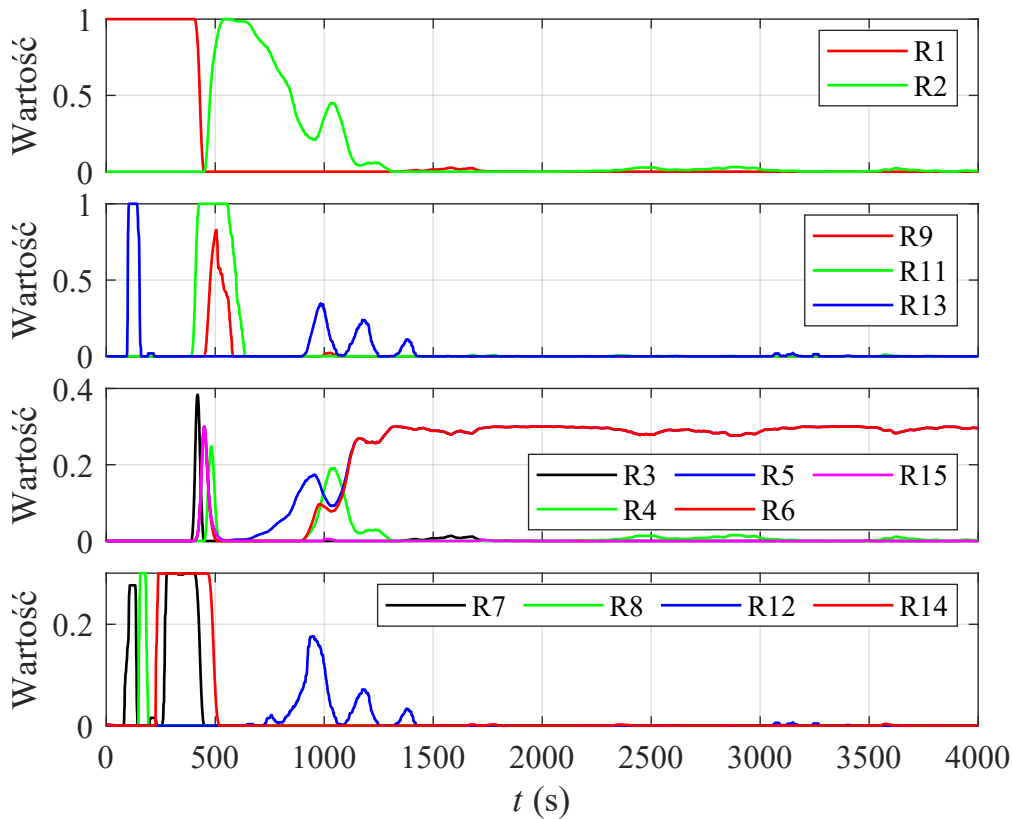
Reguły nr 7 do 16 brały już pod uwagę pochodne sygnałów temperatury a więc ich dynamikę.

Reguła nr 7 działała, gdy T_{out} była niska, ale rosła szybko (wysoka \dot{T}_{out}). Przeciwdziałała obniżeniu ω , pomimo iż T_{out} była niska, ponieważ przy szybkim jej wzroście, spodziewane było osiągnięcie w niedługim czasie wartości zadanej, jak również możliwe szybkie jej przekroczenie w górę. Przyczyniła się ona do ograniczenia przeregulowania T_{out} , a tym samym ograniczyła starty energii elektrycznej, potrzebnej do szybkiego obniżenia temperatury po przeregulowaniu.

Reguły nr 9 i 11 aktywowały się w podobnym zakresie czasu. Dotyczyły sytuacji, gdy T_{out} oraz T_{in} były wysokie, a dodatkowo szybko rosły (wysokie \dot{T}_{out} oraz \dot{T}_{in}). Miało to miejsce pomiędzy 400 a 600 sekundą, gdy mieliśmy do czynienia z pierwszą fazą przeregulowania. Reguły pozwoliły zwiększyć ω , a tym samym również przyczyniły się do ograniczenia przeregulowania.

Reguła nr 13 zadziałała pomiędzy 100 a 150 sekundą, gdy T_{in} była w okolicach 18°C oraz doszło do jej chwilowego gwałtownego obniżenia.

Reguła nr 14 była aktywna pomiędzy 200 a 500 sekundą, gdy T_{in} była niska lecz szybko rosła (wysoka \dot{T}_{in}). Przeciwdziałała ona obniżeniu ω pomimo niskiej T_{in} , ponieważ spodziewany był jej szybki wzrost.



Rysunek 9.7: Aktywność reguł regulatora rozmytego podczas pracy w trybie CP

Finalnie, wykres 9.7 prezentujący udział poszczególnych reguł w procesie sterowania prezentuje się następująco:

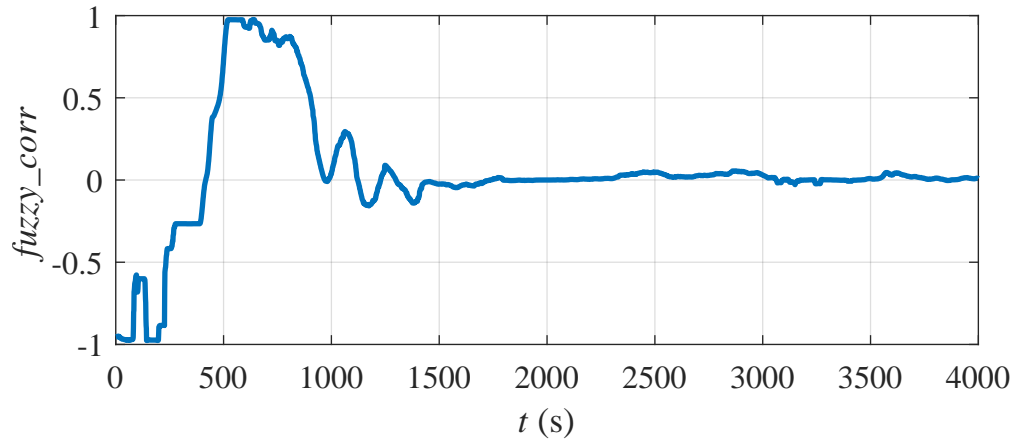
Rezultat pracy regulatora rozmytego w trybie CP prezentuje wykres nr 9.8, przedstawiający wartość wyjściową regulatora (korekta ω). Największa dynamika zmian temperatur miała miejsce do 1500 sekundy, co przekładało się na intensywną pracę regulatora rozmytego w zakresie od 0 do 1500 sekundy. Do 400 sekundy regulator obniżał ω , co pozwoliło na szybsze osiągnięcie zadanej wartości T_{out} . Pomiędzy 400 a 1000 sekundą zwiększał ω , co ograniczyło przeregulowanie, jak również przyspieszyło obniżenie T_{out} do wartości zadanej. Pomiędzy 1000 a 1500 sekundą regulator kompensował pojawiające się oscylacje temperatury, aby po 1500 sekundzie je zniwelować. Maksymalna wartość wyjścia regulatora po 1500 sekundzie nie przekroczyła 0,06, co w praktyce oznacza, że regulator ustabilizował swoją pracę w okolicach 0. Tym samym staje się nieaktywny przy pracy układu w stanie ustalonym.

9.4.4 Analiza pracy regulatora rozmytego będącego częścią regulatora Reg2 w trybie FC

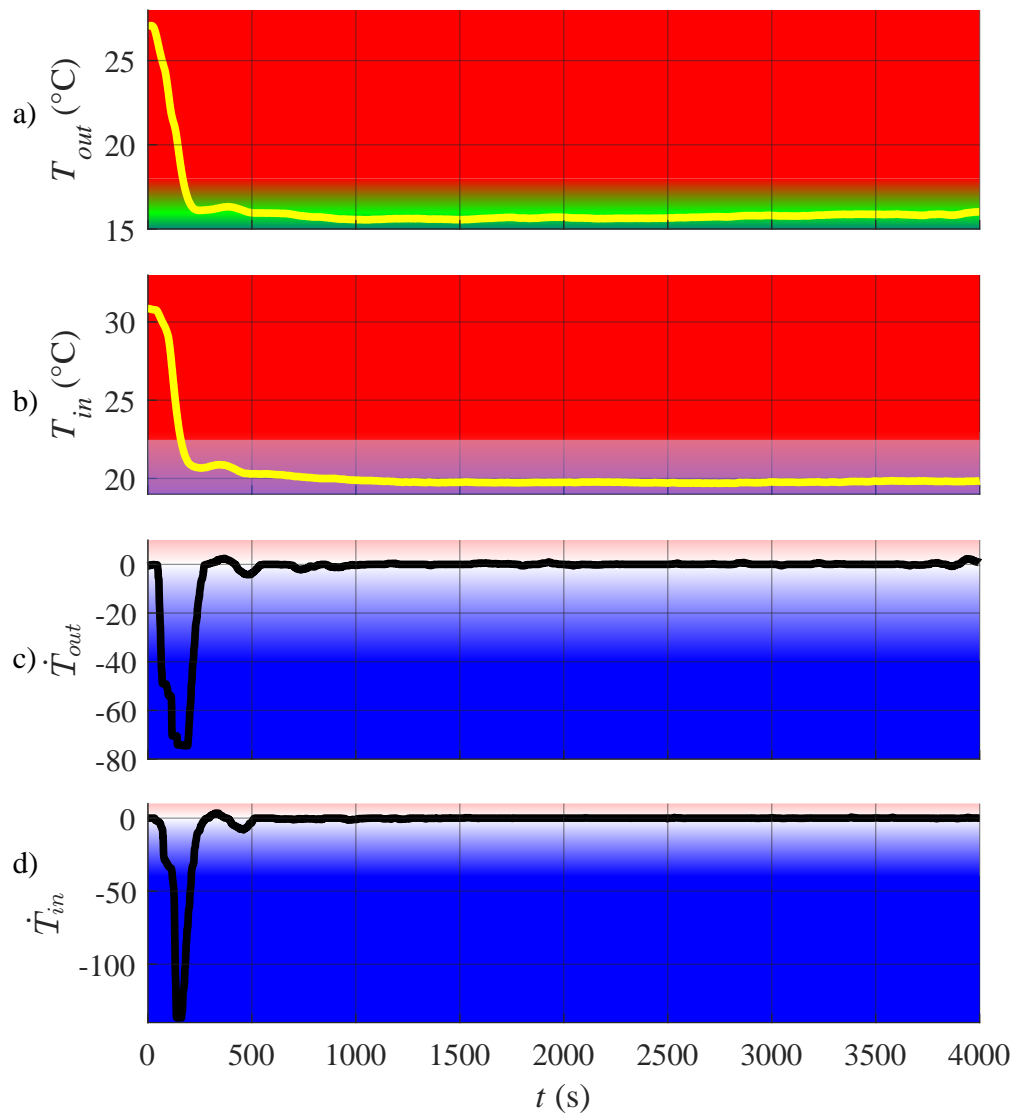
Regulator rozmyty dla trybu FC posiadał te same wejścia co regulator dla trybu CP. Funkcje przynależności były również te same, choć o zmienionych zakresach temperatur.

Przebiegi sygnałów wejściowych do regulatora rozmytego dla trybu FC prezentuje wykres 9.9. Oznaczenia kolorów pozostały analogiczne jak dla trybu CP.

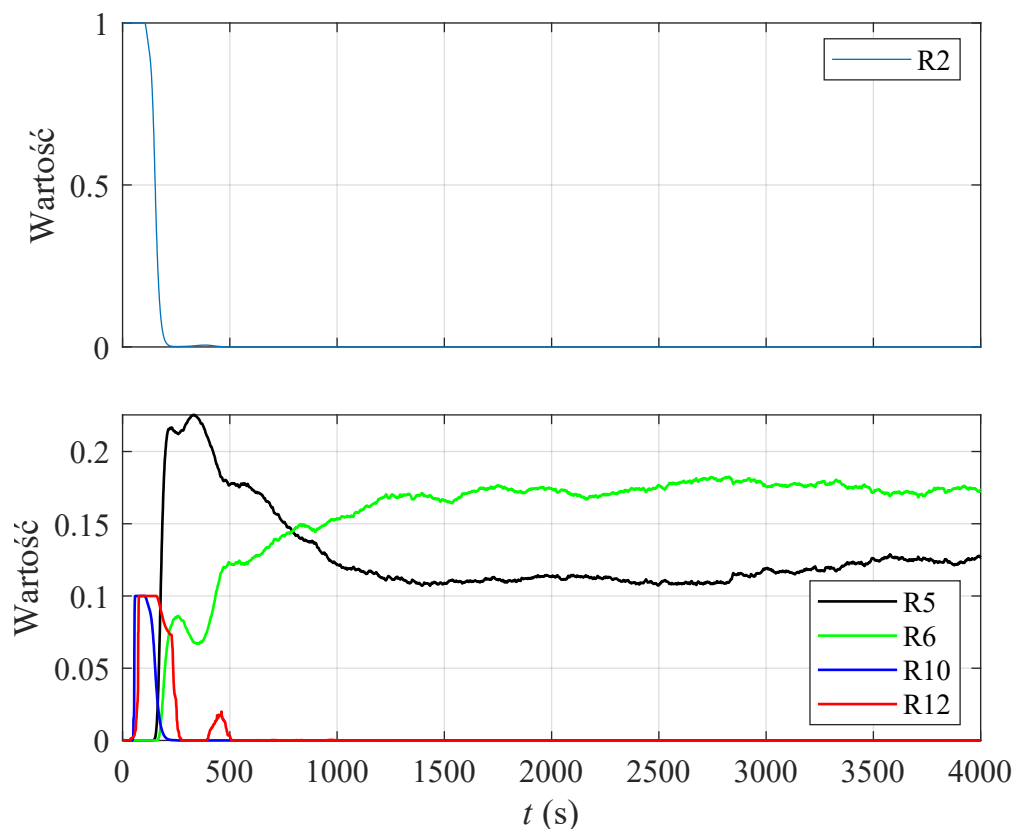
Funkcje przynależności dla T_{out} zawierały się w następujących przedziałach: do 14°C $T_{out}LOW$, od 14°C do 18°C $T_{out}OK$ i od 18°C $T_{out}HIGH$. Po przełączeniu temperatura wyjściowa gwałtownie spadła



Rysunek 9.8: Wyjście regulatora rozmytego podczas pracy w trybie CP



Rysunek 9.9: Przebieg sygnałów wejściowych regulatora hybrydowego po przełączeniu systemu chłodniczego w tryb FC



Rysunek 9.10: Aktywność reguł regulatora rozmytego podczas pracy w trybie FC

z zakresu $T_{out}HIGH$ do zakresu $T_{out}OK$. Poniżej $18^{\circ}C$ spadła w czasie 180 sekund, tym samym przechodząc do zakresu $T_{out}OK$.

Wartość T_{in} również gwałtownie obniżyła się w początkowym czasie regulacji. Poniżej $23^{\circ}C$ spadła w czasie 160 sekund, tym samym aktywując jednocześnie reguły $T_{in}LOW$ oraz $T_{in}HIGH$.

Przebieg \dot{T}_{out} charakteryzuje gwałtownym spadkiem poniżej $-70^{\circ}C/s$ pomiędzy 50 a 270 sekundą. Następnie stabilizuje się w okolicach $0^{\circ}C/s$.

Przebieg \dot{T}_{in} wygląda podobnie jak temperatury wyjściowej, z tym że spadek wartości osiąga $-137^{\circ}C/s$.

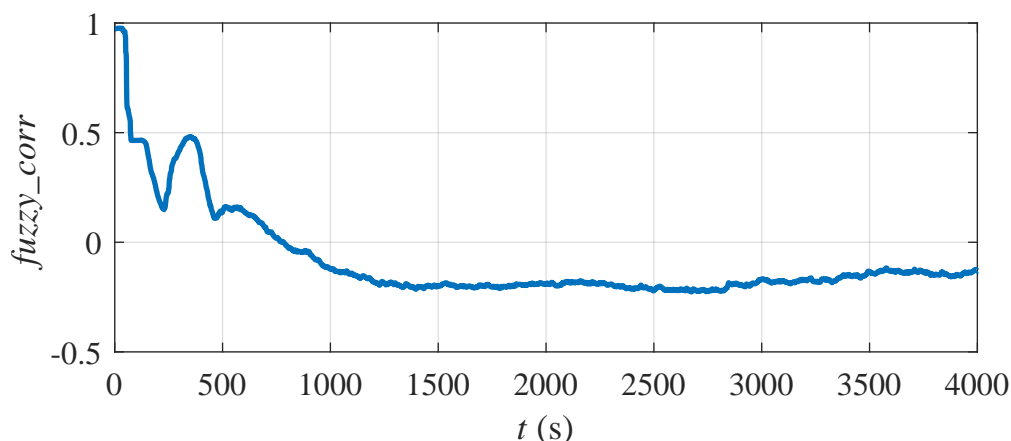
Regulator rozmyty dla trybu FC, będący częścią regulatora Reg2 zawierał 14 reguł.

Aby pokazać udział poszczególnych reguł w procesie sterowania przygotowano wykres 9.10 prezentujący wartości najbardziej znaczących reguł w badanym przedziale czasowym.

Reguł, które brały udział w procesie regulacji było 5 z 14.

Reguła nr 2 była aktywna do 180 sekundy, a więc w przedziale czasu gdy zarówno T_{in} oraz T_{out} były wysokie. Rezultatem reguły było zwiększenie ω . Spowodowała ona chwilowe zwiększenie współczynnika wymiany ciepła Drycoolera, wynikiem było utrzymanie w tym zakresie czasowym stałej, maksymalnej wartości ω . Drycooler pracował z maksymalną wydajnością energetyczną, oddając w możliwie największym stopniu energię cieplną do otoczenia.

Reguły nr 5 i 6 aktywowały się od 170 sekundy i pozostały aktywne do końca analizowanego okresu czasu. Były aktywne ponieważ wartość T_{out} zawierała się w przedziale $T_{out}OK$, a temperatura wejściowa



Rysunek 9.11: Wyjście regulatora rozmytego podczas pracy w trybie FC

jednocześnie w przedziale $T_{in}LOW$ oraz $T_{in}HIGH$. Jedna reguła odpowiadała za zwiększanie ω a druga za jej zmniejszanie, co finalnie powodowało, że efekt pracy reguł się zniósł.

Reguła nr 10 działała krótko, pomiędzy 50 a 170 sekundą, gdy T_{out} była wysoka a jednocześnie szybko spadała. Przeciwdziałała podniesieniu ω pomimo wysokiej wartości T_{out} , ponieważ spodziewane było szybkie obniżenie. Dzięki tej regule, nie doszło do znacznego przeregulowania poniżej zadanej wartości T_{out} , co pozwoliło ograniczyć zużycie energii elektrycznej.

Reguła nr 12 działa na zasadzie analogicznej do reguły nr 12, lecz dotyczyła T_{in} .

Rezultat pracy regulatora rozmytego w trybie FC prezentuje wykres wartości wyjściowej (korekty prędkości obrotowej). Największa dynamika zmian temperatur miała miejsce do 1000 sekundy, co przekładało się na intensywną, w tym okresie pracę regulatora rozmytego.

Do 800 sekund regulator zwiększał ω , aby przyspieszyć osiągnięcie zadanej wartości T_{out} , następnie po 800 sekundzie zaczął zmniejszać ω , ponieważ T_{out} spadła poniżej zadanej wartości.

9.5 Wnioski

W efekcie modernizacji systemu chłodniczego osiągnięto redukcję ilości energii elektrycznej potrzebnej do wygenerowania 1MWh energii chłodniczej o 65% (z 122,46 kWh do 43,38 kWh). W roku 2022 omawiany system chłodniczy wyprodukował 12 790 MWh energii chłodniczej. Tym samym zredukowano zapotrzebowanie na energię elektryczną o 1011,4 MWh. Średnia roczna cena energii elektrycznej w Polsce w pierwszej połowie 2022 roku wynosiła 167,4 € za 1MWh. Roczna oszczędność kosztów zakupu energii elektrycznej wyniosła więc 169 k€. Prognozowany czas zwrotu inwestycji wyniósł 2,4 roku. Zredukowano również emisję CO₂ o 674 ton CO₂ w ciągu roku [12]. Opisana modernizacja systemu chłodniczego spełniła założenia zarówno dotyczące ograniczenia wydatków na energię elektryczną (o 169 k€ rocznie) oraz ograniczenia emisji CO₂ (o 674 ton CO₂ w ciągu roku). Okres zwrotu inwestycji, na podstawie dotychczasowych wyników, szacowany jest na 2,4 roku.

Tabela 9.1: Porównanie wskaźników jakości regulatora Reg1 i Reg2.

Wskaźnik	Tryb pracy	Reg1	Reg2	Redukcja
J_1 (kWh)	CP	13,4	7,1	6,3
	FC	37,0	26,5	10,5
J_2 (€)	CP	2,24	1,19	1,05
	FC	6,19	4,44	1,76
J_3 (kg)	CP	8,94	4,74	4,2
	FC	24,68	17,68	7,00
J_4 (s)	CP	2497	657	1840
	FC	2909	139	2770
J_5 (°C)	CP	7,6	0,3	7,3
	FC	2,9	0,3	2,6
J_6 (€)	CP	323	171	152
	FC	891	639	252
	CP&FC	1214	810	404

Z punktu widzenia automatyki zrealizowane prace naukowo-badawcze i wdrożeniowe przyniosły skutek w postaci poprawy jakości sterowania oraz wymiernych korzyści ekonomicznych (patrz tabela 9.1). Ocena pracy dedykowanego regulatora Reg2 jest pozytywna. Efektem jego pracy jest brak oscylacji temperaturowych w systemie chłodniczym oraz redukcja zużycia energii elektrycznej w chwilach po przełączeniu systemu chłodniczego pomiędzy trybami pracy. Z ekonomicznego punktu widzenia uzyskano oszczędność w wysokości 404 € na 288 przełączeniach między trybami pracy. W znacznym stopniu przyczyniło się do tego zastosowanie, jako jednego z członów regulatora Reg2, dedykowanego regulatora rozmytego. Komponent regulatora Reg2 jakim jest logika rozmyta działał aktywnie przy dużej dynamice zmian wartości temperatur. W ustalonym stanie pracy układu stawał się on nieaktywny. Ponieważ największe oszczędności energii uzyskano właśnie podczas występowania stanów dynamicznych, można wnioskować że źródłem tych oszczędności jest dedykowany dla każdego z trybów pracy regulator rozmyty. W przeciwieństwie do regulatora Reg1, jest to regulator MISO, który uwzględnia dynamikę pracy Drycoolera biorąc pod uwagę zarówno stan temperatury na wejściu jak i wyjściu z Drycoolera. Pozwala on lepiej prowadzić proces sterowania, nie dopuszcza również do powstania oscylacji temperaturowych w systemie chłodniczym.

Rozdział 10

Podsumowanie

Modernizacja istniejących systemów np. chłodzenia wymaga nie tylko modyfikacji sprzętu i oprogramowania, ale powinna również na etapie projektowania rozważać możliwości i korzyści jakie może przynieść zmiana metody sterowania. Wprowadzenie dedykowanej metody sterownia wymaga dostosowania systemu już na etapie projektowania. Takie podejście wymaga jednak posiadania wysokich kompetencji przez projektanta a także szczegółowej wiedzy eksperckiej dotyczącej konkretnego systemu. Nieocenione są dane historyczne, których analiza pozwala skrócić fazę testów do minimum, a jednocześnie pozwala uzyskać niezawodne rozwiązanie, przynoszące wymierne korzyści w fazie eksploatacyjnej.

Opisany w pracy proces rozwoju systemu chłodniczego pokazuje, że umiejętne połączenie modernizacji sprzętowej z modernizacją systemu automatyki pozwala wykorzystać potencjał nowych urządzeń zarówno w zakresie energooszczędności jak i jakości sterowania.

Autor rozpoczął wieloetapową modernizację systemu chłodniczego od analizy wieloletnich danych historycznych, na podstawie których zaproponował finalnie rozwiązanie sprzętowo-programowe, którego głównym efektem było zwiększenie efektywności systemu chłodniczego. Początkowo opracował i wdrożył dedykowany system załączania rezerwowego agregatu chłodniczego. Następnie, dostrzegając praktycznie niemożliwe do wyeliminowania braki pierwotnego systemu chłodniczego, przystąpił do przeprojektowania rurarzu chłodniczego serwerowni, tak, aby możliwe było podłączenie do niego zaproponowanych przez autora urządzeń: wysokowydajnego Drycoolera oraz energooszczędnego agregatu chłodniczego typu Turbocor. Urządzenia wymagały, do poprawnej pracy (głównie realizacji przełączeń pomiędzy trybami pracy CP i FC) opracowania przez autora dedykowanej strategii sterowania a tym samym opracowania systemu automatyki wraz z układem czujników i elementów wykonawczych oraz programu zarządzającego pracą systemu chłodniczego.

Projekt został zrealizowany przez autora z powodzeniem w wymagającym środowisku produkcyjnym i jest indywidualnym osiągnięciem autora. Pozwolił uzyskać wpływ na moment przełączania się systemu chłodniczego pomiędzy trybami CP i FC (co w system z przed modernizacji nie było możliwe), a tym samym wydłużyć czas pracy w energooszczędnym trybie FC.

Pojawiające się w zmodernizowanym w ramach projektu systemie chłodniczym niepożądane oscylacje temperatury wyjściowej z Drycoolera, były przyczyną dla której autor wykonał identyfikację Drycoolera jako obiektu sterowania. Jako przyczynę powstawania omawianych oscylacji określił regulator temperatury

wyjściowej cieczy z Drycoolera typu PID. Autor zaproponował, opracował i wdrożył zamiast niego dedykowany regulator hybrydowy oparty o zidentyfikowaną nieliniową charakterystykę wydajności Drycoolera oraz regulator rozmyty.

Opracowanie i wdrożenie tego regulatora, możliwe dzięki wieloletniej wiedzy eksperckiej autora o przedmiotowym systemie chłodniczym, wyeliminowało problem oscylacji i tym samym podniosło jakość sterowania. Kolejnym efektem przeprowadzonych przez autora prac było zwiększenie średniorocznego współczynnika efektywności systemu chłodniczego z 8,17 do 23,05 (o 182%), czego skutkiem jest wygenerowanie rocznych oszczędności zużytej przez system chłodniczy energii elektrycznej na poziomie 169k€ oraz redukcja emisji CO₂ o 674 ton rocznie. Ponadto, przy kontynuacji pracy systemu oczekuje się skrócenia, pierwotnie zakładanego, trzyletniego czasu zwrotu inwestycji o 7 miesięcy. Podsumowując, stwierdza się, że zakładane działania zostały zrealizowane, a osiągnięte korzyści przerosły oczekiwania.

Bibliografia

- [1] D.S. Adelekan, O.S. Ohunakin, and B.S. Paul. Artificial intelligence models for refrigeration, air conditioning and heat pump systems. *Energy Reports*, 8:8451–8466, November 2022.
- [2] E.A. Amado, P.S. Schneider, and C.S. Bresolin. Free cooling potential for Brazilian data centers based on approach point methodology. *International Journal of Refrigeration*, 122:171–180, February 2021.
- [3] Haiyun An and Xiaoyan Ma. Dynamic coupling real-time energy consumption modeling for data centers. *Energy Reports*, 8:1184–1192, November 2022.
- [4] Selorm Kwaku Anka, Kwesi Mensah, Samuel Boahen, Tae In Ohm, Yong Cho, Jong Woong Choi, Sung Hoon Choo, Han-Young Kim, and Jong Min Choi. Performance optimization of an air source HVAC system for an internet data center building using the integrated COP method. *Journal of Building Engineering*, 61:105308, December 2022.
- [5] Maria Avgerinou, Paolo Bertoldi, and Luca Castellazzi. Trends in Data Centre Energy Consumption under the European Code of Conduct for Data Centre Energy Efficiency. *Energies*, 10(10):1470, September 2017.
- [6] A. Bello, K.S. Olfe, J. Rodríguez, J.M. Ezquerro, and V. Lapuerta. Experimental verification and comparison of fuzzy and PID controllers for attitude control of nanosatellites. *Advances in Space Research*, page S0273117722004367, May 2022.
- [7] Haiquan Bi, Yuanlong Zhou, Jin Liu, Honglin Wang, and Tao Yu. Load forecast and fuzzy control of the air-conditioning systems at the subway stations. *Journal of Building Engineering*, 49:104029, May 2022.
- [8] Maxim V. Bobyr, Aleksey S. Yakushev, and Aleksandr A. Dorodnykh. Fuzzy devices for cooling the cutting tool of the CNC machine implemented on FPGA. *Measurement*, 152:107378, February 2020.
- [9] Mateusz Borkowski and Adam Krzysztof Piłat. Saving energy and efficiency increase by enabling free-cooling mode for cooling system in data center. *Energy Proceedings*, 23, November 2021. International Conference on Applied Energy, Thailand.
- [10] Mateusz Borkowski and Adam Krzysztof Piłat. Customized data center cooling system operating at significant outdoor temperature fluctuations. *Applied Energy*, 306:117975, January 2022.

- [11] Mateusz Borkowski and Adam Krzysztof Piłat. Energy efficiency increase achieved by dedicated rule-based control of chillers operating in the data center. *Energies*, 15(7):2419, March 2022.
- [12] Mateusz Borkowski and Adam Krzysztof Piłat. Economic assessment of energy conversion and use of electrical energy after data center cooling control system modernization. *in review*, September 2023.
- [13] Mateusz Borkowski and Adam Krzysztof Piłat. Efficiency grow, energy savings, and co2 reduction by modernization and intelligent control cooling system in data center. *in review*, 2023. International Conference on Applied Energy, Qatar.
- [14] Mateusz Borkowski and Adam Krzysztof Piłat. Improved drycooler control by the identified nonlinear cooling characteristics. *in review*, 2023.
- [15] Joost J. Brasz. Increasing the stable operating range of a fixed-geometry variable-speed centrifugal compressor. In *International Compressor Engineering Conference*, 2014.
- [16] Lorenz Brenner, Frank Tillenkamp, Markus Krütli, and Christian Ghiaus. Optimization potential index (OPI): An evaluation method for performance assessment and optimization potential of chillers in HVAC plants. *Applied Energy*, 259:114111, February 2020.
- [17] Aldo Canova, Giuseppe Laudicina, Paolo Lazzeroni, Nicolas Perez-Mora, and Maurizio Repetto. Exploitation and optimal management of free cooling for industrial refrigeration. *Energy Conversion and Management*, 198:111815, October 2019.
- [18] Andreu Carbó, Eduard Oró, Jaume Salom, Mauro Canuto, Mario Macías, and Jordi Guitart. Experimental and numerical analysis for potential heat reuse in liquid cooled data centres. *Energy Conversion and Management*, 112:135–145, March 2016.
- [19] Teresa Castiglione, Sergio Bova, and Mario Belli. A Model Predictive Controller for the Cooling System of Internal Combustion Engines. *Energy Procedia*, 101:582–589, November 2016.
- [20] Xiaoting Chen, Mingzhang Pan, Xiaoya Li, and Ke Zhang. Multi-mode operation and thermo-economic analyses of combined cooling and power systems for recovering waste heat from data centers. *Energy Conversion and Management*, 266:115820, August 2022.
- [21] Howard Cheung and Shengwei Wang. Optimal design of data center cooling systems concerning multi-chiller system configuration and component selection for energy-efficient operation and maximized free-cooling. *Renewable Energy*, 143:1717–1731, December 2019.
- [22] Joe Y.M. Cheung and A. Sooban Kamal. Fuzzy Logic Controller for Industrial Refrigeration Systems. *IFAC Proceedings Volumes*, 30(6):745–750, May 1997.
- [23] Akira Chiba, T. Fukao, O. Ichikawa, M. Oshima, M. Takemoto, and David Dorrell. *Magnetic Bearings and Bearingless Drives*. Elsevier, 01 2005.

- [24] Jinkyun Cho and Yundeok Kim. Improving energy efficiency of dedicated cooling system and its contribution towards meeting an energy-optimized data center. *Applied Energy*, 165:967–982, March 2016.
- [25] Jinkyun Cho, Beungyong Park, and Seungmin Jang. Development of an independent modular air containment system for high-density data centers: Experimental investigation of row-based cooling performance and PUE. *Energy*, 258:124787, November 2022.
- [26] Jinkyun Cho, Joonyoung Yang, Changkeun Lee, and Jinyoung Lee. Development of an energy evaluation and design tool for dedicated cooling systems of data centers: Sensing data center cooling energy efficiency. *Energy and Buildings*, 96:357 – 372, 2015.
- [27] Kyuman Cho, Hyunjae Chang, Yongho Jung, and Yoojung Yoon. Economic analysis of data center cooling strategies. *Sustainable Cities and Society*, 31:234 – 243, 2017.
- [28] Junjie Chu and Xiang Huang. Research status and development trends of evaporative cooling air-conditioning technology in data centers. *Energy and Built Environment*, 4(1):86–110, February 2023.
- [29] Jun Dai, Diganta Das, and Michael Pecht. A multiple stage approach to mitigate the risks of telecommunication equipment under free air cooling conditions. *Energy Conversion and Management*, 64:424–432, December 2012.
- [30] Danfos. *Danfoss Turbocor® Twin-Turbine Centrifugal Compressors*, 2019.
- [31] Mehmet Hakan Demir, Sabri Cetin, Osama Haggag, Habibe Gursoy Demir, William Worek, Jeffrey Premer, and Demis Pandelidis. Independent temperature and humidity control of a precooled desiccant air cooling system with proportional and fuzzy logic + proportional based controllers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 139:106451, December 2022.
- [32] Jiewen Deng, Shi He, Qingpeng Wei, Mei Liang, Zhigang Hao, and Hui Zhang. Research on systematic optimization methods for chilled water systems in a high-rise office building. *Energy and Buildings*, 209:109695, February 2020.
- [33] Jiewen Deng, Qingpeng Wei, Yangyang Qian, and Hui Zhang. Does magnetic bearing variable-speed centrifugal chiller perform truly energy efficient in buildings: Field-test and simulation results. *Applied Energy*, 229:998 – 1009, 2018.
- [34] Jiewen Deng, Qingpeng Wei, Yangyang Qian, and Hui Zhang. Does magnetic bearing variable-speed centrifugal chiller perform truly energy efficient in buildings: Field-test and simulation results. *Applied Energy*, 229:998–1009, November 2018.
- [35] Mahdi Deymi-Dashtebayaz, Sajjad Valipour Namanlo, and Ahmad Arabkoohsar. Simultaneous use of air-side and water-side economizers with the air source heat pump in a data center for cooling and heating production. *Applied Thermal Engineering*, 161:114133, October 2019.

- [36] Lawrence Drojczki and Mieczyslaw Porowski. Outdoor Climate as a Decision Variable in the Selection of an Energy-Optimal Refrigeration System Based on Natural Refrigerants for a Supermarket. *Energies*, 16(8):3375, April 2023.
- [37] Baptiste Durand-Estebe, Cédric Le Bot, Jean Nicolas Mancos, and Eric Arquis. Simulation of a temperature adaptive control strategy for an IWSE economizer in a data center. *Applied Energy*, 134:45–56, December 2014.
- [38] Khosrow Ebrahimi, Gerard F. Jones, and Amy S. Fleischer. A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 31:622–638, March 2014.
- [39] Khosrow Ebrahimi, Gerard F. Jones, and Amy S. Fleischer. A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 31:622 – 638, 2014.
- [40] A.M.F. Fileti, A.J.B. Antunes, F.V. Silva, V. Silveira, and J.A.F.R. Pereira. Experimental investigations on fuzzy logic for process control. *Control Engineering Practice*, 15(9):1149–1160, September 2007.
- [41] I.C. Franco, M. Dall’Agnol, T.V. Costa, A.M.F. Fileti, and F.V. Silva. A neuro-fuzzy identification of non-linear transient systems: Application to a pilot refrigeration plant. *International Journal of Refrigeration*, 34(8):2063–2075, December 2011.
- [42] Yunguang Gao, Changlin Ma, and Tao Wang. Fault diagnosis for cooling dehumidifier based on fuzzy classifier optimized by adaptive genetic algorithm. *Heliyon*, 8(12):e12057, December 2022.
- [43] Xudong Guan, Jin Zhou, Chaowu Jin, Yuanping Xu, and Hengbin Cui. Influence of different operating conditions on centrifugal compressor surge control with active magnetic bearings. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 13(1):824–832, 2019.
- [44] Rohit Gupta, Sahar Asgari, Hosein Moazamigoodarzi, Douglas G. Down, and Ishwar K. Puri. Energy, exergy and computing efficiency based data center workload and cooling management. *Applied Energy*, 299:117050, October 2021.
- [45] Rohit Gupta and Ishwar K. Puri. Waste heat recovery in a data center with an adsorption chiller: Technical and economic analysis. *Energy Conversion and Management*, 245:114576, October 2021.
- [46] Xiaojuan Han, Zhiguo Mu, and Zuran Wang. Optimization control and economic evaluation of energy storage combined thermal power participating in frequency regulation based on multivariable fuzzy double-layer optimization. *Journal of Energy Storage*, 56:105927, December 2022.
- [47] Zongwei Han, Da Xue, Haotian Wei, Qiang Ji, Xiaoqing Sun, and Xiuming Li. Study on operation strategy of evaporative cooling composite air conditioning system in data center. *Renewable Energy*, 177:1147–1160, November 2021.

- [48] Mohamad Hnayno, Ali Chehade, Henryk Klaba, Hadrien Bauduin, Guillaume Polidori, and Chadi Maalouf. Performance analysis of new liquid cooling topology and its impact on data centres. *Applied Thermal Engineering*, 213:118733, August 2022.
- [49] M. Hosoz, H.M. Ertunc, and H. Bulgurcu. An adaptive neuro-fuzzy inference system model for predicting the performance of a refrigeration system with a cooling tower. *Expert Systems with Applications*, 38(11):14148–14155, October 2011.
- [50] Seok Kwon Jeong, Chang Ho Han, Li Hua, and Wahyu Kunto Wibowo. Systematic design of membership functions for fuzzy logic control of variable speed refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 142:303–310, September 2018.
- [51] Chaoqiang Jin, Xuelian Bai, Chao Yang, Wangxin Mao, and Xin Xu. A review of power consumption models of servers in data centers. *Applied Energy*, 265:114806, May 2020.
- [52] Shu-Qi Jin, Nan Li, Fan Bai, Yu-Jie Chen, Xiang-You Feng, Hao-Wei Li, Xiao-Ming Gong, and Wen-Quan Tao. Data-driven model reduction for fast temperature prediction in a multi-variable data center. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 142:106645, March 2023.
- [53] Ilhan Keskin and Gurkan Soykan. Optimal cost management of the CCHP based data center with district heating and district cooling integration in the presence of different energy tariffs. *Energy Conversion and Management*, 254:115211, February 2022.
- [54] M. Killian, B. Mayer, and M. Kozek. Cooperative fuzzy model predictive control for heating and cooling of buildings. *Energy and Buildings*, 112:130–140, January 2016.
- [55] Piotr Kowalski and Mieczyslaw Porowski. Decision Making Model of Data Center Chilled Water Cooling System. *CIEPŁOWNICTWO, OGRZEWNICTWO, WENTYLACJA*, 1(3):26–35, March 2016.
- [56] Yuting Liu, Xu Yang, Junming Li, and Xudong Zhao. Energy savings of hybrid dew-point evaporative cooler and micro-channel separated heat pipe cooling systems for computer data centers. *Energy*, 163:629–640, November 2018.
- [57] Chao Lyu, Guangming Chen, Shuiquan Ye, and Yueqin Liu. Enclosed aisle effect on cooling efficiency in small scale data center. *Procedia Engineering*, 205:3789–3796, 2017.
- [58] Xiaoli Ma, Cheng Zeng, Zishang Zhu, Xudong Zhao, Xin Xiao, Yousef Golizadeh Akhlaghi, and Samson Shittu. Real life test of a novel super performance dew point cooling system in operational live data centre. *Applied Energy*, 348:121483, October 2023.
- [59] Muhammad Haiqal Bin Mahbod, Chin Boon Chng, Poh Seng Lee, and Chee Kong Chui. Energy saving evaluation of an energy efficient data center using a model-free reinforcement learning approach. *Applied Energy*, 322:119392, September 2022.
- [60] Luca Castellazzi Maria Avgerinou, Paolo Bertoldi. Trends in data centre energy consumption under the european code of conduct for data centre energy efficiency. *Energies*, 10:1470, 2017.

- [61] Ghazal Mohsenian, Sadegh Khalili, Mohammad Tradat, Yaman Manaserh, Srikanth Rangarajan, Anuroop Desu, Dushyant Thakur, Kourosh Nemati, Kanad Ghose, and Bahgat Sammakia. A novel integrated fuzzy control system toward automated local airflow management in data centers. *Control Engineering Practice*, 112:104833, July 2021.
- [62] C. Montagud-Montalvá, E. Navarro-Peris, T. Gómez-Navarro, X. Masip-Sanchis, and C. Prades-Gil. Recovery of waste heat from data centres for decarbonisation of university campuses in a Mediterranean climate. *Energy Conversion and Management*, 290:117212, August 2023.
- [63] Multistack. *MagLev Flooded Chillers*, 2010.
- [64] Chayan Nadjahi, Hasna Louahlia, and Stéphane Lemasson. A review of thermal management and innovative cooling strategies for data center. *Sustainable Computing: Informatics and Systems*, 19:14–28, 2018.
- [65] Quanwen Pan, Jiajie Peng, and Ruzhu Wang. Application analysis of adsorption refrigeration system for solar and data center waste heat utilization. *Energy Conversion and Management*, 228:113564, January 2021.
- [66] C. H. Park, S. K. Choi, and S. Y. Ham. Design and control for hybrid magnetic thrust bearing for turbo refrigerant compressor. In *2011 IEEE International Conference on Automation Science and Engineering*, pages 792–797, Aug 2011.
- [67] A. Pilat. Analytical modeling of active magnetic bearing geometry. *Applied Mathematical Modelling*, 32:3805–3816, 2010.
- [68] A. Pilat. *Active magnetic levitation systems*. AGH University of Science and Technology Press, 2013.
- [69] D.A. Rodríguez-Valderrama, J.M. Belman-Flores, D. Hernández-Fusilier, D.M. Pardo-Cely, M.A. Gómez-Martínez, and S. Méndez-Díaz. Implementation of fuzzy control in a domestic refrigerator considering the influence of the thermal load. *International Journal of Refrigeration*, 149:23–34, December 2023.
- [70] Hamza Salih Erden. Comprehensive energy and economic assessment of CRAH bypass method in air-cooled data centers. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 52:102120, August 2022.
- [71] Parantapa Sawant, Eric Ho, and Jens Pfafferott. Application and analysis of a model based controller for cooling towers in compression chiller plants. *Heliyon*, 6(2):e03249, February 2020.
- [72] Md. Shahneoug Shuvo, Fardin Ishtiaq, Tousif Jamee, Jayanto Das, and Sumon Saha. Analysis of internal cooling system in a vented cavity using P, PI, PID controllers. *Results in Engineering*, 15:100579, September 2022.
- [73] F.V. Silva, L.C. Neves Filho, and V. Silveira. Experimental evaluation of fuzzy controllers for the temperature control of the secondary refrigerant in a liquid chiller. *Journal of Food Engineering*, 75(3):349–354, August 2006.

- [74] Vijay Singh, Jyotirmay Mathur, and Aviruch Bhatia. A comprehensive review: Fault detection, diagnostics, prognostics, and fault modeling in HVAC systems. *International Journal of Refrigeration*, 144:283–295, December 2022.
- [75] Devendra Somwanshi, Mahesh Bundele, Gaurav Kumar, and Gajal Parashar. Comparison of Fuzzy-PID and PID Controller for Speed Control of DC Motor using LabVIEW. *Procedia Computer Science*, 152:252–260, 2019.
- [76] Hao Tian, Zhiguang He, and Zhen Li. A combined cooling solution for high heat density data centers using multi-stage heat pipe loops. *Energy and Buildings*, 94:177–188, May 2015.
- [77] Rob Turnbull and Tariq Muneer. A Two Year Comparison of Energy and CO₂ Emissions of an Industrial Refrigeration Plant after the Installation of a Waste Heat Recovery System. *Energy Procedia*, 161:251–258, March 2019.
- [78] Fu Wang, Victor Nian, Pietro E. Campana, Jakub Jurasz, Hailong Li, Li Chen, Wen-Quan Tao, and Jinyue Yan. Do ‘green’ data centres really have zero CO₂ emissions? *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 53:102769, October 2022.
- [79] Lei Wang, Yasuko Sakurai, and David E. Claridge. Optimize a chilled-water plant with magnetic-bearing variable speed chillers. *ASHRAE Transactions*, 126(1):1–11, 2020.
- [80] Siqi Wang, Rang Tu, Xianzhong Chen, Xu Yang, and Kun Jia. Thermal performance analyses and optimization of data center centralized-cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 222:119817, March 2023.
- [81] Xianling Wang, Qiaowei Wen, Jingxuan Yang, Jinwei Xiang, Zhangyuan Wang, Chuangbin Weng, Fucheng Chen, and Siming Zheng. A review on data centre cooling system using heat pipe technology. *Sustainable Computing: Informatics and Systems*, 35:100774, September 2022.
- [82] Yijun Wang, Xinqiao Jin, and Xing Fang. Rapid evaluation of operation performance of multi-chiller system based on history data analysis. *Energy and Buildings*, 134:162–170, January 2017.
- [83] Tilahun Weldcherkos, Ayodeji Olalekan Salau, and Aderajew Ashagrie. Modeling and design of an automatic generation control for hydropower plants using Neuro-Fuzzy controller. *Energy Reports*, 7:6626–6637, November 2021.
- [84] Xueyuan Wu, Shuangquan Shao, and Nevzat Akkurt. Investigation on application of plate-tube evaporative condensating technology for data centres in the northwest of China. *Energy Reports*, 9:4713–4720, December 2023.
- [85] Shiwen Xie, Yongfang Xie, Fanbiao Li, Zhaohui Jiang, and Weihua Gui. Hybrid fuzzy control for the goethite process in zinc production plant combining type-1 and type-2 fuzzy logics. *Neurocomputing*, 366:170–177, November 2019.

- [86] Yong Yang, Bo Wang, and Qinbin Zhou. Energy Saving Analysis of Free Cooling System in the Data Center. *Procedia Engineering*, 205:1815–1819, 2017.
- [87] Yong Yang, Bo Wang, and Qinbin Zhou. Energy saving analysis of free cooling system in the data center. *Procedia Engineering*, 205:1815 – 1819, 2017. 10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, ISHVAC2017, 19-22 October 2017, Jinan, China.
- [88] Jung-In Yoon, Seung-Moon Baek, Jeong-Ho Heo, Young-Min Kim, and Chang-Hyo Son. A study on design for free cooling system using dry cooler. *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, 38(9):1027–1031, November 2014.
- [89] Se Young Yoon, Zongli Lin, Chris Goynes, and Paul E. Allaire. Control of compressor surge with active magnetic bearings. In *49th IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, pages 4323–4328, 2010.
- [90] Hainan Zhang, Shuangquan Shao, Changqing Tian, and Kunzhu Zhang. A review on thermosyphon and its integrated system with vapor compression for free cooling of data centers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81:789–798, January 2018.
- [91] Hainan Zhang, Shuangquan Shao, Hongbo Xu, Huiming Zou, and Changqing Tian. Free cooling of data centers: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 35:171–182, July 2014.
- [92] Qingxia Zhang, Zihao Meng, Xianwen Hong, Yuhao Zhan, Jia Liu, Jiabao Dong, Tian Bai, Junyu Niu, and M. Jamal Deen. A survey on data center cooling systems: Technology, power consumption modeling and control strategy optimization. *Journal of Systems Architecture*, 119:102253, October 2021.
- [93] X. Zhang, T. Lindberg, N. Xiong, V. Vyatkin, and A. Mousavi. Cooling Energy Consumption Investigation of Data Center IT Room with Vertical Placed Server. *Energy Procedia*, 105:2047–2052, May 2017.
- [94] Feng Zhou, Chuancheng Wei, and Guoyuan Ma. Development and analysis of a pump-driven loop heat pipe unit for cooling a small data center. *Applied Thermal Engineering*, 124:1169–1175, September 2017.
- [95] Tomasz Łokietek, Sławomir Jaszczak, and Piotr Nikończuk. Optimization of control system for modified configuration of a refrigeration unit. *Procedia Computer Science*, 159:2522–2532, 2019.