

Podgrzew wstępny c.w.u. z instalacji PV w węźle ciepłowniczym dwufunkcyjnym – korzyść lokalna a parametry pracy sieci ciepłowniczej

Preheating of domestic hot water using a PV installation in a dual-function district heating substation – local benefit versus operating parameters of the district heating network

GRZEGORZ BARTNICKI, MARCIN KLIMCZAK

DOI: 10.17512/INSTAL.2026.09.02

W pracy oceniono ilościowo wpływ wykorzystania energii z lokalnej instalacji fotowoltaicznej do wstępnego podgrzewania wody zasilającej wymiennik ciepłej wody użytkowej na parametry pracy węzła ciepłowniczego dwufunkcyjnego oraz współpracującej z nim sieci ciepłowniczej. Analizę przeprowadzono w kroku godzinowym dla trzydziestu kolejnych dni lipca 2025 r., na podstawie danych pomiarowych poboru c.w.u. z rzeczywistego budynku wielorodzinnego. Profil produkcji został oparty na danych rzeczywistych instalacji fotowoltaicznej o mocy 6,56 kWp, przeskalowanych do analizowanej mocy 40 kWp. Do analiz wykorzystano zastępczy model wymiennika opracowany na podstawie danych doborowych SWEP SSP™. Porównano cztery scenariusze pracy węzła ciepłowniczego, zestawione w dwie pary o identycznej architekturze instalacji odbiorczej: bez obiegu cyrkulacyjnego S1 (bez podgrzewu wstępnego) i S2 (z podgrzewem) oraz z obiegiem cyrkulacyjnym S1a (bez podgrzewu wstępnego) i S3 (z podgrzewem). Zasymlowano 74,2% dostępnej energii fotowoltaicznej. Podgrzew wstępny obniżył średni przepływ po stronie sieci o 27,8% w układzie bez cyrkulacji i o 21,7% w układzie z cyrkulacją, przy redukcji poboru ciepła z sieci odpowiednio o 35,8% i 31,5%. Przyrost średniej, ważonej przepływem temperatury powrotu wyniósł 5,4 K bez cyrkulacji i 5,2 K z cyrkulacją, a suma stopniogodzin ponad temperaturę odniesienia wzrosła w ujęciu ważonym przepływem o 5,6% i 0,3%. Efekt podgrzewu wstępnego jest zatem praktycznie niezależny od obecności obiegu cyrkulacyjnego, a jego koszt systemowy pozostaje niewielki. Wnioski dotyczą jednego węzła ciepłowniczego w warunkach miesiąca letniego.

Słowa kluczowe: węzeł ciepłowniczy dwufunkcyjny, podgrzew wstępny ciepłej wody użytkowej, instalacja fotowoltaiczna, temperatura powrotu w sieci ciepłowniczej, bilans energetyczny budynku

This paper quantitatively assesses the impact of using energy from a local photovoltaic installation to preheat the water supplied to a domestic hot water heat exchanger on the operating parameters of a dual-function district heating substation and the connected district heating network. The analysis was conducted at an hourly time step over thirty consecutive days in July 2025, using measured domestic hot water draw-off data from an actual multi-family building. The photovoltaic generation profile was based on measured data from a 6.56 kWp installation and scaled to the analysed capacity of 40 kWp. A surrogate heat-exchanger model developed from SWEP SSP™ sizing data was used. Four operating scenarios were compared in two pairs with identical consumer-side configurations: without a circulation loop, S1 (no preheating) and S2 (with preheating), and with a circulation loop, S1a (no preheating) and S3 (with preheating). In both pairs, 74.2% of the available photovoltaic energy was utilized. Preheating reduced the average network-side flow rate by 27.8% without circulation and by 21.7% with circulation, while heat drawn from the network decreased by 35.8% and 31.5%, respectively. The flow-weighted average return temperature increased by 5.4 K without circulation and by 5.2 K with circulation, whereas the flow-weighted sum of degree-hours above the reference temperature increased by 5.6% and 0.3%, respectively. The effect of preheating was therefore practically independent of the presence of a circulation loop, while its system-level cost remained small. The conclusions apply to a single district heating substation under summer operating conditions.

Keywords: dual-function district heating substation, domestic hot water preheating, photovoltaic installation, district heating return temperature, building energy balance

Grzegorz Bartnicki ORCID: 0000-0002-4482-6950, Autor korespondencyjny: e-mail: grzegorz.bartnicki@pwr.edu.pl; Marcin Klimczak ORCID: 0000-0001-7498-1663, e-mail: marcin.klimczak@pwr.edu.pl; Katedra Klimatyzacji, Ogrzewnictwa, Gazownictwa i Ochrony Powietrza, Politechnika Wrocławska, Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław, Polska

Data zgłoszenia: 29.07.2026. Data przyjęcia: 10.08.2026. Data publikacji: 22.09.2026

Wprowadzenie

Transformacja energetyczna, oparta na rosnącym udziale odnawialnych źródeł energii, prowadzi do szybkiego rozwoju wytwarzania rozproszonego po stronie odbiorców końcowych. Instalacje zlokalizowane bezpośrednio w budynkach będą w przyszłości łączone w większe układy sterowane wspólną logiką lub przez jednego operatora [15, 25]. Budynek przestaje być biernym odbiorcą ciepła i energii elektrycznej, a staje się lokalnym węzłem energii, w którym zachodzi wytwarzanie, magazynowanie oraz konwersja różnych nośników energii. Koncepcję tę formalizuje w literaturze model węzła energetycznego (ang. energy hub) [17]. W takiej architekturze szczególnie znaczenia nabierają węzły ciepłownicze dwufunkcyjne, łączące system ciepłowniczy z instalacją odbiorczą budynku w zakresie centralnego ogrzewania oraz przygotowania ciepłej wody użytkowej (c.w.u.).

Integracja instalacji fotowoltaicznych z odbiorem elektrycznym budynku wymaga inwerterów utrzymujących parametry sieci, a wobec zmienności produkcji często również kosztownych magazynów energii. Pojawiają się przy tym problemy związane z lokalną nadwyżką produkcji, przeciążeniem sieci i okresowym ograniczaniem źródeł. Autokonsumpcja jest kluczowa dla opłacalności mikroinstalacji, a jej zwiększenie zmniejsza obciążenie sieci elektroenergetycznej [16]. Elastycznym sposobem zagospodarowania nadwyżek jest konwersja energii elektrycznej na ciepło (ang. power-to-heat), wskazywana jako efektywne kosztowo narzędzie integracji OZE i dekarbonizacji ogrzewnictwa [1, 3]. W układach przygotowania c.w.u. sterowane kierowanie nadwyżki PV do elektrycznego podgrzewu wody istotnie zwiększa autokonsumpcję i ogranicza eksport energii do sieci [27]. Wariant szczególnie prosty technicznie, określany w dalszej części pracy terminem podgrzew wstępny (ang. preheating), polega na podniesieniu temperatury wody doprowadzanej do wymiennika c.w.u. energią elektryczną z instalacji PV, bezpośrednio w strumieniu przepływu, bez zbiornika buforowego i bez magazynu elektrycznego.

Przygotowanie c.w.u. odpowiada za znaczący udział w zapotrzebowaniu na ciepło w budynkach mieszkalnych, a jego wiarygodna ocena wymaga uwzględnienia charakterystycznej zmienności sezonowej, dobowej i tygodniowej profili rozbiór [7, 8]. W okresie letnim, gdy obciążenie węzła ciepłowniczego sprowadza się do przygotowania c.w.u., wzorce dobowe wynikają głównie z zachowań użytkowników, natomiast zmienność sezonowa jest

zdominowana przez warunki pogodowe [9]. Na efektywną temperaturę wody doprowadzanej do wymiennika oraz na temperaturę powrotu do sieci wpływa przy tym obieg cyrkulacyjny, którego straty ciepła w budynkach wielorodzinnych często przekraczają wartości projektowe [11].

Z punktu widzenia systemu ciepłowniczego kluczowym parametrem oceny pracy węzła ciepłowniczego jest temperatura powrotu. Jej obniżenie zwiększa sprawność źródeł ciepła, ogranicza straty przesyłowe i poprawia warunki wykorzystania alternatywnych źródeł, co czyni ją jednym z centralnych kryteriów efektywności sieci [10, 21, 22]. Analizy energetyczno-egzergetyczne sieci niskotemperaturowych potwierdzają, że niska temperatura powrotu zmniejsza straty bezwzględne i zwiększa rozpiętość temperatur [2, 13], a dążenie do niskich temperatur pracy stanowi rdzeń koncepcji ciepłownictwa czwartej i piątej generacji [6, 26]. Szerszą rolę systemów ciepłowniczych w gospodarce opartej na OZE omówiono w literaturze przeglądowej [14, 20]. Podgrzew wstępny poprawia lokalny bilans energetyczny budynku — ogranicza zapotrzebowanie na ciepło z sieci i zmniejsza wymagany przepływ po stronie pierwotnej — jednak ten sam mechanizm może podnosić temperaturę powrotu i zwiększać straty przesyłowe. Rozbieżność między korzyścią lokalną a kosztem systemowym jest charakterystyczna dla prosumentów w sieciach ciepłowniczych [5] oraz dla zagadnienia elastyczności systemów ciepłowniczych [23].

Ilościowa ocena tego kompromisu wymaga wiarygodnego odwzorowania pracy wymiennika c.w.u. w węźle. W literaturze dostępne są zarówno szczegółowe modele numeryczne i pomiary niskotemperaturowych węzłów ciepłowniczych do chwilowego przygotowania c.w.u. [4], jak i metody statystyczne o wysokiej interpretowalności. Wśród tych ostatnich uogólnione modele addytywne (GAM) uznano za efektywną i interpretowalną metodę odwzorowania nieliniowych zależności w zagadnieniach energetyki budynków [12]. Podejście tego typu pozwala odtworzyć odpowiedź wymiennika w szerokim zakresie punktów pracy przy niewielkim nakładzie obliczeniowym, co jest warunkiem prowadzenia długich symulacji godzinowych.

Mimo szerokiego dorobku dotyczącego budynkowych węzłów energii, integracji fotowoltaiki z ogrzewnictwem oraz wrażliwości sieci ciepłowniczych na temperaturę powrotu, stosunkowo rzadko przedmiotem szczegółowych analiz jest rzeczywisty węzeł ciepłowniczy dwufunkcyjny, pracujący w miejskiej sieci ciepłowniczej, w którym lokalna instalacja PV realizuje wstępne

podgrzewanie wody kierowanej na wymiennik c.w.u. Celem niniejszej pracy jest ilościowa ocena wpływu takiego rozwiązania na parametry pracy węzła ciepłowniczego dwufunkcyjnego i sieci ciepłowniczej w warunkach rzeczywistej eksploatacji. Analiza opiera się na studium przypadku węzła ciepłowniczego zasilającego budynek mieszkalny. Dane o zużyciu c.w.u. i temperaturze wody zimnej pochodzą z pomiarów. Dane o produkcji energii pochodzą z instalacji PV o mocy 6,56 kWp, pracującej na sąsiednim budynku, i zostały przeskalowane do analizowanej mocy 40 kWp. Model zastępczy wymiennika ciepła został opracowany na podstawie danych z programu doborowego SWEP SSP™. Model godzinowy obejmuje okres letni, bez poboru ciepła na potrzeby c.o., a głównymi metrykami porównania scenariuszy są zmiana poboru ciepła z sieci, zmiana przepływu po stronie pierwotnej, średnia temperatura powrotu do sieci ważona przepływem oraz stopień wykorzystania energii PV w bilansie przygotowania c.w.u.

Metodyka

Metodyka badań obejmowała przygotowanie danych pomiarowych, budowę modelu zastępczego wymiennika c.w.u. oraz symulację godzinowej pracy układu w wariantach odniesienia i w wariantach z wykorzystaniem energii z instalacji PV. Szczególną uwagę poświęcono zgodności czasowej między rozbiorem c.w.u., temperaturą wody zasilającej wymiennik oraz profilem produkcji PV, ponieważ to ona decyduje o wiarygodności dalszej oceny efektu energetycznego i systemowego.

Dane wejściowe wykorzystane w analizie obejmują godzinowe zapisy pracy węzła ciepłowniczego (zużycie c.w.u., temperatura wody zimnej), produkcję energii elektrycznej z instalacji fotowoltaicznej oraz dane z programu doborowego wymiennika ciepła. W szeregach pomiarowych z węzła ciepłowniczego mogą występować przerwy i pojedyncze anomalie. W analizie godzinowej ich uzupełnienie musi zachowywać rytm dobowy i tygodniowy pracy węzła ciepłowniczego, ponieważ nadmierne wygładzenie przebiegów zniekształca chwilową zdolność układu do przejęcia energii z instalacji PV, a w konsekwencji obliczony pobór ciepła z sieci. Autorzy opracowali w tym celu procedurę rekonstrukcji rozbiór c.w.u. i temperatury wody zimnej, opartą na rozdzieleniu trendu sezonowego, wzorca godzina-dzień tygodnia oraz składowej losowej. Jej szczegółowy opis, ze względu na objętość, zostanie przedstawiony w odrębnej pracy. W zakresie objętym niniejszą analizą procedura ta nie była potrzebna, ponieważ wszystkie

wykorzystane wartości zużycia c.w.u. i temperatury wody zimnej pochodzą z pomiarów.

Bilans ciepła przygotowania c.w.u.

Punktem wyjścia dalszej analizy był bilans cieplny procesu przygotowania ciepłej wody użytkowej (c.w.u.) w węźle ciepłowniczym. Przyjęto, że strumień ciepła przekazywany po stronie sieci odpowiada strumieniowi ciepła wymaganemu do podgrzania wody użytkowej do temperatury zadanej.

Moc ciepłą dostarczaną po stronie sieci opisano zależnością:

$$Q_{siec} = \dot{m}_{siec} \cdot c_w \cdot (T_{zas} - T_{pow}) \quad (1)$$

gdzie: Q_{siec} – moc cieplna po stronie sieci [W], $\dot{m}_{siec}$ – strumień masowy czynnika sieciowego [kg/s], c_w – ciepło właściwe wody, przyjęto $c_w = 4186 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$. Wartość równoważna, stosowana w równaniach bilansu energii w kroku godzinowym (6) i (8), w których energia jest wyrażona w Wh, wynosi $c_w = 4186/3600 = 1,163 \text{ Wh/(kg}\cdot\text{K)}$, T_{zas} , T_{pow} – temperatura zasilania z sieci i temperatura powrotu do sieci [°C].

Z zależności tej wynika bezpośrednia rola temperatury powrotu jako jednego z kluczowych parametrów oceny analizowanego układu.

Moc potrzebną do przygotowania c.w.u. zapisano w postaci:

$$Q_{cwu} = \dot{m}_{cwu} \cdot c_w \cdot (T_{cwu,wyj} - T_{wst}) \quad (2)$$

gdzie: $\dot{m}_{cwu}$ – strumień masowy wody użytkowej [kg/s], $T_{cwu,wyj}$ – temperatura wody użytkowej na wyjściu wymiennika (wartość zadana, w analizie 55°C), T_{wst} – temperatura wody doprowadzanej do wymiennika od strony „zimnej” [°C].

W każdym kroku obliczeniowym przyjęto, że moc pobierana z sieci odpowiada mocy wymaganej do przygotowania c.w.u., z pominięciem strat ciepła w wymienniku i w przewodach przyłączeniowych. Założenie to jest zasadne na poziomie modelu godzinowego, którego celem jest uchwycenie dominujących zależności, a nie odtworzenie każdego lokalnego efektu cieplnego.

Model zastępczy wymiennika ciepłej wody użytkowej

Do opisu pracy wymiennika c.w.u. zastosowano model zastępczy typu grey-box, zbudowany na podstawie danych wygenerowanych w programie doborowym SWEP SSPTM, który potraktowano jako źródło punktów pracy wymiennika w różnych warunkach obciążenia.

Zmiennymi wejściowymi modelu są: temperatura zasilania po stronie sieci T_{zas} , strumień objętościowy rozbiór c.w.u. $\dot{V}_{cwu}$ oraz temperatura wody doprowadzanej do wymiennika T_{wst} . Wielkościami wyjściowymi są temperatura powrotu T_{pow} i przepływ po stronie sieci $\dot{V}_{siec}$. Temperatura T_{zas} nie była rejestrowana w węźle w sposób ciągły. W analizowanym okresie letnim przyjęto ją jako stałą, równą 70°C, odpowiadającą typowemu poziomowi utrzymywanemu latem w celu zagwarantowania przygotowania c.w.u. w przedziale 55-60°C w punktach czerpalnych [18]. Z obserwacji eksploatacyjnych autorów wynika, że część operatorów obniża latem tę temperaturę do około 63-68°C. Przyjęcie wartości stałej pomija tę redukcję oraz spadek temperatury wynikający ze strat przesyłowych, jest jednak uzasadnione celem pracy, a zmienność T_{zas} byłaby czynnikiem zakłócającym, identycznym we wszystkich scenariuszach.

Jako narzędzie aproksymacji zastosowano modele GAM (Generalized Additive Models), które opisują nieliniowe zależności między zmiennymi bez narzucania sztywnej postaci analitycznej, zachowując dobrą interpretowalność inżynierską. Modele oparte na danych są szeroko stosowane w prognozowaniu obciążeń cieplnych i zużycia energii w budynkach [19, 24].

Model temperatury powrotu zapisano w postaci zależności:

$$T_{pow,mod} = f_T(T_{zas}, \dot{V}_{cwu}, T_{wst}) \quad (3)$$

Model przepływu po stronie sieci przedstawiono w postaci:

$$\dot{V}_{siec,mod} = f_Q(T_{zas}, \dot{V}_{cwu}, T_{wst}) \quad (4)$$

Zależności $f_T(\cdot)$ i $f_Q(\cdot)$ estymowano w postaci modeli GAM z funkcjami wygładzającymi dla każdej z wielkości wejściowych, na zbiorze punktów pracy wymiennika wygenerowanych w programie SWEP SSPTM. Plan eksperymentu obejmował 100 punktów, z czego 75 zawierało komplet wielkości wyjściowych i zostało użytych do estymacji. Zakresy zmiennych w zbiorze treningowym wynosiły: T_{zas} od 70,2°C do 109,4°C, $\dot{V}_{cwu}$ od 0,11 m³/h do 1,49 m³/h oraz T_{wst} od 10,2°C do 49,7°C.

Przyjęta w symulacji stała temperatura zasilania 70°C leży nieznacznie poniżej dolnej granicy tego zakresu, a temperatura wody doprowadzanej do wymiennika w wariantach z podgrzewem wstępnym sięga 55°C, czyli powyżej granicy górnej. Wszystkie godziny symulacji są zatem ekstrapolacją poza obszar treningowy modelu. Z tego względu przepływ po stronie sieci wyznaczano ostatecznie z równa-

nia bilansu cieplnego, przyjmując temperaturę powrotu jako wartość wynikową z modelu f_T . Rola modelu statystycznego została w ten sposób ograniczona do charakterystyki temperatury powrotu, dla której dane doborowe niosą informację wykraczającą poza sam bilans (przewężenie temperaturowe wymiennika), a wyniki zachowują zgodność z bilansem cieplnym.

Dopasowanie obu modeli do danych doborowych było bardzo dobre, co wynika z deterministycznego charakteru tych danych. Model temperatury powrotu f_T osiąga skorygowany współczynnik determinacji $R^2 = 0,999$ przy pierwiastku błędu średniokwadratowego 0,40 K (1,0% zakresu zmienności), a model przepływu f_Q – $R^2 = 0,928$ przy błędzie 0,059 m³/h (6,3% zakresu). Sześciokrotnie większy błąd względny modelu przepływu jest dodatkowym argumentem za wyznaczaniem przepływu z równania bilansu. W obu modelach zależność od strumienia rozbiór c.w.u. jest liniowa (1,0 efektywnego stopnia swobody). Nieliniowość dotyczy temperatury zasilania (2,0 i 2,6) oraz temperatury wody doprowadzanej do wymiennika (2,4).

Integracja instalacji PV i wstępne podgrzewanie wody doprowadzanej do wymiennika

W kolejnym kroku uwzględniono wpływ lokalnej instalacji PV na temperaturę wody doprowadzanej do wymiennika. Przyjęto, że energia elektryczna wytworzona w danej godzinie może zostać wykorzystana do wstępnego podgrzania wody po stronie wtórnej, a wielkość tego efektu zależy od chwilowego uzysku PV oraz aktualnego rozbiór c.w.u.

Profil produkcji energii elektrycznej przyjęto z instalacji fotowoltaicznej o mocy szczytowej 6,56 kWp (16 modułów po 410 W), zlokalizowanej na budynku w bezpośrednim sąsiedztwie obiektu zasilanego z analizowanego węzła ciepłowniczego. Sam budynek objęty analizą nie ma instalacji PV, analiza ma zatem charakter studium wariantowego, a różnice w chwilowym uzysku są w skali bilansu miesięcznego pomijalne. Dane sprowadzono do kroku godzinowego, przeliczono na uzysk jednostkowy i przeskalowano do $P_{peak} = 40 \text{ kWp}$, odpowiadającej instalacji pokrywającej powierzchnię dachu budynku tej wielkości. Energię dostępną w każdej godzinie wyznaczano jako:

$$E_{PV}(t) = Y(t) \cdot P_{peak} \quad (5)$$

gdzie: $E_{PV}(t)$ – energia dostępna z instalacji PV w godzinie t [Wh], $Y(t)$ – uzysk jednostkowy w godzinie t [Wh/kWp], P_{peak} – moc szczytowa analizowanej instalacji PV. W analizie $P_{peak} = 40 \text{ kWp}$.

Zakładając, że cała dostępna energia mogłaby zostać przekazana do strumienia wody użytkowej, wyznaczono odpowiadający jej teoretyczny przyrost temperatury wody na wejściu do wymiennika:

$$\Delta T_{\text{teor}}(t) = \frac{E_{\text{PV}}(t)}{\dot{V}_{\text{cwu}}(t) \cdot \rho \cdot \Delta t \cdot c_w} \quad (6)$$

gdzie: $\Delta T_{\text{teor}}(t)$ – teoretyczny przyrost temperatury wody w godzinie t [K], $\dot{V}_{\text{cwu}}(t)$ – strumień objętościowy c.w.u. w godzinie t [m³/h], ρ – gęstość wody, przyjęto $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, Δt – krok czasowy analizy, $\Delta t = 1 \text{ h}$, c_w – ciepło właściwe wody w postaci zgodnej z jednostką energii, $\dot{V}_{\text{cw}} = 1,163 \text{ Wh}/(\text{kg} \cdot \text{K})$. Iloczyn $\dot{V}_{\text{cwu}}(t) \cdot \rho \cdot \Delta t$ jest masą wody przepływającą przez wymiennik w godzinie t [kg].

Zależność ta ma charakter silnie dynamiczny: ten sam uzysk energii z PV prowadzi do istotnie różnego przyrostu temperatury w zależności od chwilowego rozbioru wody.

Temperaturę wody po wstępnym podgrzaniu wyznaczono z zależności:

$$T_{\text{wst,PV}}(t) = \min(T_{\text{wst,odn}}(t) + \Delta T_{\text{teor}}(t); T_{\text{gr}}) \quad (7)$$

gdzie: $T_{\text{wst,PV}}(t)$ – temperatura wody doprowadzanej do wymiennika po uwzględnieniu energii z PV [°C], $T_{\text{wst,odn}}(t)$ – temperatura wody bez podgrzewu wstępnego [°C], T_{gr} – przyjęta temperatura graniczna, równa wartości zadanej temperatury c.w.u. na wyjściu wymiennika, przyjęta w analizie na poziomie 55°C.

Ograniczenie T_{gr} ma charakter fizyczny i obliczeniowy: zapobiega generowaniu niefizycznych wartości temperatury wejściowej oraz pozwala rozdzielić energię rzeczywiście przejętą od energii, która w danej godzinie nie mogła zostać zasymilowana. Osiągnięcie tego ograniczenia oznacza zerowe zapotrzebowanie na ciepło z sieci, a więc zamknięcie zaworu regulacyjnego po stronie pierwotnej.

Energię faktycznie przejętą przez wodę opisano równaniem:

$$E_{\text{przej}}(t) = \dot{V}_{\text{cwu}}(t) \cdot \rho \cdot \Delta t \cdot c_w \cdot (T_{\text{wst,PV}}(t) - T_{\text{wst,odn}}(t)) \quad (8)$$

gdzie: $E_{\text{przej}}(t)$ – energia przejęta przez wodę w godzinie t [Wh]. Oznaczenia pozostałych wielkości są takie jak w równaniu (6). Nadwyżkę energii, której układ nie był w stanie przejąć w godzinie t , wyznaczano jako $E_{\text{nadw}}(t) = E_{\text{PV}}(t) - E_{\text{przej}}(t)$ [Wh].

Ograniczeniem nie jest zatem wyłączenie wielkości produkcji PV, lecz przede wszystkim chwilowa zdolność układu do przejęcia ciepła, wynikająca ze zgodności czasowej między uzyskiem PV, temperaturą wody doprowadzanej do wymiennika oraz

chwilowym rozbiorem c.w.u. W dalszych obliczeniach temperaturę $T_{\text{wst,PV}}(t)$ traktowano jako wejście do modelu zastępczego wymiennika w scenariuszach z podgrzewem wstępnym, przy niezmienionej temperaturze zadanej na wyjściu.

Wpływ cyrkulacji na temperaturę wody doprowadzanej do wymiennika

W rzeczywistych układach przygotowania c.w.u. temperatura wody doprowadzanej do wymiennika po stronie wtórnej nie jest tożsama z temperaturą wody wodociągowej. Obecność obiegu cyrkulacyjnego powoduje, że na wejściu do wymiennika pojawia się mieszanina wody wodociągowej oraz wody powracającej z cyrkulacji, a podniesienie temperatury w tym obiegu zwiększa efektywną temperaturę wejściową układu.

W modelu przyjęto, że do króćca zasilającego wymiennik od strony „zimnej” dopływają dwa strumienie:

- strumień z sieci wodociągowej o temperaturze T_{wod} i strumieniu objętościowym $\dot{V}_{\text{wod}}$
- strumień powrotu z obiegu cyrkulacyjnego o temperaturze T_{cyrk} i strumieniu objętościowym $\dot{V}_{\text{cyrk}}$

Efektywną temperaturę wody doprowadzanej do wymiennika opisano zależnością wynikającą z bilansu ciepła przy mieszaniu strumieni:

$$T_{\text{wst,ef}} = \frac{\dot{V}_{\text{wod}} \cdot T_{\text{wod}} + \dot{V}_{\text{cyrk}} \cdot T_{\text{cyrk}}}{\dot{V}_{\text{wod}} + \dot{V}_{\text{cyrk}}} \quad (9)$$

gdzie: $T_{\text{wst,ef}}$ – temperatura efektywna wody doprowadzanej do wymiennika [°C], T_{wod} , T_{cyrk} – temperatura wody wodociągowej i temperatura wody w obiegu cyrkulacyjnym [°C], $\dot{V}_{\text{wod}}$, $\dot{V}_{\text{cyrk}}$ – strumień objętościowy wody wodociągowej i wody w obiegu cyrkulacyjnym [m³/h].

Przyjęto, że strumień cyrkulacji $\dot{V}_{\text{cyrk}}$ oraz temperatura T_{cyrk} są w przybliżeniu stałe w czasie. Strumień wody wodociągowej $\dot{V}_{\text{wod}}$ w każdej godzinie odpowiada chwilowemu rozbirowi c.w.u. z danych pomiarowych.

Strumień obiegu cyrkulacyjnego dobiera się w praktyce projektowej jako udział maksymalnego godzinowego rozbioru c.w.u., przyjmowany na poziomie około 20%. W analizowanym budynku maksymalny rozbiór godzinowy wynosi 1,11 m³/h przy średnim 0,33 m³/h, a więc jest od niego 3,4 razy większy – wartość mieści się w przedziale od dwóch do czterech, typowym dla budynków wielorodzinnych, co pozwala odnieść powyższą regułę do rozpatrywanego obiektu. Reguła ta daje strumień 0,22 m³/h.

Reguła ta wyznacza jednak wartość projektową, natomiast w modelu przyjęto strumień uśredniony w czasie. Przy zastosowaniu na pionach termostatycznych zaworów cyrkulacyjnych, dławiących przepływ poza godzinami największego rozbioru, przeciętna ilość wody krążącej w obiegu jest znacznie mniejsza od wartości projektowej. Przyjęta w analizie wartość 0,15 m³/h, odpowiadająca 13,5% maksymalnego rozbioru godzinowego, nie jest zatem odstępstwem od reguły projektowej, lecz jej konsekwencją w instalacji wyposażonej w taką regulację. Niezależnie od tego różnica względem wartości projektowej prowadzi do ostrożnej oceny. Z analizy wrażliwości (tabela 2) wynika, że mniejszy strumień cyrkulacji prowadzi do większego przyrostu temperatury powrotu, wynoszącego 5,4 K przy 0,10 m³/h, 5,2 K przy 0,15 m³/h i 5,0 K przy 0,20 m³/h, wobec czego przyjęta wartość nie zaniża kosztu systemowego przypisywanego podgrzewowi wstępnemu.

Temperatura obiegu cyrkulacyjnego 45°C ma inny charakter. Nie jest wartością projektową, lecz poziomem obserwowanym w eksploatacji, wynikającym z nastaw termostatycznych zaworów podpionowych realizowanych przez służby konserwatorskie administratora budynku. Zbliżone nastawy autorzy obserwują w budynkach sąsiednich oraz w innych obiektach zarządzanych przez tego samego administratora. Ocena trafności tych nastaw pozostaje poza zakresem pracy, natomiast dla modelu istotne jest, że odwzorowują one stan faktyczny, a nie projektowy, ponieważ to właśnie stan faktyczny decyduje o temperaturze wody doprowadzanej do wymiennika. Te same zawory podpionowe odpowiadają przy tym za dławienie strumienia cyrkulacji, dlatego oba przyjęte parametry mają wspólne źródło w sposobie regulacji instalacji.

Obie wartości są założeniami autorskimi, ponieważ nie zostały zmierzone w analizowanym obiekcie. Z tego powodu zbadać wrażliwość wyników na ich zmianę. Zakresy siatki nie zostały dobrane wyłącznie symetrycznie wokół wartości centralnych: górna granica strumienia 0,20 m³/h odpowiada 18% maksymalnego rozbioru godzinowego, a więc praktycznie sięga poziomu wynikającego z reguły projektowej, natomiast przedział temperatury od 40°C do 50°C obejmuje zakres nastaw spotykany w eksploatacji. Siatka obejmuje zatem zarówno wartość projektową, jak i zakres praktyki eksploatacyjnej, a wnioski pracy pozostają w tym zakresie odporne.

Obieg cyrkulacyjny uwzględniono w scenariuszach S1a i S3. W wariantach bez cyrkulacji temperatura wody doprowadzanej

do wymiennika odpowiada temperaturze wody wodociągowej (S1) albo temperaturze po podgrzewie wstępnym $T_{wst,PV}$ (S2). W wariantach z cyrkulacją temperaturę efektywną $T_{wst,ef}$ wyznaczano z powyższego równania, podstawiając temperaturę wody wodociągowej (S1a) albo $T_{wst,PV}$ (S3).

Metryki oceny scenariuszy

Porównanie scenariuszy przeprowadzono przy zachowaniu tego samego wymagania komfortu przygotowania c.w.u. Ocenie poddano zatem nie temperaturę wody użytkowej na wyjściu z wymiennika, lecz skutki energetyczne i systemowe uzyskania tego samego efektu w różnych warunkach pracy węzła ciepłowniczego. Metryki podstawowe to: średnia temperatura powrotu do sieci ważona przepływem, pobór ciepła z sieci, przepływ po stronie sieci oraz udział energii PV zasymilowanej w wodzie. Metryki pomocnicze to energia niewykorzystana, liczba godzin z przyrostem temperatury powrotu przekraczającym 5, 10 i 20 K oraz potencjał strat przesyłowych.

Średnią temperaturę powrotu w analizowanym okresie wyznaczano jako średnią ważoną przepływem po stronie sieci:

$$T_{pow, \dot{V}} = \frac{\sum T_{pow}(t) \cdot \dot{V}_{siec}(t)}{\sum \dot{V}_{siec}(t)} \quad (10)$$

gdzie: $T_{pow, \dot{V}}$ – średnia temperatura powrotu do sieci w analizowanym okresie [°C], $T_{pow}(t)$ – temperatura powrotu w godzinie t [°C], $\dot{V}_{siec}(t)$ – przepływ objętościowy po stronie sieci w godzinie t [m³/h], t – kolejne godziny analizowanego okresu.

Udział energii PV faktycznie przejętej przez układ przygotowania c.w.u. zdefiniowano jako stosunek energii zasymilowanej do całkowitej energii dostępnej z instalacji PV:

$$\eta_{PV} = \frac{E_{przej, suma}}{E_{PV, suma}} \quad (11)$$

gdzie: η_{PV} – udział energii PV faktycznie przejętej przez układ przygotowania c.w.u. [-], $E_{przej, suma}$ – suma energii zasymilowanej w wodzie [kWh], $E_{PV, suma}$ – suma energii dostępnej z instalacji PV [kWh].

Jako pomocniczą miarę kosztu systemowego przyjęto wskaźnik potencjału strat przesyłowych, zdefiniowany jako suma stopniogodzin przekroczenia temperatury powrotu ponad temperaturę odniesienia, za którą przyjęto temperaturę gruntu równą 10°C. W postaci podstawowej wskaźnik nie jest ważony przepływem. Ponieważ rzeczywista strata ciepła w przewodzie

powrotnym zależy zarówno od temperatury, jak i od strumienia, raportowano również wariant ważony przepływem. Obie postacie podano, ponieważ prowadzą do wyrażnie różnych ocen skali zjawiska. Z tego samego powodu przyrost średniej temperatury powrotu podawany jest w dwóch postaciach: jako różnica średnich ważonych przepływem i jako prosta średnia godzinowa.

Wskaźnik w postaci nieważonej zapisano jako:

$$S = \sum_{t=1}^N \max[T_{pow}(t) - T_g, 0] \cdot \Delta t \quad (12)$$

a w postaci ważonej przepływem po stronie sieci jako:

$$S_V = \sum_{t=1}^N \max[T_{pow}(t) - T_g, 0] \cdot \dot{V}_{siec}(t) \cdot \Delta t \quad (13)$$

gdzie: S – wskaźnik potencjału strat przesyłowych w postaci nieważonej [K·h], S_V – ten sam wskaźnik w postaci ważonej przepływem [K·m³], $T_{pow}(t)$ – temperatura powrotu do sieci w godzinie t [°C], T_g – temperatura odniesienia, przyjęta jako temperatura gruntu, $T_g = 10^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{siec}(t)$ – przepływ objętościowy po stronie sieci w godzinie t [m³/h], Δt – krok czasowy analizy, $\Delta t = 1$ h, N – liczba godzin analizowanego okresu, w analizie $N = 720$. Operator $\max[\cdot, 0]$ powoduje, że sumowanie obejmuje wyłącznie godziny, w których temperatura powrotu przekracza temperaturę odniesienia.

Scenariusze symulacyjne

Analizę przeprowadzono dla trzydziestu kolejnych dni lipca 2025 r., przy kroku obliczeniowym jednej godziny. Rozpatrzono cztery warianty pracy węzła ciepłowniczego, zestawione w dwie pary. W obrębie każdej pary architektura instalacji odbiorczej jest identyczna, a warianty różnią się wyłącznie obecnością podgrzewu wstępnego – dzięki temu porównanie w parze izoluje efekt samego podgrzewu:

- S1 – bez obiegu cyrkulacyjnego, bez podgrzewu wstępnego: temperatura wody doprowadzanej do wymiennika odpowiada temperaturze wody wodociągowej.
- S2 – bez obiegu cyrkulacyjnego, z podgrzewem wstępnym: temperatura wody doprowadzanej do wymiennika wynika ze wstępnego podgrzewania energią z instalacji PV.
- S1a – z obiegiem cyrkulacyjnym, bez podgrzewu wstępnego: woda wodociągowa miesza się z wodą powracającą z obiegu cyrkulacyjnego o stałym strumieniu i temperaturze.
- S3 – z obiegiem cyrkulacyjnym, z podgrzewem wstępnym: z wodą powracającą

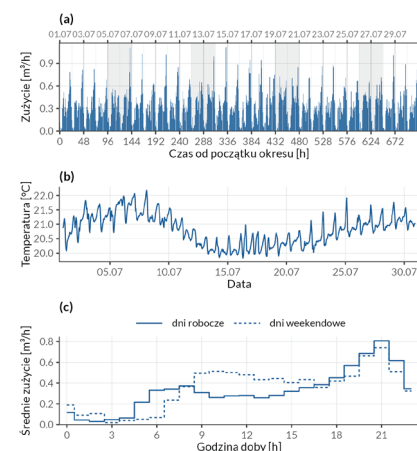
z cyrkulacji miesza się woda po wstępnym podgrzaniu energią z instalacji PV.

We wszystkich czterech scenariuszach utrzymywano tę samą temperaturę zadaną c.w.u. na wyjściu z wymiennika (55°C), ten sam model zastępczy i ten sam zestaw metryk. Wielkości względne podawane dalej odnoszą się zawsze do wariantu odniesienia właściwego dla danej pary: S2 wobec S1, a S3 wobec S1a.

Wyniki

Dane wejściowe – lipiec

Analizę przeprowadzono dla trzydziestu kolejnych dni lipca 2025 r. (720 godzin), przy kroku obliczeniowym jednej godziny. Wszystkie wartości zużycia c.w.u. i temperatury wody zimnej w tym okresie pochodzą z pomiaru, a obróbka danych ograniczyła się do uporządkowania szeregów i eliminacji pojedynczych anomalii. Godzinowe profile obu wielkości przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Dane wejściowe – lipiec 2025: a) godzinowe zużycie c.w.u., oś pozioma w godzinach od początku okresu, szarym tłem oznaczono dni weekendowe, b) godzinowa temperatura wody zimnej, c) średni profil dobowy zużycia c.w.u. w dniach roboczych i weekendowych
Fig. 1. Input data – July 2025: a) hourly domestic hot water consumption, horizontal axis in hours from the start of the period, weekend days shaded, b) hourly cold water temperature, (c) mean diurnal domestic hot water profile on weekdays and at weekends

Na panelu (a) oś pozioma podaje czas w godzinach od początku okresu analizy, a górna oś pomocnicza wiąże godziny z datami. Szarym tłem oznaczono dni weekendowe. Widoczny jest powtarzalny rytm dobowy – w godzinach największego rozbioru wartości godzinowe dochodzą do 1,11 m³/h, natomiast w godzinach nocnych spadają praktycznie do zera. Na panelu (b) widoczny jest powolny trend sezonowy temperatury wody zimnej, mieszczący się w przedziale od 19,8°C

do 22,2°C, z nałożoną zmiennością godzinową, typową dla zasilania węzła ciepłowniczego z sieci wodociągowej. Panel (c) przedstawia średni profil dobowy w rozbiu na dni robocze i weekendowe. W obu typach dni rozbiór osiąga minimum między godziną 1 a 4, wynoszące 0,03 m³/h w dni robocze i 0,02 m³/h w weekendy, oraz maksimum o godzinie 21, wynoszące odpowiednio 0,81 m³/h i 0,74 m³/h. Różnica między typami dni dotyczy przede wszystkim pory narastania rozbioru. W dni robocze rozbiór rośnie gwałtownie już od godziny 5 i utrzymuje się w godzinach 6-8 na poziomie od 0,33 m³/h do 0,37 m³/h, natomiast w weekendy narastanie jest opóźnione o około dwie godziny, za to w godzinach 9-15 rozbiór jest wyraźnie wyższy niż w dni robocze – średnio 0,47 m³/h wobec 0,28 m³/h. Średnia dobowa pozostaje w obu przypadkach zbliżona i wynosi 0,32 oraz 0,35 m³/h. Dla zdolności układu do przejęcia energii z instalacji fotowoltaicznej istotne jest, że w dni robocze godziny największej produkcji, przypadające na okolicę południa, wypadają w dolinie między porannym i wieczornym wzrostem rozbioru. Średni rozbiór w godzinach 9-15 jest tam o około jedną piątą niższy niż w godzinach 6-8 i blisko trzykrotnie niższy niż w szczycie wieczornym. Ta niezgodność czasowa jest podstawowym ograniczeniem sprawności asymilacji.

Para bez obiegu cyrkulacyjnego: porównanie scenariuszy S1 i S2

Porównanie scenariusza S1 z wariantem S2 przeprowadzono przy tej samej temperaturze zadanej c.w.u. (55°C) i niezmięnionej metodyce modelowania. Różnice wynikają wyłącznie ze sposobu kształtowania temperatury wody doprowadzanej do wymiennika.

W analizowanym miesiącu z dostępnej energii PV (4554,5 kWh dla instalacji 40 kWp) do podgrzania wody doprowadzanej do wymiennika wykorzystano 3379,5 kWh, co odpowiada sprawności asymilacji 74,2%. Pozostała część (1175,0 kWh, 25,8%) nie została zasymilowana w godzinach, w których chwilowy rozbiór c.w.u. był zbyt mały względem użytku PV, a temperatura wody na wejściu do wymiennika osiągała ograniczenie 55°C. Konsekwencją było obniżenie średniego przepływu po stronie sieci z 0,234 m³/h w S1 do 0,169 m³/h w S2, czyli o 27,8%.

Redukcji przepływu i zapotrzebowania na ciepło towarzyszył wzrost temperatury powrotu do sieci. Średnia temperatura powrotu, ważona przepływem, wzrosła z 21,6°C w S1 do 26,9°C w S2, czyli o 5,4 K, podczas gdy prosta średnia

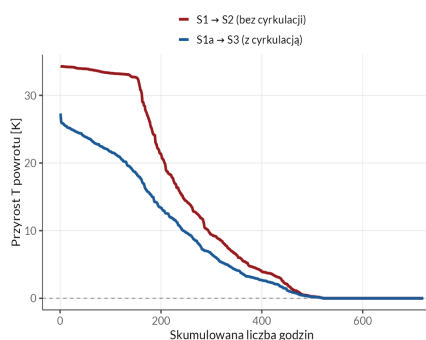
z godzinowych przyrostów wynosi 12,1 K. Rozbieżność wynika ze struktury zjawiska: największe przyrosty występują w godzinach małego rozbioru c.w.u., a więc małego przepływu, który w średniej ważonej ma niewielki udział.

Wzrost temperatury powrotu nie ograniczał się do pojedynczych epizodów. W 372 z 720 godzin (52%) przyrost przekraczał 5 K, w 294 godzinach (41%) – 10 K, a w 207 godzinach (29%) – 20 K, przy maksimum 34,3 K. W 174 godzinach (24%) temperatura wody po podgrzewie wstępnym osiągała wartość graniczną 55°C, wobec czego przepływ po stronie pierwotnej spadał do zera. Średni przyrost temperatury powrotu wynosi w tych godzinach 28,7 K, a w pozostałych 546 godzinach 6,8 K.

Skutkiem tak rozłożonego w czasie wzrostu temperatury powrotu jest ponad dwukrotny (+104%) wzrost nieważonego wskaźnika potencjału strat przesyłowych, podczas gdy ten sam wskaźnik w wariantcie ważonym przepływem rośnie tylko o 5,6%. W wariantcie S2 pogorszenie parametrów powrotu ma zatem charakter temperaturowy, a nie energetyczny: strumień ciepła unoszony w przewodzie powrotnym w skali miesiąca nie rośnie.

Zmianie parametrów pracy odpowiada zmniejszenie poboru ciepła z sieci ciepłowniczej z 9474,6 kWh w S1 do 6084,9 kWh w S2, czyli o 35,8%. Różnica ta odpowiada energii zasymilowanej w wodzie (3379,5 kWh) z dokładnością do 0,3%, co stanowi kontrolę spójności bilansu energetycznego modelu.

Uporządkowane krzywe godzinowych przyrostów temperatury powrotu w obu parach scenariuszy przedstawiono na rys. 2. Krzywą parę z cyrkulacją omówiono w dalszej części rozdziału.



Rys. 2. Uporządkowane (malejąco) krzywe godzinowego przyrostu temperatury powrotu wywołanego podgrzewem wstępnym: para S1 → S2 (bez cyrkulacji) i para S1a → S3 (z cyrkulacją), lipiec 2025, 720 h
Fig. 2. Sorted (descending) curves of the hourly return-temperature increase caused by preheating: pair S1 → S2 (no circulation) and pair S1a → S3 (with circulation), July 2025, 720 h

Para z obiegiem cyrkulacyjnym: porównanie scenariuszy S1a i S3

Obieg cyrkulacyjny przyjęto jako stały strumień 0,15 m³/h o temperaturze 45°C, obecny zarówno w wariantcie odniesienia S1a, jak i w wariantcie z podgrzewem wstępnym S3. Woda cyrkulacyjna miesza się z wodą doprowadzaną do wymiennika zgodnie z definicją temperatury efektywnej (9) – w S1a z wodą wodociągową, w S3 z wodą po podgrzewie wstępnym. Energia dostępna z instalacji PV i sposób jej wykorzystania są w S3 identyczne jak w S2 (sprawność asymilacji 74,2%), różnice między parami wynikają więc wyłącznie z obecności obiegu cyrkulacyjnego po obu stronach porównania.

Sam obieg cyrkulacyjny, jeszcze bez podgrzewu wstępnego, istotnie zmienia punkt pracy węzła ciepłowniczego: średni przepływ sieciowy rośnie z 0,234 m³/h w S1 do 0,309 m³/h w S1a, czyli o 32%, pobór ciepła z sieci z 9474,6 kWh do 10730,6 kWh, a średnia ważona przepływem temperatura powrotu z 21,6°C do 28,5°C, czyli o 6,9 K. Te wielkości opisują koszt utrzymania cyrkulacji i nie mają związku z instalacją fotowoltaiczną – ujęcie ich w porównaniu z podgrzewem wstępnym prowadziłoby do przypisania fotowoltaice skutków, których nie powoduje.

Wprowadzenie podgrzewu wstępnego do układu z cyrkulacją obniża średni przepływ sieciowy z 0,309 m³/h do 0,242 m³/h, czyli o 21,7%, a pobór ciepła z sieci z 10730,6 kWh do 7351,0 kWh, czyli o 31,5%. Kierunek i skala efektu są zatem takie same jak w parze bez cyrkulacji (odpowiednio –27,8% i –35,8%). Różnica poboru ciepła w parze S1a → S3 wynosi 3379,7 kWh i pokrywa się z energią zasymilowaną w wodzie (3379,5 kWh) z dokładnością do 0,01%, co stanowi kontrolę spójności bilansu energetycznego modelu.

Średnia temperatura powrotu, ważona przepływem, rośnie w parze z cyrkulacją z 28,5°C w S1a do 33,7°C w S3, czyli o 5,2 K – praktycznie tyle samo, co w parze bez cyrkulacji (5,4 K). Prosta średnia z godzinowych przyrostów wynosi 8,0 K wobec 12,1 K, a maksymalny przyrost 27,3 K wobec 34,3 K. Liczba godzin z przyrostem powyżej 5 K spada z 372 do 330 z 720. Obecność cyrkulacji łagodzi zatem skrajne przyrosty godzinowe, ponieważ podnosi temperaturę wody doprowadzanej do wymiennika również w godzinach bez rozbioru.

Wskaźnik potencjału strat przesyłowych w postaci nieważonej rośnie w parze z cyrkulacją o 38,3%, wobec 104,3% w parze bez cyrkulacji. W postaci ważonej przepływem przyrost wynosi 0,3% wobec 5,6%. W obu parach pogorszenie parametrów powrotu ma zatem charakter temperaturowy, a nie energetyczny: strumień ciepła

unoszony w przewodzie powrotnym w skali miesiąca praktycznie nie rośnie.

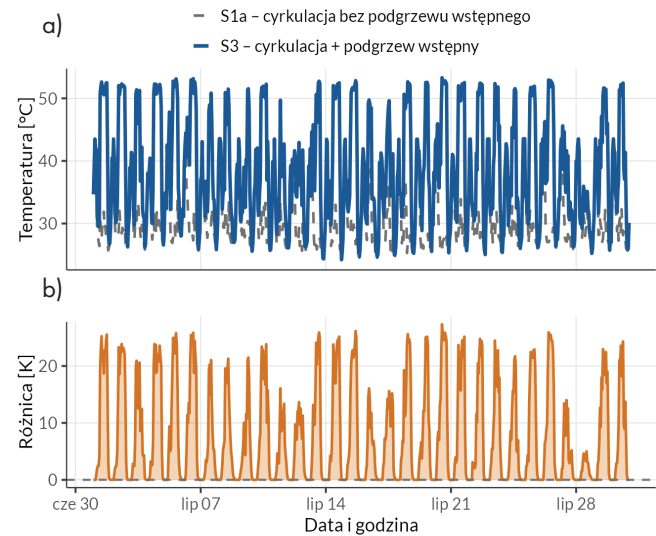
Zestawienie tych wielkości z porównaniem S3 wobec S1, a więc wobec węzła ciepłowniczego pozbawionego cyrkulacji, pokazuje skalę zniekształcenia, jakie wnosi niewłaściwie dobrane odniesienie. Przy takiej ramie przyrost temperatury powrotu wynosi 12,2 K zamiast 5,2 K, wskaźnik nieważony rośnie o 148% zamiast o 38,3%, wskaźnik ważony o 112% zamiast o 0,3%, a średni przepływ sieciowy pozornie rośnie o 3,6% zamiast maleć o 21,7%. Różnica nie wynika z działania instalacji fotowoltaicznej, lecz z tego, że obieg cyrkulacyjny występuje tylko po jednej stronie porównania.

Obieg cyrkulacyjny jest w budynkach wielorodzinnych rozwiązaniem standardowym, a jego koszt – wyższy przepływ sieciowy i wyższa temperatura powrotu – obciąża węzeł ciepłowniczy niezależnie od obecności instalacji fotowoltaicznej. Efekt samego podgrzewu wstępnego pozostaje w obu architekturach zbliżony.

Zestawienie metryk wszystkich czterech scenariuszy zawiera tabela 1, a przebiegi temperatury powrotu w parze z cyrkulacją – rys. 3.

Tabela 1. Zestawienie metryk czterech scenariuszy (lipiec 2025, 720 h). Wielkości względne podano wobec wariantu odniesienia właściwego dla pary: S2 wobec S1, S3 wobec S1a
Table 1. Summary of metrics for the four scenarios (July 2025, 720 h). Relative quantities are referred to the baseline of the respective pair: S2 to S1, S3 to S1a

Metryka	S1	S2	S1a	S3
Energia PV dostępna [kWh]	–	4554,5	–	4554,5
Energia PV zasymulowana [kWh] (sprawność)	–	3379,5 (74,2%)	–	3379,5 (74,2%)
Średnia temperatura powrotu, ważona przepływem [°C]	21,6	26,9	28,5	33,7
Przyrost T _{pow} , średnia ważona [K]	–	+5,4	–	+5,2
Przyrost T _{pow} , prosta średnia [K]	–	+12,1	–	+8,0
Maksymalny przyrost T _{pow} [K]	–	34,3	–	27,3
Godziny z przyrostem > 5 / 10 / 20 K [h]	–	372 / 294 / 207	–	330 / 244 / 131
Średni przepływ sieciowy [m³/h]	0,234	0,169	0,309	0,242
Zmiana średniego przepływu [%]	–	–27,8	–	–21,7
Pobór ciepła z sieci Q _{ściek} [kWh]	9474,6	6084,9	10730,6	7351,0
Redukcja poboru ciepła [%]	–	35,8	–	31,5
Wzrost potencjału strat, nieważony [%]	–	+104,3	–	+38,3
Wzrost potencjału strat, ważony przepływem [%]	–	+5,6	–	+0,3



Rys. 3. Temperatura powrotu w parze z obiegiem cyrkulacyjnym, lipiec 2025: a) wariant S3 na tle S1a, b) różnica S3–S1a
Fig. 3. Return temperature for the pair with a circulation loop, July 2025: (a) scenario S3 against S1a, b) the S3–S1a difference

Wrażliwość pary S1a → S3 na parametry obiegu cyrkulacyjnego

Ponieważ strumień i temperatura cyrkulacji są założeniami autorskimi, parę S1a → S3 przeliczono dla dziewięciu kombinacji tych parametrów: strumienia 0, 10 m³/h, 0, 15 m³/h i 0, 20 m³/h oraz temperatury 40°C, 45°C i 50°C. W każdym wariancie odniesieniem jest S1a o tych samych parametrach cyrkulacji, przy niezmiennych pozostałych elementach modelu (tabela 2).

Redukcja średniego przepływu sieciowego występuje we wszystkich dziewięciu wariantach i mieści się w przedziale od 17,5% do 25,7%, a przyrost średniej, ważonej przepływem temperatury powrotu – w przedziale od 4,3 K do 5,9 K. Oba wnioski są zatem odporne na przyjęte parametry cyrkulacji. Wskaźnik potencjału strat przesyłowych w postaci nieważonej rośnie o 29,6–50,9%, natomiast w postaci ważonej przepływem przyjmuje wartości od –9,5% do +8,4% i zmienia znak wewnątrz siatki: przy wyższych temperaturach obiegu podgrzew wstępny obniża strumień ciepła unoszony w przewodzie powrotnym poniżej poziomu wariantu odniesienia.

Liczba godzin z przyrostem temperatury powrotu powyżej 5 K pozostaje w przedziale 315–342 z 720.

Tabela 2. Wrażliwość pary S1a → S3 na strumień i temperaturę obiegu cyrkulacyjnego (lipiec 2025, 720 h). Pogrubiono wariant przyjęty w analizie podstawowej
Table 2. Sensitivity of the S1a → S3 pair to circulation flow rate and temperature (July 2025, 720 h). The variant adopted in the main analysis is shown in bold

Wariant cyrkulacji $\dot{V}_{\text{cyrk}}$ [m³/h]/ T_{cyrk} [°C]	Zmiana średniego przepływu [%]	Przyrost T_{pow} ważony [K]	Godziny $\Delta T_{\text{pow}} > 5 \text{ K}$ [h]
0, 10 / 40	–21,0	5,9	342
0, 10 / 45	–23,2	5,4	342
0, 10 / 50	–25,7	4,8	342
0, 15 / 40	–19,1	5,7	328
0, 15 / 45	–21,7	5,2	330
0, 15 / 50	–25,0	4,5	331
0, 20 / 40	–17,5	5,4	315
0, 20 / 45	–20,4	5,0	315
0, 20 / 50	–24,4	4,3	315

Dyskusja

Przedstawione wyniki pokazują, że wstępne podgrzewanie wody kierowanej do wymiennika c.w.u. energią z instalacji PV przynosi korzyść lokalną – niższe zapotrzebowanie na ciepło z sieci i mniejszy przepływ po stronie pierwotnej – kosztem podwyższenia temperatury powrotu o ok. 5 K. Istotne jest, że skala tego efektu jest praktycznie taka sama w układzie z obiegiem cyrkulacyjnym i bez niego (5,2 K wobec 5,4 K), mimo że architektury te znacznie różnią się punktem pracy węzła ciepłowniczego. Zestawienie wariantu z cyrkulacją z wariantem bazowym pozbawionym cyrkulacji przypisywałoby podgrzewowi wstępnemu przyrost 12,2 K i wzrost wskaźnika potencjału strat o 148% – wielkości opisujące w istocie koszt utrzymania obiegu cyrkulacyjnego. Ocena rozwiązań prosumenckich w ciepłownictwie zależy więc silnie od poprawnego doboru wariantu odniesienia. Przy szerszym upowszechnieniu podgrzewu wstępnego w wielu węzłach ciepłowniczych jednej sieci skutki tego wyboru kumulowałyby się w skali całego systemu [28].

Rozróżnienie między średnią ważoną przepływem a prostą średnią godzinową ma znaczenie praktyczne. Już w wariancie S2 obie miary różnią się istotnie (+5,4 K wobec +12,1 K, maks. 34,3 K), ponieważ największe godzinowe przyrosty przypadają na godziny małego przepływu. Źródła ciepła różnią się wrażliwością na takie chwilowe odchylenia: układy o dużej bezwładności cieplnej mogą tolerować rzadkie epizody podwyższonej temperatury

powrotu, natomiast źródła pracujące blisko granicznych parametrów znoszą je gorzej. Ocena tego, który profil jest bardziej niekorzystny, wymaga wiedzy o konkretnym źródle zasilającym sieć.

Przedstawiona analiza opiera się na kilku założeniach upraszczających. Model zastępczy wymiennika zbudowano na danych z programu doborowego, a nie na pomiarach analizowanego urządzenia, odwzorowuje więc charakterystykę katalogową, bez efektów zanieczyszczenia powierzchni wymiany ciepła. Dane doborowe mają charakter obliczeniowy, a model GAM pełni rolę emulatora tej charakterystyki. Ponieważ struktura modelu addytywnego nie gwarantuje zgodności przewidywanego przepływu z bilansem cieplnym, przepływ sieciowy wyznaczono z równania bilansu. Obieg cyrkulacyjny przyjęto jako stały w czasie strumień ($0,15 \text{ m}^3/\text{h}$) i temperaturę (45°C), podczas gdy w rzeczywistych instalacjach jest on zwykle sterowany czasowo lub termostaticznie. Obie wartości są założeniami autorskimi, wobec czego zbadano wrażliwość wyników S3 na ich zmianę. Przyjęto ponadto stałą temperaturę zasilania sieci (70°C) oraz bezstratną konwersję energii elektrycznej z instalacji fotowoltaicznej na ciepło w strumieniu wody, a więc pominięto straty falownika, okablowania i strefy nieczułości regulacji. Analiza obejmuje jeden miesiąc letni, co nie pozwala wnioskować o skali zjawiska w sezonie grzewczym.

Dla oceny wiarygodności wyniku istotne jest, czy dane założenie obciąża wartości bezwzględne metryk w obu porównywanych scenariuszach jednocześnie, czy obciąża różnicę między nimi, będącą właściwym wynikiem pracy. Ponieważ każde porównanie prowadzono w parze o identycznej architekturze instalacji odbiorczej, założenia działające jednakowo po obu stronach porównania w znacznej mierze się znoszą. Dotyczy to pominięcia zanieczyszczenia powierzchni wymiany ciepła, pominięcia strat ciepła w wymienniku i w przewodach przyłączeniowych oraz przyjęcia stałej temperatury zasilania sieci – obniżenie tej temperatury podnosi przepływ sieciowy we wszystkich scenariuszach, a względna redukcja przepływu wywołana podgrzewem wstępnym byłaby wówczas nieco mniejsza. Bezstratna konwersja energii elektrycznej na ciepło zawyża zarówno korzyść lokalną, jak i przyrost temperatury powrotu, wobec czego proporcja między nimi pozostaje zbliżona. Największy wpływ na różnicę w parze ma ekstrapolacja modelu zastępczego poza obszar treningowy, ponieważ dotyczy bezpośrednio temperatury powrotu – to główne źródło niepewności podanych przyrostów $5,4 \text{ K}$ i $5,2 \text{ K}$. Wpływ parametrów obiegu

cyrkulacyjnego skwantyfikowano analizą wrażliwości.

Zakres stosowalności wyników w odniesieniu do obiektów innego typu wyznaczają dwie wielkości. Pierwszą jest stosunek energii dostępnej z instalacji fotowoltaicznej do zapotrzebowania na ciepło do przygotowania c.w.u. w tym samym okresie, w analizowanym obiekcie równy $4554,5/9474,6 = 0,48$. Drugą jest zgodność czasowa profilu rozbioru c.w.u. z profilem produkcji energii, w budynku wielorodzinnym niekorzystna, ponieważ piki poranny i wieczorny wypadają poza szczytem produkcji. Sprawność asymilacji $74,2\%$ oraz przyrost temperatury powrotu o ok. 5 K uzyskano zatem przy niekorzystnej zgodności czasowej i przy stosunku bliskim $0,5$. Im mniejszy ten stosunek i im lepsza zgodność czasowa, tym wyższa sprawność asymilacji i mniejszy przyrost temperatury powrotu na jednostkę przejętej energii. W obiektach o wysokim i wyrównanym w ciągu dnia zapotrzebowaniu na c.w.u., takich jak szpitale, hotele, domy opieki czy obiekty sportowe, należy zatem oczekiwać warunków korzystniejszych niż opisane. W budynkach biurowych i szkołach, gdzie zapotrzebowanie na c.w.u. jest o rząd wielkości niższe przy porównywalnej powierzchni dachu, układ częściej osiągałby ograniczenie temperatury wejściowej, sprawność asymilacji byłaby istotnie niższa, a przyrosty temperatury powrotu w godzinach małego rozbioru bardziej skrajne. Oceny te wynikają z zależności opisanej powyżej, nie z obliczeń dla obiektów innego typu, wobec czego wskazują kierunek i mechanizm, a nie wartości.

Zakres stosowalności wniosku systemowego jest przy tym ograniczony strukturą źródeł zasilających sieć. W ciepłowniach opartych na kotłach wodnych rusztowych, wciąż licznych w krajowym ciepłownictwie, temperatura powrotu jest i tak podnoszona do poziomu wymaganego przez warunki pracy kotła, a udział strat ciepła w przewodzie powrotnym w całkowitych stratach jest niewielki – wpływ opisanego mechanizmu jest wówczas marginalny. Znaczenie praktyczne ma on przede wszystkim w źródłach pracujących z kotłami kondensacyjnymi oraz w sieciach niskotemperaturowych, gdzie sprawność wytwarzania zależy bezpośrednio od temperatury powrotu.

Z praktycznego punktu widzenia opisany mechanizm sugeruje, że wdrożenie podgrzewu wstępnego na szerszą skalę powinno być połączone z ograniczeniem maksymalnego przyrostu temperatury powrotu, na przykład przez czasowe zawieszenie podgrzewu w godzinach małego rozbioru c.w.u., w których efekt cieplny jest niewspółmiernie duży względem ilości zasymilowanej energii, lub przez wprowadzenie

dodatkowego elektrycznego źródła ciepła wyłącznie na potrzeby cyrkulacji.

Wnioski

Przeprowadzona analiza godzinowa węzła ciepłowniczego dwufunkcyjnego, obejmująca miesiąc letni oraz cztery warianty pracy zestawione w dwie pary o identycznej architekturze instalacji odbiorczej, wykazała, że wstępne podgrzewanie wody doprowadzanej do wymiennika c.w.u. przynosi wymierną korzyść po stronie budynku przy umiarkowanym pogorszeniu parametrów pracy sieci ciepłowniczej po stronie powrotnej.

Z dostępnej w analizowanym okresie energii instalacji fotowoltaicznej o mocy 40 kWp do podgrzania wody zasymilowano $74,2\%$. Podgrzew wstępny obniżył średni przepływ po stronie sieci o $27,8\%$ w układzie bez obiegu cyrkulacyjnego i o $21,7\%$ w układzie z obiegiem cyrkulacyjnym, a pobór ciepła z sieci odpowiednio o $35,8\%$ i $31,5\%$. Redukcja przepływu wystąpiła we wszystkich dziewięciu wariantach parametrów cyrkulacji objętych analizą wrażliwości.

Redukcji tej towarzyszył wzrost średniej, ważonej przepływem temperatury powrotu do sieci o $5,4 \text{ K}$ w układzie bez cyrkulacji i o $5,2 \text{ K}$ w układzie z cyrkulacją. Suma stopniogodzin temperatury powrotu ponad temperaturę odniesienia wzrosła w ujęciu nieważonym o $104,3\%$ i $38,3\%$, natomiast w ujęciu ważonym przepływem o $5,6\%$ i $0,3\%$. Pogorszenie parametrów powrotu ma zatem charakter temperaturowy, a nie energetyczny – strumień ciepła unoszony w przewodzie powrotnym w skali miesiąca praktycznie nie rośnie.

Efekt podgrzewu wstępnego okazał się praktycznie niezależny od obecności obiegu cyrkulacyjnego, mimo że sam obieg istotnie zmienia punkt pracy węzła ciepłowniczego – podnosi średni przepływ sieciowy o 32% i średnią temperaturę powrotu o $6,9 \text{ K}$ względem układu bez cyrkulacji. Rozdzielenie tych dwóch wkładów wymaga zestawiania wariantów o identycznej architekturze instalacji odbiorczej. Porównanie układu z cyrkulacją z układem jej pozbawionym zawyża skutki przypisywane instalacji fotowoltaicznej ponad dwukrotnie.

Korzyść energetyczna po stronie budynku i koszt systemowy wyrażony pogorszeniem parametrów pracy sieci ciepłowniczej po stronie powrotnej wymagają łącznej, a nie odrębnej, oceny, prowadzonej przy poprawnie dobranym wariancie odniesienia. Przedstawione wielkości pochodzą z jednego węzła ciepłowniczego, jednego miesiąca letniego i jednej przyjętej mocy instalacji fotowoltaicznej,

wobec czego wskazują mechanizm i rząd wielkości efektu, nie zaś wartości przenośne wprost na inne obiekty ani na sezon grzewczy.

Bibliografia

- [1] Arteconi A., Hewitt N.J., Polonara F.: State of the art of thermal storage for demand-side management; Applied Energy; 2012; 93; 371–389; <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.12.045>
- [2] Averfalk H., Werner S.: Novel low temperature heat distribution technology; Energy; 2018; 145; 526–539; <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.12.157>
- [3] Bloess A., Schill W.-P., Zerrahn A.: Power-to-heat for renewable energy integration: A review of technologies, modeling approaches, and flexibility potentials; Applied Energy; 2018; 212; 1611–1626; <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.12.073>
- [4] Brand M., Thorsen J.E., Svendsen S.: Numerical modelling and experimental measurements for a low-temperature district heating substation for instantaneous preparation of DHW with respect to service pipes; Energy; 2012; 41(1); 392–400; <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.02.061>
- [5] Brange L., Englund J., Lauenburg P.: Prosumers in district heating networks – A Swedish case study; Applied Energy; 2016; 164; 492–500; <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.12.020>
- [6] Buffa S., Cozzini M., D'Antoni M., Barattieri M., Fedrizzi R.: 5th generation district heating and cooling systems: A review of existing cases in Europe; Renewable and Sustainable Energy Reviews; 2019; 104; 504–522; <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.059>
- [7] Chmielewska A.: Characteristics of Domestic Hot Water Consumption Profiles in Multi-Family Buildings for Energy Modeling Purposes; Energies; 2025; 18(17); 4578; <https://doi.org/10.3390/en18174578>
- [8] Fuentes E., Arce L., Salom J.: A review of domestic hot water consumption profiles for application in systems and buildings energy performance analysis; Renewable and Sustainable Energy Reviews; 2018; 81; 1530–1547; <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.229>
- [9] Gadd H., Werner S.: Heat load patterns in district heating substations; Applied Energy; 2013; 108; 176–183; <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.02.062>
- [10] Gadd H., Werner S.: Achieving low return temperatures from district heating substations; Applied Energy; 2014; 136; 59–67; <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.09.022>
- [11] Hamburg A., Mikola A., Parts T.-M., Kalamees T.: Heat Loss Due to Domestic Hot Water Pipes; Energies; 2021; 14(20); 6446; <https://doi.org/10.3390/en14206446>
- [12] Khamma T.R., Zhang Y., Guerrier S., Boubekri M.: Generalized additive models: An efficient method for short-term energy prediction in office buildings; Energy; 2020; 213; 118834; <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118834>
- [13] Li H., Svendsen S.: Energy and exergy analysis of low temperature district heating network; Energy; 2012; 45(1); 237–246; <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.056>
- [14] Lund H., Möller B., Mathiesen B.V., Dyrrelund A.: The role of district heating in future renewable energy systems; Energy; 2010; 35(3); 1381–1390; <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.11.023>
- [15] Lund H., Werner S., Wiltshire R., Svendsen S., Thorsen J.E., Hvelplund F., Mathiesen B.V.: 4th Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems; Energy; 2014; 68; 1–11; <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.089>
- [16] Luthander R., Widén J., Nilsson D., Palm J.: Photovoltaic self-consumption in buildings: A review; Applied Energy; 2015; 142; 80–94; <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.12.028>
- [17] Mohammadi M., Noorollahi Y., Mohammadi-ivatloo B., Yousefi H.: Energy hub: From a model to a concept – A review; Renewable and Sustainable Energy Reviews; 2017; 80; 1512–1527; <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.07.030>
- [18] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz.U. 2022 poz. 1225, z późn. zm.), § 120 ust. 2
- [19] Sajjadi S., Shamshirband S., Alizamir M., Yee P.L., Mansor Z., Manaf A.A., Altameem T.A., Mostafaeipour A.: Extreme learning machine for prediction of heat load in district heating systems; Energy and Buildings; 2016; 122; 222–227; <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.04.021>
- [20] Sayegh M.A., Danielewicz J., Nannou T., Miniewicz M., Jadwiszczak P., Piekarska K., Jouhara H.: Trends of European research and development in district heating technologies; Renewable and Sustainable Energy Reviews; 2017; 68(2); 1183–1192; <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.02.023>
- [21] Tol H.I., Madessa H.B.: Return-Temperature Reduction at District Heating Systems: Focus on End-User Sites; Energies; 2024; 17(19); 4901; <https://doi.org/10.3390/en17194901>
- [22] Tol H.I., Madessa H.B.: Enhancing District Heating System Efficiency: A Review of Return Temperature Reduction Strategies; Applied Sciences; 2025; 15(6); 2982; <https://doi.org/10.3390/app15062982>
- [23] Vandermeulen A., van der Heijde B., Helsen L.: Controlling district heating and cooling networks to unlock flexibility: A review; Energy; 2018; 151; 103–115; <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.034>
- [24] Wei Y., Zhang X., Shi Y., Xia L., Pan S., Wu J., Han M., Zhao X.: A review of data-driven approaches for prediction and classification of building energy consumption; Renewable and Sustainable Energy Reviews; 2018; 82; 1027–1047; <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.108>
- [25] Werner S.: International review of district heating and cooling; Energy; 2017; 137; 617–631; <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.045>
- [26] Yang X., Svendsen S.: Ultra-low temperature district heating system with central heat pump and local boosters for low-heat-density area: Analyses on a real case in Denmark; Energy; 2018; 159; 243–251; <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.06.068>
- [27] Yildiz B., Roberts M., Bilbao J.L., Heslop S., Bruce A., Dore J., MacGill I., Egan R.J., Sproul A.B.: Assessment of control tools for utilizing excess distributed photovoltaic generation in domestic electric water heating systems; Applied Energy; 2021; 300; 117411; <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.117411>
- [28] Ziemele J., Gravelins A., Blumberga A., Blumberga D.: Combining energy efficiency at source and at consumer to reach 4th generation district heating: Economic and system dynamics analysis; Energy; 2017; 137; 595–606; <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.123>

PATRONAT HONOROWY



Politechnika Białostocka

PTEC

NAPE

NARODOWA AKADEMIA PODLASKA

PARTNER STRATEGICZNY



PATRONAT MEDIALNY



XII PODLASKA KONFERENCJA CIEPŁOWNICZA

8–9 październik 2026 / Warchały



POLSKIE ZRZESZENIE
INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW
SANITARNYCH
Oddział Białystok

PARTNERZY WSPIERAJĄCY

