# Rury izolowane aerożelem – nowe oblicze izolacji

## Polska technologia, proste rozwiązania, zaskakujące rezultaty

ADOLF MIROWSKI

Obecnie cywilizowany świat pracuje nieustannie nad poszukiwaniami nowych form pozyskiwania energii elektrycznej i ciepła. Ostatnie 20 lat trudno nazwać już ewolucją, to bardziej przypomina rewolucję energetyczną. Przykładowo w latach 90. ubiegłego wieku stosowanie gazowych kotłów atmosferycznych było wręcz standardem, obecnie powszechne w użyciu są kotły kondensacyjne, które są już zastępowane przez pompy ciepła.
W tym dynamicznym rozwoju i poszukiwaniu coraz to doskonalszych technologii nie należy zapominać o prostych i niezawodnych rozwiązaniach ograniczających straty ciepła na jego przesyle, czyli materiałach izolacyjnych i ich niebagatelnej roli. Przykładowo zastosowanie bardzo dobrej aerożelowej izolacji przynosi użytkownikowi wymierne korzyści finansowe. Jak wysokie są to korzyści, przekonajmy się na podstawie konkretnych przykładów.

Preizolowane rury do ciepłej wody użytkowej nowej generacji zaizolowane matą aerożelową ze szczególnie niskim własnymi stratami ciepła. Bazą EverWarm są rury 5-warstwowe Pex-Al-Pex o wymiarach: ø16×2 mm oraz ø20×2 mm, z atestem PZH zaizolowane matą aerożelową o grubości izolacji 5 lub 10 mm. Maks. temperatura pracy: 95°C, maks. ciśnienie robocze: 10 bar, kolor biały

### Nowa generacja rur preizolowanych aerożelem

Materiały izolacyjne na bazie aerożelu zostały opracowane kilkadziesiąt lat temu na potrzeby lotów kosmicznych i techniki wojskowej. Od lat 80. ubiegłego wieku są one już dostępne także w zastosowaniach cywilnych. Do jego cennych właściwości należy w pierwszej kolejności niski współczynnik przewodzenia ciepła na poziomie $\lambda = 0{,}017$ W/(m·K) – tj. średnio 2,8 razy mniej niż popularne materiały izolacyjne stosowane obecnie. Dodatkowym atutem aerożelu jest jego długa żywotność porównywalna z żywotnością budynku i szeroki zakres temperatury roboczej od -200°C do +200°C. Ponadto jest materiałem niepalnym.
Jak ważnym jest niski współczynnik przewodzenia ciepła materiału izolacyjnego świadczą o tym wartości jednostkowych strat ciepła ($U_R$) w [W/(m·K)]) typowych zaizolowanych rur Pex-Al-Pex przeznaczonych do transportu i cyrkulacji c.w.u. W tym celu w tabeli **1** zestawio-

| Wymiar rury | Ozn. | Jedn. | 16x2 | 20x2 | 25x2,5 | 32x3 | 40x4 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Jedn. straty ciepła rury z izolacją | $U_R$ | W/m·K | 0,168 | 0,200 | 0,238 | 0,290 | 0,349 |
| Grubość izolacji aerożelowej | $g_a$ | mm | 5,00 | | | | |
| Średnica rury wraz z izolacją | $D_z$ | mm | 26,00 | 30,00 | 35,00 | 42,00 | 50,00 |
| Rysunek porównawczy | | | | | | | |

Tabela **1** Rury Pex-Al-Pex izolowane aerożelem o współczynniku przewodzenia ciepła $\lambda = 0{,}017$ [W/(m·K) i grubości $g_a = 5$ mm [Źródło: Evertec/Viessmann, obliczenia własne]

no rury zaizolowane aerożelem o grubości $g_a$ = 5 mm o współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,017 W/(m·K), natomiast w tabelach **2** i **3** zamieszczono równoważne w zakresie jednostkowych strat ciepła $U_R$ rury zaizolowane materiałem o współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,035 W/(m·K) oraz λ = 0,048 W/(m·K).
Należy zwrócić uwagę, że wymagana, równoważna grubość izolacji w tych przypadkach (tabela **2** i **3**) jest znacznie większa niż wynika to z porównania samych tylko współczynników przewodzenia ciepła (λ). Dość wymownie ilustruje to zestawienie rysunków, w których zachowano proporcję skali pomiędzy tymi rozwiązaniami.

| Wymiar rury | Ozn. | Jedn. | 16x2 | 20x2 | 25x2,5 | 32x3 | 40x4 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Jedn. straty ciepła rury z izolacją | $U_R$ | W/m·K | 0,168 | 0,200 | 0,238 | 0,290 | 0,349 |
| Równoważna grubość izolacji | $g_a$ | mm | 16,00 | 15,00 | 14,00 | 13,00 | 12,00 |
| Średnica rury wraz z izolacją | $D_z$ | mm | 48,00 | 50,00 | 53,00 | 58,00 | 64,00 |
| Rysunek porównawczy | | | | | | | |

Tabela **2** Równoważna grubość izolacji rur Pex-Al-Pex o współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,035 [W/(m·K) [Źródło: obliczenia własne]

| Wymiar rury | Ozn. | Jedn. | 16x2 | 20x2 | 25x2,5 | 32x3 | 40x4 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Jedn. straty ciepła rury z izolacją | $U_R$ | W/m·K | 0,168 | 0,200 | 0,238 | 0,290 | 0,349 |
| Równoważna grubość izolacji | $g_a$ | mm | 32,00 | 28,00 | 24,00 | 21,00 | 20,00 |
| Średnica rury wraz z izolacją | $D_z$ | mm | 80,00 | 76,00 | 73,00 | 74,00 | 80,00 |
| Rysunek porównawczy | | | | | | | |

Tabela **3** Równoważna grubość izolacji rur Pex-Al-Pex o współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,048 [W/(m·K) [Źródło: obliczenia własne]

| Wymiar rury | Ozn. | Jedn. | 16x2 | 20x2 | 25x2,5 | 32x3 | 40x4 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Jedn. straty ciepła rury z izolacją | $U_R$ | W/m·K | 0,119 | 0,138 | 0,162 | 0,194 | 0,230 |
| Grubość izolacji aerożelowej | $g_a$ | mm | 10 | | | | |
| Średnica rury wraz z izolacją | $D_z$ | mm | 36,00 | 40,00 | 45,00 | 52,00 | 60,00 |
| Rysunek porównawczy | | | | | | | |

Tabela **4** Rury Pex-Al-Pex izolowane aerożelem o współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,017 [W/(m·K) i grubości ga = 10 mm [Źródło: Evertec/Viessmann, obliczenia własne]

| Wymiar rury | Ozn. | Jedn. | 16x2 | 20x2 | 25x2,5 | 32x3 | 40x4 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Jedn. straty ciepła rury | $U_R$ | W/m·K | 0,119 | 0,138 | 0,162 | 0,194 | 0,230 |
| Równoważna grubość izolacji | $g_a$ | mm | 36,00 | 33,00 | 30,00 | 29,00 | 25,00 |
| Średnica rury wraz z izolacją | $D_z$ | mm | 88,00 | 86,00 | 85,00 | 90,00 | 90,00 |
| Rysunek porównawczy | | | | | | | |

Tabela **5** Równoważna grubość izolacji rur Pex-Al-Pex o współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,035 [W/(m·K) [Źródło: obliczenia własne]

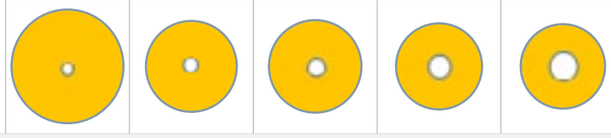
| Wymiar rury | Ozn. | Jedn. | 16x2 | 20x2 | 25x2,5 | 32x3 | 40x4 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Jedn. straty ciepła rury*4 | $U_R$ | W/m·K | 0,119 | 0,138 | 0,162 | 0,194 | 0,230 |
| Równoważna grubość izolacji | $g_a$ | mm | 80,00 | 60,00 | 59,00 | 51,00 | 45,00 |
| Średnica rury wraz z izolacją | $D_z$ | mm | 176,00 | 140,00 | 143,00 | 134,00 | 130,00 |
| Rysunek porównawczy | | |  | | | | |

Tabela **6** Równoważna grubość izolacji rur Pex-Al-Pex o współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,048 [W/(m·K) [Źródło: obliczenia własne]

Analogicznie w tabeli **4** zestawiono rury zaizolowane aerożelem o grubości $g_a$ = 10 mm o współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,017 W/(m·K) natomiast w tabelach 5 i 6 równoważne w zakresie jednostkowych strat ciepła $U_R$ rury zaizolowane innym materiałem o współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,035 W/(m·K) oraz λ = 0,048 W/(m·K).
W tej analizie porównawczej zestawienie rysunków jest szczególnie wymowne. Należy zwrócić uwagę, że w przypadku grubości izolacji z aerożelu $g_a$ = 10 mm (tabela **4**) średnice rur wraz z izolacją nie nastręczają problemu z ich montażem w kanałach, wylewkach etc. Jednakże w porównaniu do równoważnych rozwiązań tj. z zastosowaniem izolacji o współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,035 W/(m·K) oraz λ = 0,048 W/(m·K) (tabela **5** i **6**) ich ułożenie w wielu przypadkach będzie kłopotliwe albo wręcz niemożliwe.

## Wymierne korzyści dla użytkowania

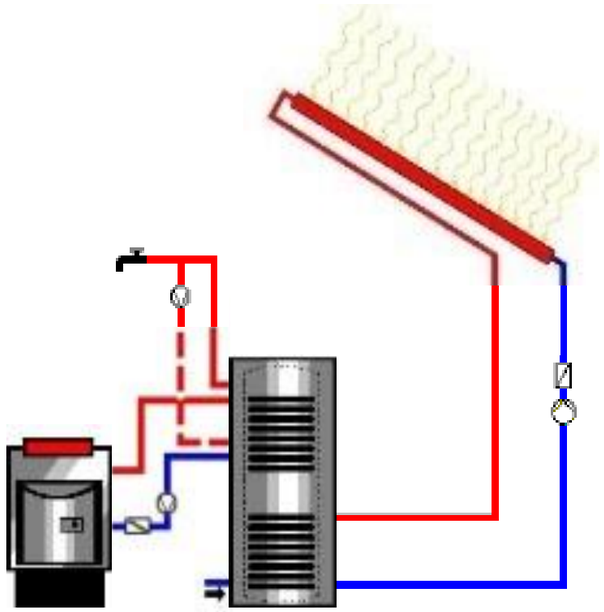
Podstawową kwestią, jaka powstała w trakcie omawiania poprzednich zagadnień jest szeroko rozumiana opłacalność zastosowania rur preizolowanych aerożelem. W tym celu przedstawiono poniżej przykłady świadczące dość wyraźnie i dobitnie, że inwestycja w rury preizolowane aerożelem to bardzo efektywnie zainwestowane środki.

### Przykład 1: Budynek jednorodzinny z instalacją kolektorów słonecznych

Do oceny wpływu strat ciepła przewodów instalacji c.w.u. na jakość pracy kolektorów słonecznych wykorzystano program T*SOL Expert 4.5.
Rozpatrzono typowe rozwiązanie, z zastosowaniem biwalentnego podgrzewacza c.w.u. o poj. 300 litrów oraz dwóch płaskich kolektorów słonecznych (tabela **7**).

| Budynek jednorodzinny | Ozn. | Jedn. | Wartość |
|---|---|---|---|
| Kolektor płaski | $A_a$ | m² | 2 x 2,2 |
| Podgrzewacz biwalentny c.w.u. | $V_b$ | l | 200 |
| Zużycie ciepłej wody użytkowej | $V_{cwu}$ | l/dobę | 160 |
| Temperatura ciepłej wody użytkowej | $t_{cwu}$ | °C | 50 |
| Temperatura otoczenia rur c.w.u. | $t_o$ | °C | 20 |
| Rodzaj otoczenia rur c.w.u. | | powietrze | |
| Rodzaj i długość rur (16x2), do transportu c.w.u. | $L_T$ | m | 30 |
| Rodzaj i długość rur (16x2), do cyrkulacji c.w.u. | $L_C$ | m | 30 |

Tabela **7** Dane do obliczeń przykładu 1 z uwzględnieniem obiegu cyrkulacji



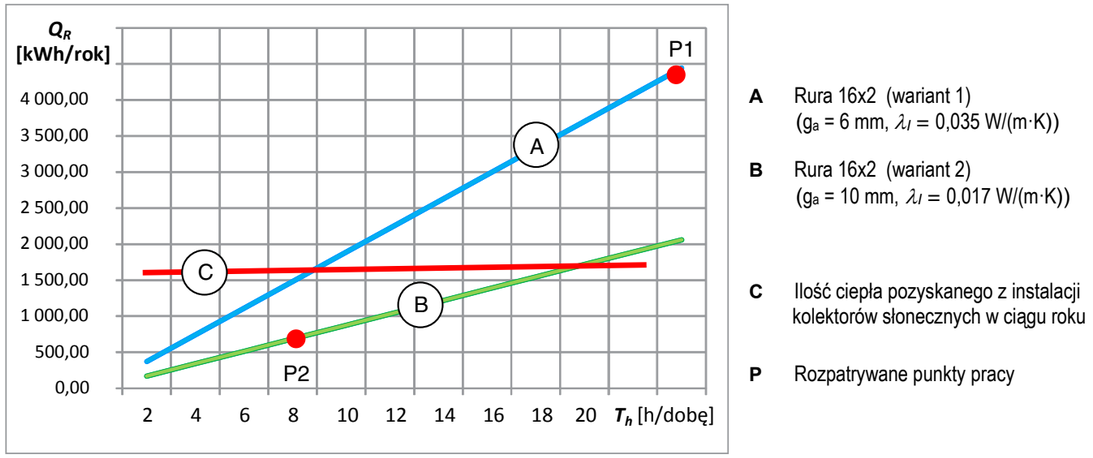
**1** Schemat pomocniczy układu do przykładu 1 [Źródło: program T*SOL]

Prawidłowo zaprojektowana i wykonana instalacja zapewnia, że w okresie letnim podstawowe źródło ciepła (kocioł) do przygotowania c.w.u. załączane będzie bardzo rzadko. Warunkiem takiej pracy są między innymi niewielkie straty ciepła podgrzewacza c.w.u., rur transportujących c.w.u. oraz ograniczony czas pracy pompy cyrkulacyjnej (jeśli cyrkulacja występuje).

**Rozpatrzmy zatem następujące warianty:**

**Wariant 1**

Rury do c.w.u. izolowane są materiałem izolacyjnym o grubości izolacji $g_i$ = 6 mm (standardowa grubość izolacji obecnie stosowana w budownictwie jednorodzinnym) i współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,035 W/(m·K), $U_R$ = 0,245 W/(m·K).




**2** Straty ciepła w obiegu c.w.u. w zależności od rodzaju izolacji rur i czasu pracy pompy cyrkulacyjnej [Źródło: obliczenia własne]

**Wariant 2**

Rury do c.w.u. izolowane są aerożelem o grubości izolacji $g_i$ = 10 mm i współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,017 W/(m·K), $U_R$ = 0,119 W/(m·K).

Straty ciepła w rurach systemu ciepłej wody użytkowej QR [kWh/rok] można wyznaczyć w przybliżeniu według zależności:

$$Q_R = 365 \cdot k \cdot T_h \cdot U_R \cdot (L_T + L_C) \cdot (t_c - t_o) \cdot 10^{-3}$$

gdzie:

$T_h$ – czas pracy pompy cyrkulacyjnej (h/dobę),

$T_h$ = analiza od 2 do 24 h/dobę,

k – współczynnik uwzględniający stan izolacji kolanek, łączników i innych elementów instalacji c.w.u., k = od 1 do 1,2 (do analizy przyjęto k = 1,15),

$U_R$ – jednostkowe straty ciepła zaizolowanej rury [W/(m·K)];

Zależność do wyznaczenia rocznych strat ciepła rur systemu ciepłej wody użytkowej przybiera zatem postać:

$$Q_R = 365 \cdot 1{,}15 \cdot T_h \cdot U_R \cdot (30 + 30) \cdot (50 - 20) \cdot 10^{-3}\, kWh/rok$$

Powyższe straty ciepła można wyznaczyć również z wykorzystaniem wymienianego już program T*SOL. Wyniki obliczeń w odniesione do danych wyszególnionych w analizowanym przykładzie (wariant 1 i 2), przy różnym czasie pracy pompy cyrkulacyjnej zestawiono na wykresie (rys. **2**).

**Podsumowanie (Wariant 1 rura A)**

Jak wynika z rys. **2**, w przypadku wariantu 1 już przy czasie pracy pompy cyrkulacyjnej $T_h \geq 10$ h/dobę straty ciepła w obiegu c.w.u. są porównywalne lub znacznie większe od ilości ciepła, jaka może być przekazana do systemu ciepłej wody użytkowej przez instalację kolektorów słonecznych. W tym przypadku instalacja kolektorów kompensuje straty ciepła w obiegu cyrkulacji poniżej 50%.

**Podsumowanie (Wariant 2 rura B)**

W przypadku rur preizolowanych aerożelem straty ciepła w obiegu c.w.u. są znacznie mniejsze. Rury nowej generacji stwarzają najlepsze możliwości redukcji strat ciepła w sieci c.w.u, które w analizowanym przykładzie są na poziomie znacznie niższym niż ilość ciepła, jaka zostaje przekazana do ciepłej wody użytkowej przez instalację kolektorów słonecznych. W tym przypadku instalacja kolektorów całkowicie kompensuje straty ciepła w obiegu cyrkulacji.

Możemy również oszacować różnicę w kosztach eksploatacji $R_{K21}$ (pomiędzy wariantami 1 i 2), tj. pomiędzy przykładowymi punktami pracy P1 oraz P2.

$$R_{K21} = \frac{(S_{cwu2} - S_{cwu1}) \cdot C_{jG}}{H_u \cdot \eta_{scwu}} [zł/rok]$$

gdzie:

$C_{jG}$ – cena zakupu gazu, $C_{jG}$ = 1,6 zł/Nm³,

$\eta_{scwu}$ – sprawność systemu c.w.u., $\eta_{scwu}$ = 0,80,

$H_u$ – wartość opałowa gazu, $H_u$ = 9,6 zł/Nm³,

$S_{cwu}$ – straty ciepła w obiegu c.w.u. – zgodnie z wykresem (rys. **2**), $S_{cwu1}$ = 3400 kWh/rok, $S_{cwu2}$ = 700 kWh/rok,

Po podstawieniu danych otrzymujemy:

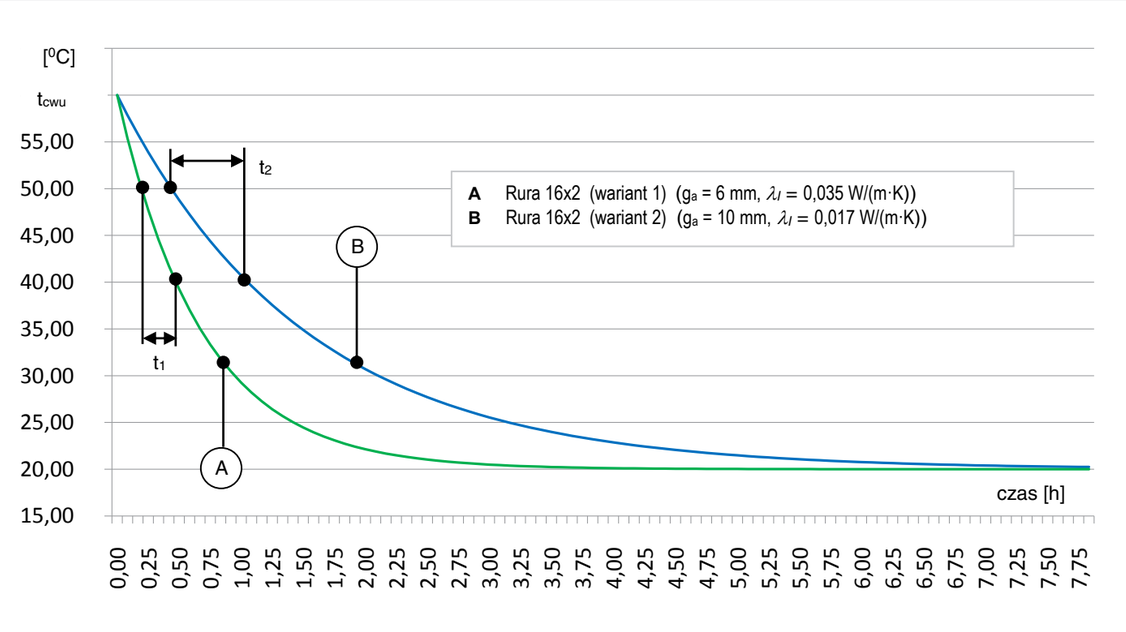
$$R_{K21} == \frac{(700 - 3400) \cdot 1{,}6}{9{,}6 \cdot 0{,}80} [zł/rok] = -562\ [zł/rok]$$

Wykazano, że w przypadku wariantu 1 użytkownik w porównaniu do wariantu 2 ponosi straty w wysokości -562 zł/rok.

**Wynik**

W przypadku rur preizolowanych aerożelem roczne straty ciepła w obiegu c.w.u. są dwukrotnie mniejsze. Uzyskane oszczędności ciepła są na poziomie zysków, jakie otrzymuje się dzięki pracy instalacji kolektorów słonecznych. Oszczędności ciepła mogą być jeszcze większe, gdyż w przypadku rur preizolowanych aerożelem w celu zabezpieczenia komfortu użytkowania c.w.u. wymagany będzie krótszy czas pracy pompy cyrkulacyjnej w ciągu doby. Dowodem w sprawie jest przebieg spadku temperatury c.w.u. w czasie (rys. **3**) przy wyłączonej pompie cyrkulacyjnej.

Jak wynika z rys. **3** przy komforcie c.w.u. w przedziale temperatury $t_{cwu}$ od 50°C do 40°C okres przerwy pomiędzy wyłączeniem a załączeniem pompy cyrkula-




**3** Przebieg spadu temperatury wody wewnątrz rury 16x2 [Źródło: obliczenia własne]

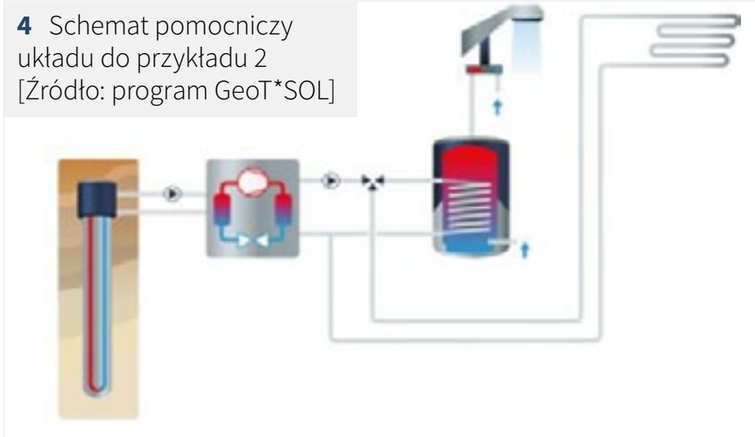
| Parametry budynku i instalacji | Ozn. | Jedn. | Wartość | Uwagi |
|---|---|---|---|---|
| Moc grzewcza pompy ciepła | $Q_{ccwu}$ | kW | 9,22 | B0/W55 (w czasie podgrzewania c.w.u.) |
| Moc elektryczna pompy ciepła | $Q_{ecwu}$ | kW | 2,75 | |
| Współczynnik efektywności przy podgrzewaniu c.w.u. | $COP_{cwu}$ | - | 3,34 | |
| Moc grzewcza pompy ciepła | $Q_{cco}$ | kW | 10,06 | B0/W35 (w czasie ogrzewania c.o.) |
| Moc elektryczna pompy ciepła | $Q_{eco}$ | kW | 2,13 | |
| Współczynnik efektywności przy ogrzewaniu c.o. | $COP_{co}$ | - | 4,72 | |
| Moc elektryczna pompy ciepła obiegu solanki | $Q_{pdzc}$ | kW | 0,12 | |
| Projektowa temperatura zasilania obiegu c.o. (ogrz. podłogowe) | $t_{zp}/t_{pp}$ | °C | 35/30 | $U_p$ = 100% |
| Żądana temperatura w pomieszczeniu | $t_{pom}$ | °C | 20 | |
| Dzienne zapotrzebowanie na c.w.u. | $V_{cwu}$ | litry/dzień | 160 | |
| Żądana temperatura c.w.u. | $t_{cwu}$ | °C | 50 | |
| Długość przewodów do transportu c.w.u. | $L_T$ | m | 30 | |
| Długość przewodów cyrkulacyjnych. | $L_C$ | m | 30 | |
| Liniowy współczynnik strat ciepła rury cyrkulacyjnej | $U_R$ | W/(m·K) | 0,245 | analiza wariant 1 |
| Liniowy współczynnik strat ciepła rury cyrkulacyjnej | $U_R$ | W/(m·K) | 0,119 | analiza wariant 2 |
| Powiększenie strat z uwagi na kształtki | k | % | 20 | |
| Czas pracy cyrkulacji | $T_h$ | h/doba | 24 | analiza |
| Rodzaj otoczenia rur c.w.u. | $t_o$ | °C | 20 | powietrze |

Tabela **8** Dane do obliczeń przykładu 2 z uwzględnieniem obiegu cyrkulacji

cyjnej w przypadku rury preizolowanej aerożelem ($t_2$) (wariant 2) jest około 2,2 razy dłuższy niż w przypadku analogicznej przerwy ($t_1$) przy zastosowaniu rury z wariantu 1.

### Przykład 2. Budynek jednorodzinny zasilany gruntową pompą ciepła

W niniejszym przykładzie poruszono również zagadnienie związane ze stratami ciepła w obiegu c.w.u. Celem przeprowadzonej analizy jest uwidocznienie, jak przez brak wiedzy w tym zakresie tj. niewłaściwą izolacją rur c.w.u. oraz nierozważne sterowanie np. czasem pracy pompy cyrkulacyjnej można spowodować pogorszenie warunków pracy pompy ciepła.
Do analizy przyjęto przykładową instalację z gruntową pompą ciepła, której wybrane parametry przedstawiono w tabeli **8**.
Powyższe dane posłużyły do obliczeń symulacyjnych z wykorzystaniem programu WP-OPT. Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunkach poniżej.
W obliczeniach uwzględniono te same rodzaje rur, które opisano w przykładzie 1.

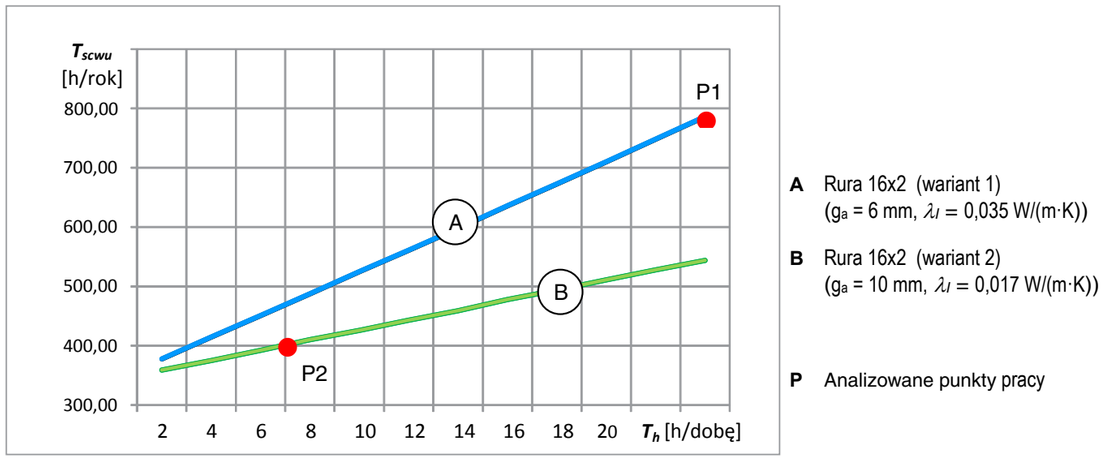


**4** Schemat pomocniczy układu do przykładu 2 [Źródło: program GeoT*SOL]

**Rozpatrzmy zatem analogiczne warianty jak w przykładzie 1:**

**Wariant 1**
Rury do c.w.u. izolowane są materiałem izolacyjnym o grubości izolacji $g_i$ = 6 mm i współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,035 W/(m·K), $U_R$ = 0,245 W/(m·K).

**Wariant 2**
Rury do c.w.u. izolowane są aerożelem o grubości izolacji $g_i$ = 10 mm i współczynniku przewodzenia ciepła λ = 0,017 W/(m·K), $U_R$ = 0,119 W/(m·K).




**5** Przebiegi czasu pracy sprężarki pompy ciepła niezbędnego do podgrzewania c.w.u. w zależności od rodzaju i grubości izolacji rur oraz czasu pracy pompy cyrkulacyjnej [Źródło: obliczenia własne]

Już na podstawie zilustrowanych przebiegów widać, że zarówno czas pracy pompy cyrkulacyjnej $T_h$, jak i stan izolacji rur do transportu i cyrkulacji c.w.u. znacząco wpływają na czas pracy pompy ciepła $T_{scwu}$.
W przypadku wariantu 1 (punkt P1) czas pracy pompy ciepła przeznaczony na podgrzewanie c.w.u. wynosi aż $T_{scwu}$ = 790 h/rok, a w odniesieniu do wariantu 2 (punkt P2) $T_{scwu}$ = 400 h/rok. Przy tym należy zaznaczyć, że w okresie podgrzewania c.w.u. pompa ciepła musi pracować z wyższą temperaturą zasilania niż przy zasilaniu obiegu ogrzewania podłogowego tj. $t_{zcwu} > t_{cwu} > t_{zp}$.
W takiej sytuacji pompa ciepła pracuje z niższym współczynnikiem efektywności COP ($COP_{cwu}$ = 3,34), w przeciwieństwie do $COP_{co}$, którego wartość w okresie ogrzewania c.o., z temperaturą na zasilaniu $t_z$ = 35°C, wynosi $COP_{co}$ = 4,72 (tab. **8**).
W oparciu o przebiegi (rys. **5**) możemy oszacować różnicę w kosztach eksploatacji RK21 (pomiędzy wariantami 1 i 2) tylko na podstawie analizy czasu pracy sprężarki według reguły podanej poniżej.

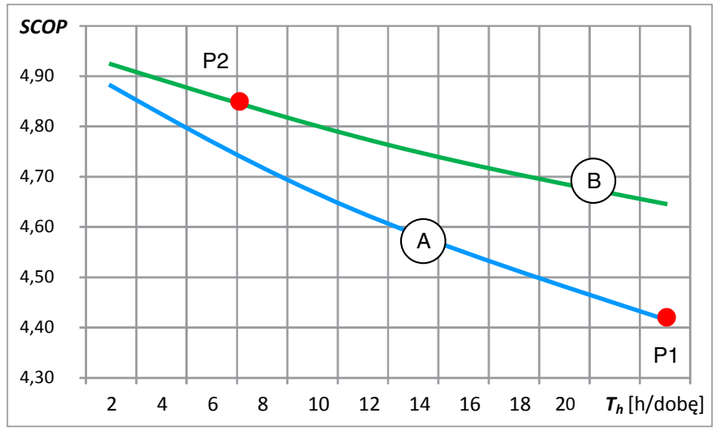
$$R_{K21} = (T_{scwu2} - T_{scwu1}) \cdot (Q_{ecwu} + Q_{pdzc}) \cdot C_{jE}$$

gdzie:
$T_{scwu1}$ – czas pracy sprężarki pompy ciepła na podgrzewanie c.w.u. (wariant 1) ($T_{scwu1}$ = 790 h/rok – rys. **5**),
$T_{scwu2}$ – czas pracy sprężarki pompy ciepła na podgrzewanie c.w.u. (wariant 2) ($T_{scwu2}$ = 400 h/rok – rys. **5**),
$Q_{ecwu}$ – moc elektryczna pobierana przez pompę ciepła w okresie podgrzewania c.w.u. ($Q_{ecwu}$ = 2,75 kW – tab. **8**),
$Q_{pdzc}$ – moc elektryczna pompy ciepła obiegu solanki dolnego pionowego gruntowego wymiennika ciepła ($Q_{pdzc}$ = 0,12 kW – tab. **8**),
$C_{jE}$ – cena jednostkowa energii elektrycznej ($C_{jE}$ = 0,65 zł/kWh).

Po podstawieniu danych

$$R_{K21} = (400 - 790) \cdot (2{,}75 + 0{,}12) \cdot 0{,}65\ zł/rok = -727\ zł/rok$$

Wykazano, że w przypadku porównania wariantu 1 w do 2 uzyskano straty sięgające poziomu -727 zł/rok. Wyznaczone straty są na poziomie 20% łącznych kosztów eksploatacji pompy ciepła w ciągu roku. Porównywalne wyniki uzyskuje się z wykorzystaniem odpowiednich programów symulacyjnych. Na podstawie tych uproszczonych analiz widać, że różnica w kosztach eksploatacji może być bardzo duża. Potwierdzeniem jest także analogiczna analiza rocznego współczynnika efektywności energetycznej SCOP (rys. **6**) w zależności od tych samych parametrów.




**A** Rura 16x2 (wariant 1) ($g_a$ = 6 mm, $\lambda_I$ = 0,035 W/(m·K))

**B** Rura 16x2 (wariant 2) ($g_a$ = 10 mm, $\lambda_I$ = 0,017 W/(m·K))

**P** Analizowane punkty pracy

**6** Przebiegi współczynnika efektywności SCOP w zależności od rodzaju i grubości izolacji rur oraz czasu pracy pompy cyrkulacyjnej (obliczenia symulacyjne w programie WP-OPT)

REKLAMA

Efektywne i ekologiczne rozwiązania systemowe dla jednostek samorządu terytorialnego, przedsiębiorstw oraz inwestorów indywidualnych

Kompletny program firmy Viessmann dla wszystkich nośników energii i obszarów zastosowań gwarantuje najwyższą jakość i wyznacza standardy. Firma Viessmann oferuje praktyczne rozwiązania systemowe i wymierne korzyści dopasowane do potrzeb Klienta. Inwestor dziś potrzebuje pewności, że inwestuje mądrze, a w zamian otrzymuje najlepszą możliwą wartość – niższe wydatki domowego budżetu za energię. **www.viessmann.pl**

**Menedżerowie Produktu – Odnawialne Źródła Energii:**
Wrocław – tel. 782 756 718, e-mail: jusm@viessmann.com
Poznań – tel. 782 756 729, e-mail: szak@viessmann.com
Mysłowice tel. 782 756 738, e-mail: eica@viessmann.com
Warszawa tel. 782 756 748, e-mail: mrb@viessmann.com
**Przemysłowe pompy ciepła (cała Polska):**
tel. 782 756 787, e-mail: bcz@viessmann.com
**Projekty inwestycyjne OZE (cała Polska):**
tel. 782 756 708, e-mail: krca@viessmann.com
**Systemy fotowoltaiczne (cała Polska):**
tel. 782 756 728, e-mail: durp@viessmann.com

VIESSMANN
climate of innovation

| Specyfikacja rur PN 10 | Łączna długość | Izolacja pianka | Grubość izolacji | Jedn straty ciepła | Temp. c.w.u. | Temp. otoczenia | Wsp. strat (kształtki) | Roczne straty ciepła |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | [m] | l [W/(m·K)] | [mm] | $U_R$ [W/(m·K)] | $t_{cwu}$ [°C] | $t_o$ [°C] | k | [kWh/rok] |
| PP 25x2,5 | 46 | 0,045 | 9 | 0,337 | 55 | 16 | 1,2 | 6 355,32 |
| PP 32x3,0 | 115 | 0,045 | 9 | 0,401 | 55 | 16 | 1,2 | 18 905,67 |
| PP 40x4,0 | 15 | 0,045 | 9 | 0,471 | 55 | 16 | 1,2 | 2 896,42 |
| PP 50x4,6 | 19 | 0,045 | 9 | 0,560 | 55 | 16 | 1,2 | 4 362,06 |
| PP 63x5,8 | 38 | 0,045 | 9 | 0,670 | 55 | 16 | 1,2 | 10 437,79 |
| | | | | | | | **Łącznie $S_{cwu1}$** | **42 957,27** |

Tabela **9** Budynek wielorodzinny stan aktualny (wariant 1)

| Specyfikacja rur PN 10 | Łączna długość | Izolacja pianka | Grubość izolacji | Jedn straty ciepła | Temp. c.w.u. | Temp. otoczenia | Wsp. strat (kształtki) | Roczne straty ciepła |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | [m] | l [W/(m·K)] | [mm] | $U_R$ [W/(m·K)] | $t_{cwu}$ [°C] | $t_o$ [°C] | k | [kWh/rok] |
| PP 25x2,5 | 46 | 0,017 | 10 | 0,162 | 55 | 16 | 1 | 2 545,90 |
| PP 32x3,0 | 115 | 0,017 | 10 | 0,194 | 55 | 16 | 1 | 7 621,99 |
| PP 40x4,0 | 15 | 0,017 | 10 | 0,230 | 55 | 16 | 1 | 1 178,66 |
| PP 50x4,6 | 19 | 0,017 | 10 | 0,273 | 55 | 16 | 1 | 1 772,09 |
| PP 63x5,8 | 38 | 0,017 | 10 | 0,330 | 55 | 16 | 1 | 4 284,17 |
| | | | | | | | **Łącznie $S_{cwu1}$** | 17 402,80 |

Tabela **10** Budynek wielorodzinny potencjał modernizacyjny (wariant 2)

Na podstawie zilustrowanych przebiegów widać, że zdecydowanie korzystniejsze wartości SCOP otrzymuje się w przypadku zastosowania rur typu B. W przeciwnym razie, przy zastosowaniu rur typu A oraz nadmiernie wydłużonym czasie pracy pompy cyrkulacyjnej, spadek sezonowej efektywności energetycznej SCOP może wynosić ponad 10%.
Należy zwrócić szczególną uwagę na powyższe zagadnienia, gdyż podobnie jak w instalacjach kolektorów słonecznych (przykład 1), straty ciepła w obiegu c.w.u. w instalacjach z pompami ciepła istotnie pogarszają efektywność pracy. Jak pokazuje praktyka tym zagadnieniom nie poświęca się właściwej uwagi, czego dowodem są liczne przypadku, w których występuje ciągła praca pompy cyrkulacyjnej ($T_h$ = 24 h/dobę). Zaznacza się, że w praktyce spotykane są także takie instalacje c.w.u., które nie mają izolacji termicznej.

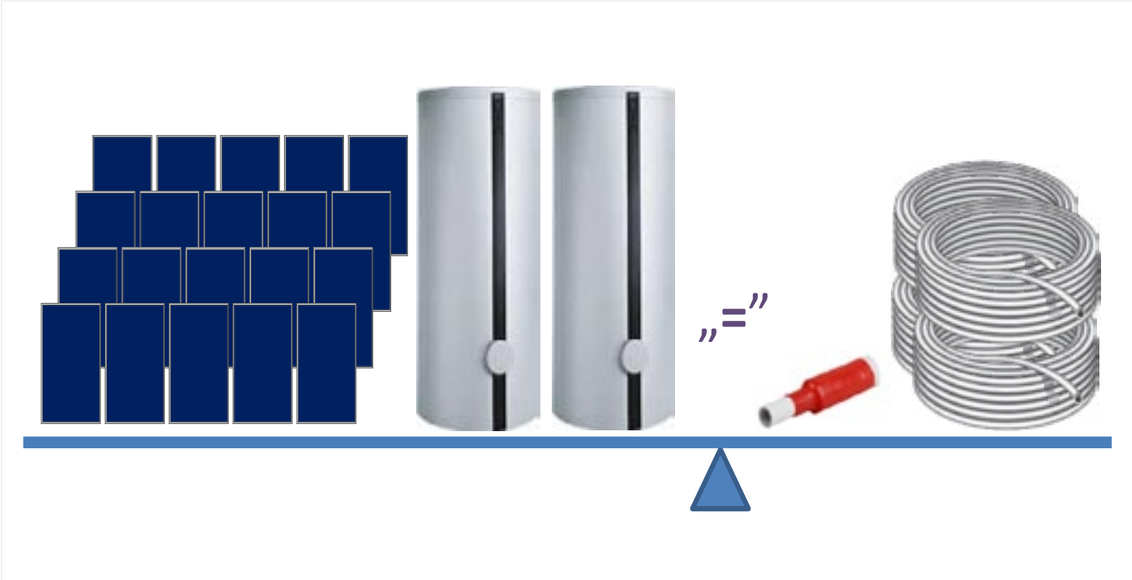
**Przykład 3. Budynek wielorodzinny zasilany z sieci miejskiej**

Jak duży potencjał tkwi w możliwościach oszczędzania strat ciepła w systemie c.w.u. świadczy o tym kolejny przykład, jakim jest analizowany budynek wielorodzinny. Rozważmy tylko rurociągi w dostępnych miejscach. Zinwentaryzowane rury sieci c.w.u. wraz z cyrkulacją wyszczególniono w tabeli **9**.
Na tej podstawie możemy również oszacować różnicę w kosztach eksploatacji RK21 (pomiędzy wariantami 1 i 2) i według reguły podanej poniżej.

$$R_{K21} = (S_{cwu2} - S_{cwu1}) \cdot C_{jc} [zł / rok]$$

gdzie:
$C_{jc}$ – cena zakupu ciepła, $C_{jc}$ = 70 zł/GJ = 0,252 zł/kWh

REKLAMA




**7** Rysunek porównawczy równoważnych energetycznie rozwiązań odnoszących się do przykładu 3

Po podstawieniu danych z tabeli **9** i **10** otrzymujemy:

$$R_{K21} = (17402 - 49957) \cdot 0{,}252[zł / rok] = -6260 zł / rok$$

Aktualnie użytkownik (wariant 1) w porównaniu do potencjału modernizacyjnego (wariant 2) ponosi nadmierne straty ciepła o wartości $R_{K21}$ = -6260 zł/rok. W celu uświadomienia sobie wagi tego problemu należy dodać, że analogiczne starty ciepła równoważy instalacja kolektorów słonecznych składająca się z 20 sztuk kolektorów płaskich o jednostkowej powierzchni czynnej absorbera 2,3 m$^3$. Najlepiej ilustruje to rysunek **7**.

## Podsumowanie

Przedstawione przykłady obliczeniowe, potwierdzone już aplikacjami praktycznymi w dobitny sposób dowodzą, że proste rozwiązania jak opisana w artykule jakość materiału izolacyjnego i jego wykorzystanie do izolowania rur c.w.u. wnoszą oszczędności energii na poziomie porównywalnym z efektami uzyskiwanymi z pracy instalacji kolektorów słonecznych. Dzięki małemu współczynnikowi przewodzenia ciepła średnice zewnętrzne rur zaizolowanych są na tyle małe, że można je z łatwością umieszczać w infrastrukturze budynku. Rury nowej generacji izolowane aerożelem są już oferowane na rynku przez firmy Evertec oraz Viessmann w związku z tym można uznać je już za dostępne.
Jak wykazały obliczenia, w dobie rozwoju nowoczesnych technologii grzewczych w tym odnawialnych źródeł energii jak pompy ciepła, opisane preizolowane rury izolowane aerożelem powinny być stosowane jako rozwiązanie standardowe.

### Uwagi dodatkowe

Szczegółowe procedury obliczeniowe oraz przykłady zawarte są w opracowaniu [1].

### Literatura.

[1] Mirowski Adolf, „Podręcznik dobrych praktyk w zakresie doboru i wykorzystania odnawialnych źródeł energii oraz likwidacji niskiej emisji", Kraków 2015.
[2] Materiały firmowe Evertec/Viessmann.

# Znamy już tematykę Warsztatów projektanta i rzeczoznawcy

Warsztaty pracy projektanta i rzeczoznawcy instalacji i sieci sanitarnych odbędą się 6-7.10.2016 w Warszawie. Na stronie Warsztatów (www.pzits.pl/warsztaty2016) aktualizowana jest na bieżąco lista prelegentów oraz tematów prelekcji.
Prelegentami będą m.in: Dariusz Adamowicz, Piotr Bartkiewicz, Ryszard Błażejewski, Maciej Chaczykowski, Marta Chludzińska, Sławczo Deczew, Urszula Herod, Barbara Horodecka-Kurzawa, Bogdan Janiec, Jacek Jaworski, Grzegorz Kubicki, Adam Matkowski, Maciej Mrowiec, Piotr Olech, Andrzej Osiadacz, Grzegorz Rejman, Grzegorz Serejko, Paweł Stańczak, Maciej Tryjanowski, Ewa Zaborowska, Ryszard Zwierzchowski.
Przykładowe tematy, jakie będą omawiane podczas Warsztatów:
I. Wodociągi i kanalizacja:
• Przegląd obowiązującego ustawodawstwa
• Projekt budowlany i projekt wykonawczy – zawartość projektów w świetle obowiązujących przepisów
• Zastosowanie ujęcia systemowego w procesie projektowania sieci wodociągowych i kanalizacyjnych
• Weryfikacja projektów sieci, instalacji i urządzeń wodociągowych i kanalizacyjnych w aspekcie zastosowanych rozwiązań
• Projektowanie instalacji wodociągowych i kanalizacyjnych z użyciem technologii BIM
• Przegląd dostępnych programów komputerowych stosowanych do projektowania
• Wspomaganie komputerowe w procesie projektowania – przegląd metod, zalety i wady, weryfikacja obliczeń hydraulicznych
• Zastosowanie nowoczesnych materiałów i technologii w projektowaniu sieci, instalacji i urządzeń z uwzględnieniem trendów światowych
II. Gazownictwo
• Przepisy, normy, standardy techniczne
• Omówienie zakresu i zawartości projektu sieci i projektu instalacji gazowej
• Warunki wejścia w teren dla budowy sieci wysokiego i średniego ciśnienia
• Problemy w trakcie budowy gazociągu wysokiego ciśnienia – doświadczenia firmy budowlanej (wady i błędy w projektach)
• Wspomaganie komputerowe w procesie projektowania z użyciem technologii BIM
• Symulacja sieci gazowych
• Nowe technologie w gazownictwie (LNG, CNG, H2 i ogniwa paliwowe)
III. Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja
• Praktyczne zastosowanie przepisów przeciwpożarowych przy projektowaniu wentylacji bytowej i pożarowej
• Zakres i zawartość projektu budowlanego i wykonawczego
• Projektowanie systemów HVAC z użyciem technologii Building Information Modeling
• Charakterystyka energetyczna budynków. Praktyka obliczeń i przyjmowanych założeń w celu osiągnięcia wartości współczynników EP określonych w Warunkach Technicznych
• Zasobniki ciepła w systemach ciepłowniczych
https://pl.linkedin.com/in/warsztatypzits

**Partner Strategiczny**
ARMSTRONG
**Partner Platynowy**
uponor