

Obliczenia cieplne dla doboru urządzeń ogrzewania i klimatyzacji kabin operatorów pojazdów szynowych

W artykule przedstawiono obliczenia cieplne kabin maszynisty (motorniczego) pojazdów szynowych, oddzielnie dla układu ogrzewania i dla układu klimatyzacji kabiny. Przedstawione obliczenia mogą być pomocne przy doborze urządzeń grzewczych i klimatyzacyjnych do pojazdów nowych oraz modernizowanych. Sposób postępowania przy obliczeniach został oparty o najnowsze normy europejskie, karty UIC oraz TSI dla podsystemu „Tabor kolejowy – lokomotywy i tabor pasażerski” systemu kolei konwencjonalnych.

1. Wprowadzenie

Współczesne pojazdy szynowe dużych prędkości obowiązkowo wyposażane są w układy klimatyzacji kabin maszynisty oraz wnętrza pasażerskiego z racji braku otwieralnych okien w składzie pociągu. Pojazdy dużych prędkości nie posiadają otwieralnych okien w związku z powstawaniem dużej amplitudy fal ciśnienia podczas mijania się dwóch pociągów lub wjazdu pociągu do tunelu. Taka różnica mogłaby uszkodzić narząd słuchu człowieka.

Nowe oraz modernizowane pojazdy szynowe konwencjonalne są coraz częściej wyposażane w układy klimatyzacji. Zapewniają one wyższy komfort jazdy dla pasażerów i maszynisty pociągu. W stosunku do klasycznych układów wentylacyjnych są bardziej wydajne i skuteczniej osuszają powietrze w kabinie maszynisty oraz w przedziałach osobowych, co jest ważne podczas okresów o zwiększonej wilgotności powietrza, np. w trakcie opadów deszczu lub śniegu.

Zabudowa układu klimatyzacji zależy jednak od specyfikacji zamawiającego pojazd. Koszt zakupu odpowiednich urządzeń zwiększa całkowity koszt wytworzenia nowego pojazdu lub koszt przebudowy pojazdu modernizowanego. Podczas modernizacji jednym z ważniejszych problemów jest znalezienie miejsca pod zabudowę jednostki klimatyzującej, jeśli dotychczas nie była przewidziana do używania w pojeździe.

Niniejszy artykuł przedstawia sposób obliczeń, opartych na aktualnych normach i kartach UIC, w wyniku których wyznacza się minimalną niezbędną moc chłodniczą lub grzewczą, potrzebną do zapewnienia określonych warunków komfortu jazdy. Przez dobór urządzenia odpowiedniego do rzeczywistych potrzeb można zoptymalizować nakłady finansowe, które trzeba ponieść na jego zakup.

2. Wymagania normatywne

Parametry komfortu klimatyzowanych kabin maszynisty zostały zdefiniowane w normach [4,5,6]. Kabin operatorskie podzielono na dwie kategorie, przedstawione w tabeli 1.

**Podział kabin maszynisty według normy
PN-EN 14813-1:2006 [5]**

Tabela 1

	Kategoria A	Kategoria B
Objętość kabiny	$\geq 9 \text{ m}^3$	$< 9 \text{ m}^3$
Średni czas przebywania maszynisty w kabinie	$> 60 \text{ min}$	$\leq 60 \text{ min}$

Układy klimatyzacji, wentylacji oraz ogrzewania kabiny maszynisty powinny spełniać następujące warunki:

- ogrzanie kabiny od $0 \text{ }^\circ\text{C}$ do $18 \text{ }^\circ\text{C}$ maksymalnie w ciągu 1 h;
- zmiana temperatury w kabinie o 1 K w mniej niż 15 min;
- schłodzenie kabiny do temperatury $27 \text{ }^\circ\text{C}$ w mniej niż 1,5 h;
- wentylacja kabiny świeżym powietrzem min. $V_{\min} = 30 \text{ m}^3/\text{h}$ na osobę (ilość powietrza zapewniająca utrzymanie stężenia tlenu oraz dwutlenku węgla na poziomie niezagrażającym zdrowiu lub życiu obsługi).

Według normy PN-EN 13129-1:2004 [4] wszystkie państwa europejskie zostały przydzielone do poszczególnych stref temperaturowych w zależności od długości i temperatur pory letniej lub zimowej. Minimalne temperatury w porze zimowej i maksymalne w porze letniej dla poszczególnych stref temperaturowych zostały przedstawione w tabeli 2.

Wartości temperatur ekstremalnych dla poszczególnych stref temperaturowych Europy Tabela 2

Strefa	Min. temp. zewnętrzna T_z (zima)	Max. temp. zewnętrzna T_z (lato)
I	- 10 °C	+ 40 °C
II	- 20 °C	+ 35 °C
III	- 40 °C	+ 28 °C

W zależności od strefy temperaturowej i dla przedstawionych w tabeli 1. kategorii kabin maszynisty w normie PN-EN 14813-1:2006 [5] zostały określone maksymalne wartości temperatur wnętrza, które mogą być osiągnięte w kabinie w porze letniej w przypadku obecności w niej obsługi, przy założeniu minimalnego wymaganego nawiewu powietrza. Wspomniane wartości temperatur zostały przedstawione w tabeli 3.

Maksymalna dopuszczalna wartość temperatury we wnętrzu kabiny maszynisty w porze letniej w zależności od jej kategorii

Tabela 3

Strefa	Max. temp. wnętrza kabiny T_w	
	Kategoria A	Kategoria B
I	+ 27 °C	+ 30 °C
II	+ 26 °C	+ 28 °C
III	+ 22 °C	+ 24 °C

Dla pory zimowej norma PN-EN 14813-1:2006 [5] zaleca, aby temperatura wnętrza kabiny dla wszystkich stref temperaturowych i dla obu kategorii kabin wynosiła $T_w > +18^\circ\text{C}$.

Podział państw europejskich na poszczególne strefy temperaturowe w zależności od lokalnych warunków klimatycznych został przedstawiony w tabeli 4.

W celu ukazania przykładu obliczeń przyjmuje się następujące parametry kabiny maszynisty:

Wymiary (długość x szerokość x wysokość): 2500 x 2000 x 2500 mm,

Objętość: 12,50 m³ (kategoria A),

Powierzchnia szyby bocznej: 0,6 m²,

Powierzchnia szyby czołowej: 3,5 m²,

Współczynnik przenikania ciepła dla zastosowanych szyb: $k_{sz} = 6 \text{ W/m}^2\text{K}$,

Kraj eksploatacji: Polska.

3. Obliczenia cieplne kabiny maszynisty dla urządzeń ogrzewania

3.1. Łączne straty ciepła

W celu obliczenia strat ciepła dla doboru odpowiedniego urządzenia do ogrzewania kabiny, należy pominąć wpływ obecności człowieka oraz dopływ

Strefy temperaturowe Europy dla pory zimowej oraz letniej Tabela 4

Kraj	Strefa	
	Pora zimowa	Pora letnia
Austria	II	II
Belgia	II	II
Bułgaria	II	II
Czechy	II	II
Chorwacja	II	II
Dania	II	II
Francja	II	II
Finlandia	III	III
Grecja	I	I
Niemcy	II	II
Węgry	II	II
Irlandia	I	III
Włochy	II	I
Luksemburg	II	II
Holandia	II	II
Norwegia	III	III
Polska	III	II
Portugalia	I	I
Rumunia	II	II
Serbia ^{*)}	II	II
Czarnogóra ^{*)}	II	II
Słowacja	II	II
Słowenia	II	II
Hiszpania	I	I
Szwecja	III	III
Szwajcaria	II	II
Wielka Brytania	I	III

^{*)} norma PN-EN 13129-1:2004 [4] podaje dane dla państwa Serbia i Czarnogóra, jednak w 2006 r. nastąpił rozpad tej federacji i powstanie dwóch oddzielnych państw, co zostało uwzględnione w tabeli 4.

ciepła od urządzeń pokładowych. Rozpatruje się przypadek ruchu pojazdu z największą prędkością konstrukcyjną, dla której odpływ ciepła z kabiny na skutek przenikania jest największy. Łączne straty ciepła można wyrazić następującym wzorem:

$$Q_{str} = Q_{przen} + Q_{wen} \quad (1)$$

gdzie:

Q_{str} – łączne straty ciepła w kabinie [kW],

Q_{przen} – straty ciepła na skutek przenikania [kW],

Q_{wen} – straty ciepła na skutek wentylacji kabiny [kW].

3.2. Straty ciepła na skutek przenikania

Straty wynikające z przenikania ciepła przez ściany kabiny maszynisty wyraża się następującym wzorem:

$$Q_{przen} = k_N \cdot F_N \cdot (T_w - T_z) \quad (2)$$

gdzie:

k_N – współczynnik przenikania ciepła [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$],
 F_N – powierzchnia przenikania ciepła [m^2].

Powierzchnię przenikania ciepła w kabinie stanowią ściany: czołowa, boczne, tylna oraz dachowa, pomijana jest jednak powierzchnia podłogi kabiny maszynisty.

W normie PN-EN 14813-1:2006 [5] określono zalecane maksymalne współczynniki przenikania ciepła k_N dla obu kategorii kabin maszynisty w porze zimowej. Zostało to przedstawione w tabeli 5.

Maksymalne dopuszczalne współczynniki przenikania ciepła k_N w kabinie maszynisty Tabela 5

Strefa	Max. dopuszczalny wsp. przenikania k_N [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]	
	Kategoria A	Kategoria B
I	2,3	3,5
II	1,9	3,0
III	1,6	2,5

Podczas konstruowania nowej lub modernizowanej kabiny maszynisty należy w taki sposób dobrać materiały izolacyjne aby uzyskać współczynnik k_N nie większy od dopuszczalnego w danej strefie temperaturowej. Otrzymany współczynnik przyjmuje się do dalszych obliczeń. Dla przykładowej kabiny straty ciepła wynikające z przenikania i przy założeniu maksymalnego dopuszczalnego współczynnika przenikania ciepła wynoszą:

$$Q_{\text{przen}} = 1,6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 27,5 \text{ m}^2 \cdot (22^\circ\text{C} - (-40^\circ\text{C})) = 2,728 \text{ kW} \quad (3)$$

3.1. Straty ciepła na skutek wentylacji

Straty ciepła na skutek wentylacji można wyrazić następującym wzorem:

$$Q_{\text{wen}} = W_{\text{pow}} \cdot c_p \cdot (T_w - T_z) \quad (4)$$

gdzie:

W_{pow} – masa wymienianego powietrza [kg/s],
 c_p – ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu [$\text{J}/\text{kg}\text{K}$],
 $c_p = 1000 \text{ J}/\text{kg}\text{K}$.

W celu obliczenia masy wymienianego powietrza należy wyznaczyć objętość powietrza wymienianą w ciągu 1 sekundy oraz wziąć pod uwagę gęstość powietrza w kabinie, którą należy odczytać z wykresu zależności gęstości powietrza (ρ_{pow}) od temperatury, przy założeniu ciśnienia normalnego 1013,25 hPa. Ilość wymienianego powietrza oblicza się ze wzoru:

$$W_{\text{pow}} = \frac{V_{\text{min}}}{3600} \cdot \rho_{\text{pow}} \quad (5)$$

Gęstość powietrza w kabinie, która dla ciśnienia 1013,25 hPa i temperatury wnętrza przykładowej kabiny równej 22°C wynosi $\rho_{\text{pow}} = 1,197 \text{ kg}/\text{m}^3$. Ilość wymienianego powietrza przy założeniu 2-osobowej obsługi, oblicza się ze wzoru:

$$W_{\text{pow}} = \frac{2 \cdot 30 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{3600} \cdot 1,197 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \approx 0,01995 \text{ kg} \quad (6)$$

Dla przyjętych danych straty ciepła na skutek wentylacji wynoszą:

$$Q_{\text{wen}} = 0,01995 \text{ kg} \cdot 1000 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (22^\circ\text{C} - (-40^\circ\text{C})) \approx 1,237 \text{ kW} \quad (7)$$

Łączne straty ciepła w przykładowej kabinie maszynisty wynoszą:

$$Q_{\text{str}} = Q_{\text{przen}} + Q_{\text{wen}} = 2,728 \text{ kW} + 1,237 \text{ kW} \approx 3,97 \text{ kW} \quad (8)$$

4. Obliczenia cieplne kabiny maszynisty dla urządzeń klimatyzacji

4.1. Łączny zysk ciepła

W celu obliczenia łącznego zysku ciepła w kabinie maszynisty należy wziąć pod uwagę czynniki wewnątrz kabiny (emisję ciepła przez człowieka oraz urządzenia pokładowe) oraz oddziaływanie zewnętrzne. Przyjmuje się, że pojazd nie znajduje się w ruchu, co powoduje najmniejsze straty ciepła w wyniku przenikania.

Łączny zysk ciepła wyraża się następującym wzorem:

$$Q_K = Q_I + Q_A - Q_{\text{wen}} \quad (9)$$

gdzie:

Q_K – łączny zysk ciepła w kabinie [kW],
 Q_I – zysk ciepła na skutek oddziaływań wewnętrznych w kabinie [kW],
 Q_A – zysk ciepła na skutek oddziaływań zewnętrznych [kW],
 Q_{wen} – strata ciepła na skutek wentylacji [kW].

Stratę ciepła na skutek wentylacji oblicza się w sposób analogiczny jak w przypadku obliczeń cieplnych dla urządzeń grzewczych kabiny (patrz wzór 4).

4.2 Wewnętrzny zysk ciepła

Wewnętrzny zysk ciepła wyraża się następującym wzorem:

$$Q_I = Q_M + Q_B + Q_R \quad (10)$$

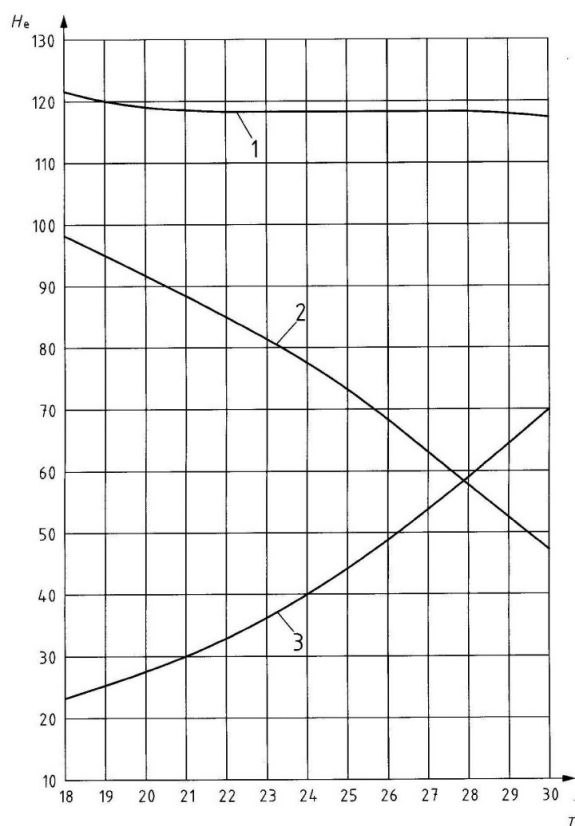
gdzie:

Q_M – zysk ciepła pochodzący od operatorów (maszynistów) [kW],

Q_B – zysk ciepła pochodzący od urządzeń pokładowych [kW],

Q_R – zysk ciepła pochodzący od przestrzeni o podwyższonej temperaturze np. od przegrody komory silnika spalinowego [kW].

Ciepło emitowane przez zdrowego człowieka można odczytać z wykresu, przedstawionego na rys. 1.



Rys. 1. Emisja ciepła przez ciało człowieka w zależności od temperatury otoczenia wg PN-EN 14813-1:2006 [6]

Oznaczenia: H_e – emitowane ciepło [W], T – temp. otoczenia [°C], 1 – ciepło całkowite, 2 – ciepło rzeczywiste (oddawane przez skórę), 3 – ciepło wtórne (w postaci odparowanej wilgoci)

Jak wynika z wykresu na rys. 1., zdrowy człowiek w przedziale temperatur 21÷28°C wydziela w przybliżeniu 120 W. Nie ma to dużego wpływu na zysk ciepła w kabinie maszynisty, jednak dla przestrzeni pasażerskiej, w szczególności dla pojazdów komunikacji podmiejskiej, w których zagęszczenie pasażerów jest największe, zysk ciepła może osiągać wartości znaczące.

Dla obliczeń przykładowej kabiny przyjmuje się:

$$Q_M = 2 \cdot 0,12 = 0,24 \text{ kW}$$

$$Q_B = 0,2 \text{ kW}$$

$$Q_R = 0 \text{ kW}$$

Uwzględniając powyższe wartości, wewnętrzny zysk ciepła dla przykładowej kabiny wynosi:

$$Q_I = 0,24 \text{ kW} + 0,2 \text{ kW} = 0,44 \text{ kW} \quad (11)$$

4.3. Zewnętrzny zysk ciepła

Zewnętrzny zysk ciepła wyraża się następującym wzorem:

$$Q_A = Q_{W1} + Q_{W2} + Q_T + Q_S \quad (12)$$

gdzie:

Q_A – zewnętrzny zysk ciepła [kW],

Q_{W1} – zysk ciepła od ścian nasłonecznionych [kW],

Q_{W2} – zysk ciepła od ścian nienasłonecznionych [kW],

Q_T – zysk ciepła od szyb [kW],

Q_S – zysk ciepła od szyby nasłonecznionej (czołowej) [kW].

4.4. Zysk ciepła od ścian nasłonecznionych i nienasłonecznionych

Przez pojęcie ścian nasłonecznionych należy rozumieć powierzchnię przednią, boczną oraz dach kabiny z wyłączeniem szyb, natomiast przez pojęcie ścian nienasłonecznionych należy rozumieć wszystkie pozostałe powierzchnie z wyłączeniem szyb.

W celu obliczenia zysku ciepła od ścian konieczne jest wyznaczenie tzw. temperatury obliczeniowej, uwzględniającej nagrzewanie się ścian wskutek działania wysokiej temperatury powietrza. Wspomnianą temperaturę można obliczyć za pomocą poniższego wzoru:

$$T_{obl} = T_z + \frac{A \cdot I}{\alpha_z} \quad (13)$$

gdzie:

A – współczynnik absorpcji, zależny od koloru ściany [-],

I – natężenie promieniowania słonecznego [W/m^2],

α_z – współczynnik przyjmowania ciepła na powierzchni ścian zewnętrznych [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

Współczynnik absorpcji dla najmniej korzystnego wariantu malatury kabiny w ciemnych kolorach zewnętrznych wyniesie: $A = 0,9$. [3]

Natężenie promieniowania słonecznego przyjmuje się w zależności od przynależności danego państwa Europy do strefy temperaturowej w okresie letnim. Wartości natężenia promieniowania słonecznego dla różnych stref temperaturowych podano w tabeli 6.

Wartości natężenia promieniowania słonecznego w zależności od strefy temperaturowej Tabela 6

Strefa	Natężenie promieniowania słonecznego I [W/m^2]
I	800
II	700
III	600

Współczynnik przyjmowania ciepła na powierzchni ścian zewnętrznych dla pojazdu będącego w stanie spoczynku wynosi: $\alpha_z = 20 W/m^2K$ [3].

W celu obliczenia zysków ciepła od ścian nasłonecznionych oraz nienasłonecznionych należy skorzystać z następujących zależności:

$$Q_{W1} = F_{S_{Ni}} \cdot k_N \cdot (T_{obl} - T_w) \quad (14)$$

$$Q_{W2} = F_{Ni} \cdot k_N \cdot (T_z - T_w) \quad (15)$$

gdzie:

$F_{S_{Ni}}$ – całkowita powierzchnia ścian nasłonecznionych [m^2],

F_{Ni} – całkowita powierzchnia ścian nienasłonecznionych [m^2],

k_N – współczynnik przenikania ciepła [W/m^2K].

Zakłada się identyczny współczynnik przenikania ciepła dla wszystkich ścian kabiny. Dla przykładowej kabiny maszynisty zysk ciepła od ścian nasłonecznionych i nienasłonecznionych, przy uwzględnieniu powyższych danych, wynosi:

$$T_{obl} = 35^\circ C + \frac{0,9 \cdot 700 \frac{W}{m^2}}{20 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \approx 67^\circ C \quad (16)$$

$$Q_{W1} = 12,15 m^2 \cdot 1,6 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (67^\circ C - 28^\circ C) = 0,758 kW \quad (17)$$

$$Q_{W2} = 15,65 m^2 \cdot 1,6 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (35^\circ C - 28^\circ C) = 0,175 kW \quad (18)$$

4.5. Zysk ciepła od szyb

Zysk ciepła od szyb w kabinie można wyrazić za pomocą następującej zależności:

$$Q_T = F_{sz} \cdot k_{sz} \cdot (T_z - T_w) \quad (19)$$

gdzie:

F_{sz} – powierzchnia wszystkich szyb w kabinie [m^2],

k_{sz} – współczynnik przenikania ciepła przez szyby [W/m^2K].

Współczynnik przenikania ciepła k_{sz} jest podawany przez producenta danej szyby. Dla danych przykładowej kabiny i przyjmując $k_{sz} = 6 W/m^2K$ otrzymuje się:

$$Q_T = 4,7 m^2 \cdot 6 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (35^\circ C - 28^\circ C) = 0,197 kW \quad (20)$$

4.6. Zysk ciepła od szyby nasłonecznionej (przedniej)

Zysk ciepła od przedniej szyby nasłonecznionej można przedstawić za pomocą następującego równania:

$$Q_s = [F_{szN} \cdot I \cdot a + (F_{sz} - F_{szN}) \cdot I_R] \cdot b \quad (21)$$

gdzie:

F_{szN} – powierzchnia szyby nasłonecznionej [m^2],

I – natężenie promieniowania słonecznego [W/m^2],

a – współczynnik czystości atmosfery [-],

I_R – natężenie promieniowania słonecznego rozproszonego [W/m^2],

b – współczynnik absorpcji promieniowania szyb [-].

Współczynnik czystości atmosfery określa w jaki sposób atmosfera wpływa na osłabienie natężenia promieniowania słonecznego. Wynosi on 1,15 dla atmosfery czystej (np. terenów rolniczych), 1 dla atmosfery dużego miasta oraz 0,87 dla atmosfery przemysłowej [3].

Natężenie promieniowania słonecznego rozproszonego zależy od danej pory dnia. Maksymalna wartość natężenia promieniowania słonecznego rozproszonego dla szerokości geograficznej 50° w okresie maj-lipiec wynosi: $I_R = 763 W/m^2$ [3].

Współczynnik absorpcji promieniowania szyb zależy w sposób bezpośredni od zastosowanych w pojeździe szyb. Zestawienie różnych typów szyb wraz z bezwymiarowymi współczynnikami absorpcji promieniowania przedstawiono w tabeli 7.

Zależność współczynnika absorpcji promieniowania od rodzaju zastosowanych szyb Tabela 7

Rodzaj szyby	Współczynnik b [-]
Szyby zwykłe pojedyncze	1,0
Szyby zwykłe podwójne	0,9
Szyby absorbujące	0,7
Szyby refleksyjne	0,6
Szyby refleksyjne z warstwą tlenków metali	0,5
Szyby refleksyjne z warstwą tlenków metali szlachetnych	0,4

$$Q_s = \left[3,5m^2 \cdot 700 \frac{W}{m^2} \cdot 1 + (4,7m^2 - 3,5m^2) \cdot 763 \frac{W}{m^2} \right] \cdot 0,6 = 2,02 kW \quad (22)$$

Łączny zysk ciepła dla przykładowej kabiny wyniesie:

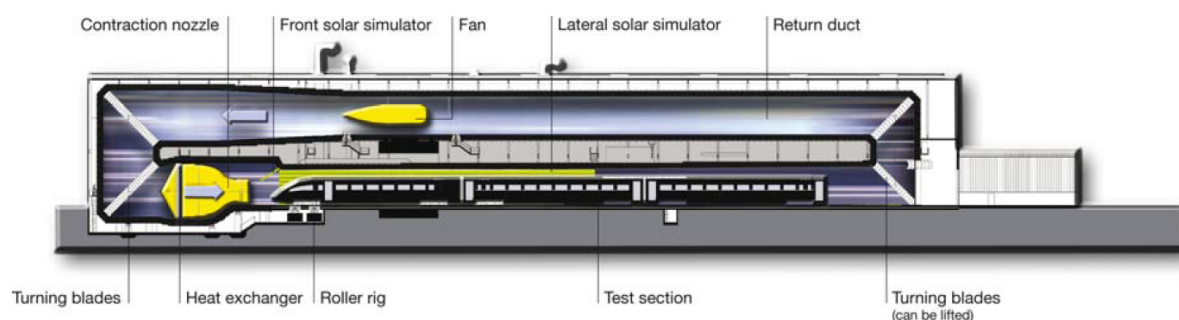
$$Q_k = 0,44 + 0,758 + 0,172 + 0,197 + 2,02 = 3,567 kW \quad (23)$$

Przyjmując, że pojazd będzie poruszał się głównie w dużych miastach i zostaną zabudowane w nim szyby refleksyjne, otrzymuje się dla przykładowej kabiny:

5. Wnioski

W artykule zaprezentowano sposób obliczania wartości strat oraz zysków ciepła w kabinie maszyny pojazdu szynowego. Przedstawiono poszczególne składowe obliczanych wartości ciepła. Powołano się na obowiązujące w opisywanym zakresie normy europejskie. Przedstawiony w artykule sposób postępowania może stanowić pomoc przy projektowaniu i doborze urządzeń grzewczych oraz klimatyzacyjnych do nowych oraz modernizowanych kabin pojazdów szynowych.

Biorąc pod uwagę obliczenia zawarte w niniejszym artykule, największy ubytek ciepła stanowią straty na skutek przenikania. Dlatego też w celu minimalizacji strat ciepła w kabinie w okresie zimowym niezbędne jest zaprojektowanie właściwej izolacji cieplnej kabiny, która spowoduje obniżenie wynikowego współczynnika przenikania ciepła. W ten sposób można ograniczyć straty w największym stopniu, w wyniku czego zaistnieje możliwość doboru urządzenia grzewczego o mniejszej mocy. W dalszej perspektywie spowoduje to zmniejszenie zużycia energii przez pojazd trakcyjny, co może zredukować koszty jego eksploatacji.



Rys. 2. Przekrój tunelu klimatycznego we Wiedniu [7]



Rys. 3. Elektryczny zespół trakcyjny podczas badań w tunelu klimatycznym we Wiedniu [8]

Przy obliczeniach całkowitego zysku ciepła największy udział ma zysk ciepła od szyby nasłonecznionej. W celu redukcji ilości ciepła wnikającego przez szybę nasłonecznioną należy stosować szyby przednie o najmniejszym możliwym współczynniku absorpcji promieniowania. Umożliwi to dobór urządzenia klimatyzacyjnego o mniejszej mocy chłodniczej, co pozwoli na redukcję całkowitych kosztów konstrukcji i eksploatacji pojazdu.

Przedstawione w artykule obliczenia mają charakter teoretyczny, a ich celem jest ukazanie strat oraz zysków ciepła dla danego przypadku kabiny maszynisty. Obliczone wartości strat (zysków) ciepła są minimalnymi wartościami ciepła, które należy doprowadzić (odprowadzić) do wnętrza kabiny w celu utrzymania w niej jednakowej temperatury. W celu podwyższenia lub obniżenia temperatury wnętrza należy dobierać urządzenia o odpowiednio większych mocach grzewczych lub chłodniczych, przy zachowaniu wymagań normatywnych, ukazanych w rozdziale 2 niniejszego artykułu.

Weryfikację zgodności zastosowanych rozwiązań z przeprowadzonymi obliczeniami należy przeprowadzić przed uzyskaniem przez pojazd dopuszczenia do ruchu. Badania wykonuje się zgodnie z treścią norm europejskich. Wymagania dla urządzeń grzewczych oraz klimatyzacyjnych zostały podane w rozdziale 2. artykułu. W przypadku, gdy pojazd będzie poruszał się w ekstremalnych warunkach atmosferycznych, weryfikację zastosowanych rozwiązań można przeprowadzić w specjalnych tunelach klimatycznych, dedykowanych pojazdom szynowym. Największy w Europie tunel klimatyczny znajduje się we Wiedniu. Przekrój tej konstrukcji został przedstawiony na rys. 2

W przedstawionym tunelu klimatycznym, należącym do firmy Rail Tec Arsenal Fahrzeugversuchsanlage GmbH możliwa jest symulacja zarówno ekstremalnych warunków zimowych, jak i intensywnego nasłonecznienia. W tunelu można uzyskać temperatury z zakresu od -45°C do $+60^{\circ}\text{C}$. Zainstalowane wentylatory są w stanie rozpędzić powietrze w tunelu do 300 km/h. Zabudowane reflektory zapewniają dopływ energii świetlnej, stanowiącej odpowiednik natężenia promieniowania słonecznego o maksymalnej wartości 1000 W/m^2 . Na rys. 3. przedstawiono przykładowy pojazd, będący w trakcie badań w tunelu klimatycznym.

Przedstawiony tunel klimatyczny służy również do badania poprawności działania urządzeń zainstalowanych na pojeździe, jak np. sprzęgi samoczynne czy też wycieraczki.

6. Literatura

- [1] Dyrektywa 2008/57/WE – Techniczna specyfikacja interoperacyjności – Podsystem „Tabor kolejowy – lokomotywy i tabor pasażerski” systemu kolei konwencjonalnych
- [2] Karta UIC-553, Wentylacja, ogrzewanie i klimatyzacja wagonów pasażerskich, 2003 r.
- [3] Kwaśniewski S. Ogrzewanie, wentylacja i klimatyzacja w pojazdach mechanicznych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1995
- [4] PN-EN 13129-1:2004 Kolejnictwo – Klimatyzacja pojazdów linii głównych, część 1: parametry komfortu
- [5] PN-EN 14813-1:2006 Kolejnictwo – Klimatyzacja kabin maszynisty – część 1: parametry komfortu
- [6] PN-K 11010:1994 Tabor kolejowy – Instalacja klimatyzacji i ogrzewania nawiewnego wagonu – wymagania ogólne
- [7] Materiały reklamowe firmy Rail Tec Arsenal Fahrzeugversuchsanlage GmbH
- [8] Materiały prasowe firmy Siemens: www.siemens.com