

ANALIZA PRZEPŁYWU POWIETRZA W UKŁADZIE CHŁODZENIA POJAZDU GAŚIENICOWEGO

Wojciech Danek, Rafał Ławniczek, Wojciech Klein,
Damian Gąsiorek

Katedra Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej Politechnika Śląska

email: wojciech.danek@polsl.pl, rafal.lawniczek@polsl.pl, wojciech.klein@polsl.pl,

damian.gasiorek@polsl.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono analizę przepływu powietrza w układzie chłodzenia pojazdu gąsienicowego. Celem pracy jest dobór wentylatorów, które zapewnią właściwą temperaturę pracy silników (medium w układzie chłodzenia musi zapewnić odpowiednie warunki pracy dające możliwość działania z maksymalną sprawnością, tj. dla przyjętego silnika spalinowego pracę w zakresie temperatur 80-96°C, natomiast dla przyjętych silników elektrycznych pracę w zakresie temperatur 50-55°C). Opisano koncepcję układu chłodzenia, dobór wentylatorów osiowych chłodnic silników elektrycznych oraz symulacje numeryczne wykonane za pomocą oprogramowania ANSYS CFX.

Słowa kluczowe: układ chłodzenia, komputerowa mechanika płynów, pojazd gąsienicowy

THE ANALYSIS OF THE AIR FLOW IN THE COOLING SYSTEM OF THE TRACKED VEHICLE

Summary

In this work the authors present an analysis of the air flow in the cooling system of a tracked vehicle. It is aimed at the selection of fans to ensure proper engine operating temperature (medium in the cooling system must provide a suitable working conditions for maximum efficiency, ie the adopted internal combustion engine works in the temperature range 80-96°C, while the adopted electric motors work in the temperature range 50-55°C). Work includes the concepts of the cooling system, the initial selection of the axial fan for cooling electric motors and numerical simulations performed using ANSYS CFX software to determine the air flow for cooling the internal combustion engine in order to select a radial fan.

Keywords: cooling system, computational fluid dynamics, tracked vehicle

1. WSTĘP

W niniejszej pracy przedstawiono metodykę doboru wentylatorów wchodzących w skład układu chłodzenia pojazdu budowanego w ramach projektu pt. „*Wielozadaniowy, inżynierski pojazd o napędzie hybrydowym*” (WIPH). Model koncepcji przedstawiono na rys. 1.

Bazując na artykułach naukowych poruszających dane zagadnienie [5,6,7,8], stwierdzono, że w stosunku do rozpatrywanego zagadnienia brak jest dostatecznie szerokiego opisu metodyki przeprowadzania badań zawierających numeryczną analizę przepływu powietrza w kompletnych układach chłodzenia pojazdów mechanicznych.

Autorzy artykułów [5,6,7,8] przedstawiają analizy dotyczące wpływu chłodzenia na temperaturę maszyn roboczych, a nie wyznaczanie przepływu powietrza w układach chłodzenia.

Zapewnienie odpowiedniej temperatury cieczy chłodzącej krążącej w układzie chłodzenia jest niezmiernie ważne. Ze względu na sprawność silników spalinowych rzędu 25-45% (silnik spalinowy o mocy 100kW, gdzie zalecana przez producenta temperatura pracy silnika spalinowego wynosi 96°C) oraz silników elektrycznych ze sprawnością ok. 90% (dwa silniki elektryczne o mocy 125kW każdy, gdzie maksymalna temperatura pracy, określona przez producenta wynosi 55°C) stwierdza się, że w trakcie ich pracy wydziela się duża ilość ciepła, którą należy odprowadzić z układu w celu zapewnienia pracy z parametrami zalecanymi przez producenta. Część wydzielanego ciepła oddawana jest wraz ze spalinami, jednak około 20-35% jest odprowadzana za pomocą układu chłodzenia. W celu dobrania odpowiednich wentylatorów zapewniających wymagany przepływ powietrza umożliwiający uzyskanie optymalnej temperatury pracy silnika został wykonany model numeryczny kanałów układu chłodzenia wraz z chłodnicami oraz uproszczonymi modelami wentylatorów. Model numeryczny opracowano za pomocą oprogramowania ANSYS CFX, umożliwiającego symulowanie przepływów płynów.



Rys. 1. Koncepcja pojazdu budowanego w ramach projektu

2. UKŁAD CHŁODZENIA

Układem chłodzenia nazywany jest układ, którego zadaniem jest zapewnienie optymalnej temperatury pracy silnika oraz utrzymywanie tej temperatury niezależnie od obciążenia silnika. W wypadku braku chłodzenia temperatura podzespołów mających bezpośredni kontakt z komorą spalania wzrosłaby do temperatury ponad 1000°C, co prowadziłoby do zniszczenia silnika. Jednak nie można też zbyt intensywnie chłodzić silnika, bo może to mieć skutek odwrotny od zamierzonego i nie będzie silnik pracował z najwyższą sprawnością

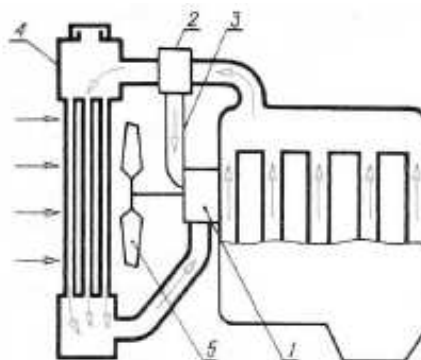
z powodu wzrostu lepkości oleju, co będzie powodować większe tarcie w układzie.

Można wyróżnić dwa rodzaje układów chłodzenia:

- chłodzenie bezpośrednie,
- chłodzenie pośrednie.

Chłodzenie bezpośrednie występuje wówczas, gdy silnik jest bezpośrednio wystawiony na działanie przepływającego wokół niego powietrza. Natomiast przy chłodzeniu pośrednim ciepło z silnika odprowadzane jest za pomocą cieczy zawartej w układzie chłodzenia. W projektowanym pojeździe (rys. 1) zastosowany zostanie pośredni układ chłodzenia. W układzie tym ciecz chłodząca, opuszczając silnik, trafia do chłodnicy w celu odprowadzenia ciepła.

Przykładowy schemat układu chłodzenia i jego podstawowe elementy składowe przedstawiono na rys.2:



Rys. 2. Schemat obiegu cieczy chłodzącej w silniku (1 - pompa, 2 - termostat, 3 - przewody, 4 - chłodnica, 5 - wentylator) [3]

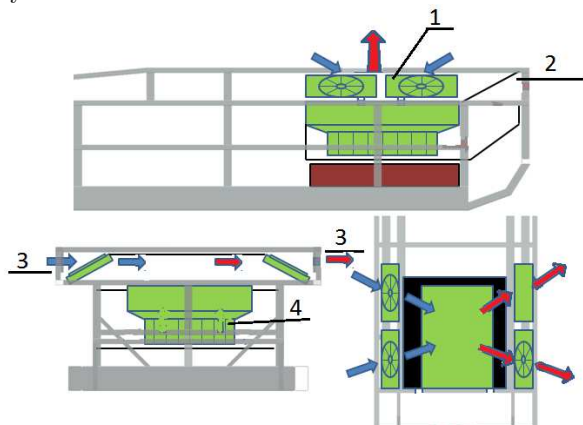
W tym rodzaju chłodzenia można wyróżnić dwa obiegi cieczy chłodzącej: obieg mały, w którym ciecz krąży tylko w kadłubie silnika z pominięciem chłodnicy, stosowany w przypadku niskiej temperatury cieczy chłodzącej (poniżej 80-85 °C), oraz duży, który otwierany jest za pomocą termostatu, gdy ciecz osiągnie wystarczająco wysoką temperaturę. Przy pracy w dużym obiegu ciecz chłodząca jest kierowana przez pompę do silnika po wcześniejszym ochłodzeniu w chłodnicy. Dodatkowo, jeżeli w układzie panuje zbyt wysoka temperatura, np. w czasie postoju pojazdu, w korku wykorzystywany jest wentylator umiejscowiony za chłodnicą. Ma on za zadanie zwiększyć przepływ powietrza przez chłodnicę silnika i tym samym odprowadzić większą ilość ciepła z układu. Dzięki zastosowaniu tego rodzaju układu chłodzenia projektowany pojazd będzie się cechował większą stabilnością cieplną pracy silnika niż przy zastosowaniu chłodzenia bezpośredniego.[9]

3. UKŁAD CHŁODZENIA W POJEŹDZIE WIPH

Pojazd, dla którego przeprowadzono symulacje przepływu, może pracować w dwóch trybach:

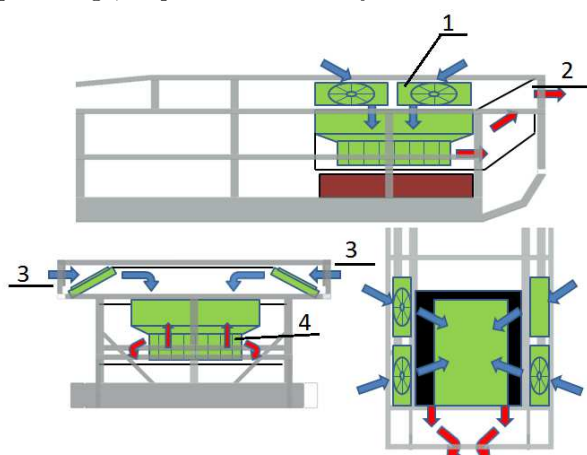
- tryb pracy elektrycznej,
- tryb pracy hybrydowej.

W trybie pracy elektrycznej niezbędne jest zapewnienie wyłącznie chłodzenia silników elektrycznych napędzających pojazd, co pokazano na rys. 3.



Rys. 3. Schemat działania układu chłodzenia w trybie zasilania z baterii akumulatorów
(1 – chłodnice silników napędowych wraz z wentylatorami;
2,3 – wloty/wyloty powietrza
4 – wentylator promieniowy zasilany przez silnik hydrostatyczny)

Natomiast w drugim trybie (hybrydowym) oprócz chłodzenia silników elektrycznych (napędowych) trzeba również zapewnić chłodzenie silnika elektrycznego pełniącego rolę generatora oraz silnika spalinowego, co przedstawiono na rys. 4.

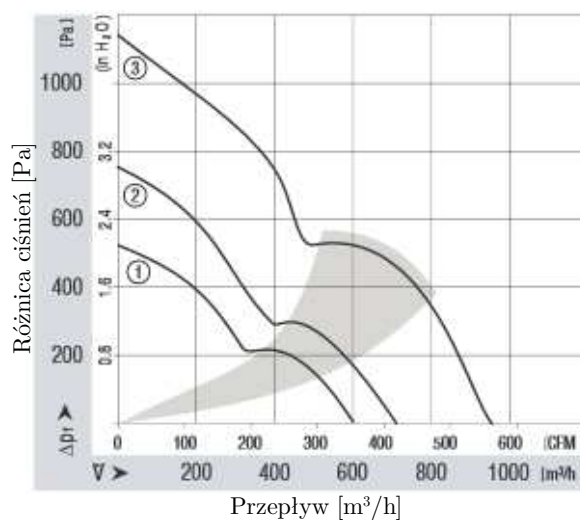


Rys. 4. Schemat działania układu chłodzenia w trybie zasilania z agregatu prądotwórczego
(1 – chłodnice silników napędowych wraz z wentylatorami;
2,3 – wloty/wyloty powietrza
4 – wentylator promieniowy zasilany przez silnik hydrostatyczny)

Ze względu na dużą sprawność silników elektrycznych do ich chłodzenia zaproponowane zostały wentylatory osiowe o łącznej mocy ok. 140 W zapewniające maksymalną wydajność 710 m³/h każdy. Natomiast silnik spalinowy będzie chłodzony za pomocą wentylatorów promieniowych, których wydajność przepływu wyznaczono na podstawie symulacji numerycznych, która zostanie zweryfikowana za pomocą badań stanowiskowych.

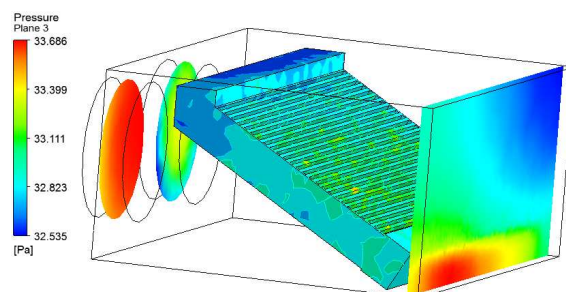
4. OKREŚLENIE WYDAJNOŚCI WENTYLATORA

Do obliczeń numerycznych przepływu powietrza w układzie chłodzenia zastosowano dwa wentylatory osiowe na każdą z chłodziń o łącznej mocy ok. 140 W. Charakterystykę przyjętego wentylatora pokazano na rys. 5.



Rys. 5. Charakterystyka wentylatora [5]

W celu zweryfikowania rzeczywistej wydajności wentylatorów w układzie wykonano analizy mające na celu określenie różnicy ciśnień przed chłodzią i za nią, a uzyskane wyniki zamieszczono na rys. 6.



Rys. 6. Różnica ciśnień przed i za chłodzią

Na podstawie map ciśnienia (rys. 6.) wyznaczono parametry:

- średnia wartość ciśnienia na wlocie powietrza:
 $P_1=33$ [Pa]
- średnia wartość ciśnienia na wlocie do wentylatora:
 $P_2= -16$ [Pa]
- różnica ciśnień:
 $P_1-P_2= 49$ [Pa]

Porównując różnicę ciśnień otrzymaną podczas symulacji z kartą katalogową przyjętego wentylatora (rys. 5), zauważono, że wentylator przy wyznaczonej różnicy ciśnień będzie pracował z wydajnością 710 m³/h.

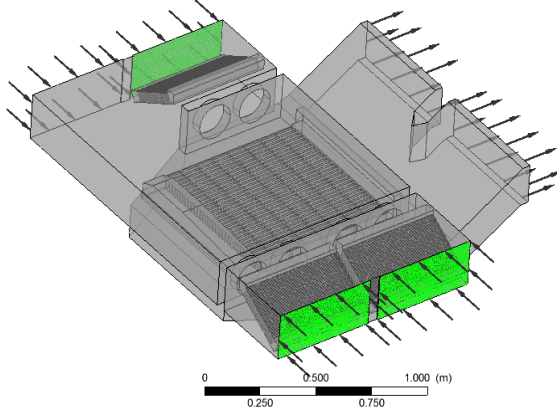
5. MODEL FIZYCZNY

Dla schematów układu chłodzenia pojazdu WIPH przedstawionych w rozdziale 3. opracowano modele odzwierciedlające strukturę układu chłodzenia. W celu wyznaczenia przepływu powietrza w układzie przyjęto następujące warunki brzegowe:

- powierzchnie wlotu powietrza (rys. 7),
- powierzchnia chłodnicy silnika spalinowego (rys. 8),
- powierzchnie chłodnic silników elektrycznych (rys. 9),
- powierzchnie wylotu powietrza (rys. 10).

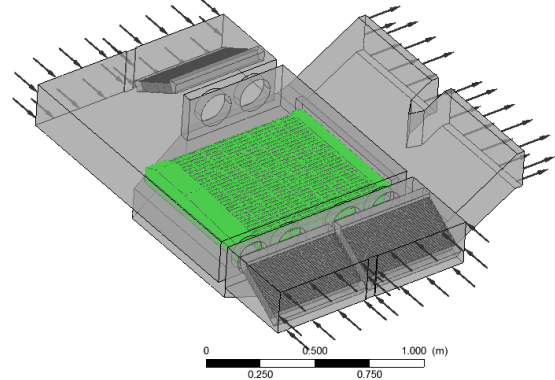
W zależności od trybu pracy pojazdu zmieniano kanały wlotu oraz wylotu powietrza, jednak na potrzeby artykułu przedstawiono wyłącznie warunki brzegowe dotyczące trybu pracy hybrydowej (rys 7-10).

Na powierzchni wlotu powietrza wartość przepływu ustalono w taki sposób, aby w miejscu wentylatora osiowego uzyskać przepływ o wartości 710 m³/h przypadającej na jeden wentylator.

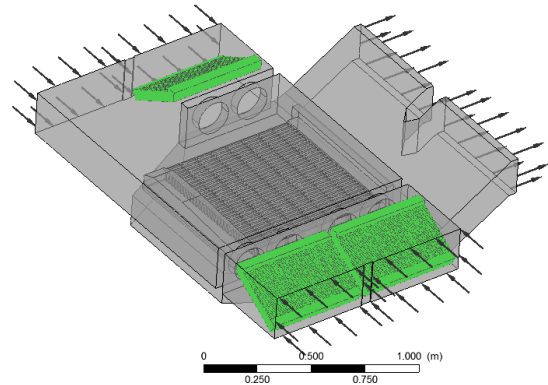


Rys. 7. Model układu chłodzenia z zaznaczonymi powierzchniami wlotu powietrza

Kolejnym warunkiem brzegowym było określenie powierzchni chłodnic silników elektrycznych oraz spalinowego, dzięki czemu możliwe było wyznaczenie ciśnienia, jakie będzie panowało na ich powierzchniach [1,2].

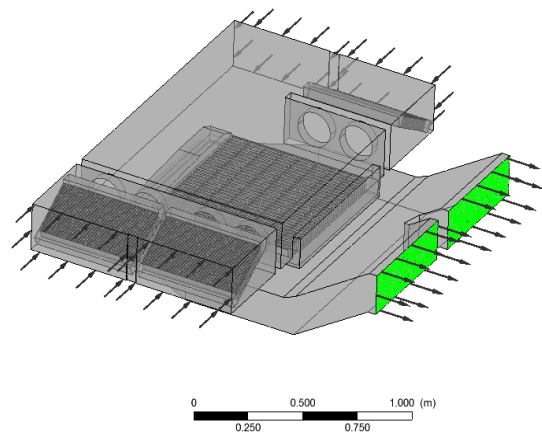


Rys. 8. Model układu chłodzenia z zaznaczoną powierzchnią chłodnicy silnika spalinowego



Rys. 9. Model układu chłodzenia z zaznaczoną powierzchnią chłodnic silników elektrycznych

Ostatnim warunkiem brzegowym, który przyjęto, była powierzchnia kanału wylotu powietrza.



Rys. 10. Model układu chłodzenia z zaznaczoną powierzchnią wylotu powietrza

6. WERYFIKACJA MODELU FIZYCZNEGO

W celu sprawdzenia opracowanego układu przeprowadzono weryfikację modelu numerycznego polegającą na zwiększaniu liczby elementów skończonych do momentu spełnienia warunku zatrzymania procesu iteracyjnego. Wyróżnić można następujące kryteria: [1,2]

- brak znacznej zmiany punktu rozwiązania:

$$|\mathbf{x}_{(i+1)} - \mathbf{x}_{(i)}| < \delta, \quad (1)$$

gdzie:

δ – tolerancja,

- brak znacznej zmiany wartości funkcji celu:

$$|f(\mathbf{x}_{(i+1)}) - f(\mathbf{x}_{(i)})| < \varepsilon, \quad (2)$$

gdzie:

ε – tolerancja,

- osiągnięcie założonej z góry liczby iteracji:

$$i = i_{\max}, \quad (3)$$

gdzie:

i_{\max} - dopuszczalna liczba iteracji.

Biorąc pod uwagę analizy przedstawione w niniejszej pracy, zastosowano kryterium braku znacznej zmiany punktu rozwiązania (1), określone jako:

$$|\mathbf{x}_{(i+1)} - \mathbf{x}_{(i)}| < 30 \text{ [m}^3/\text{h]} \quad (4)$$

gdzie:

x - wartość przepływu w m^3/h

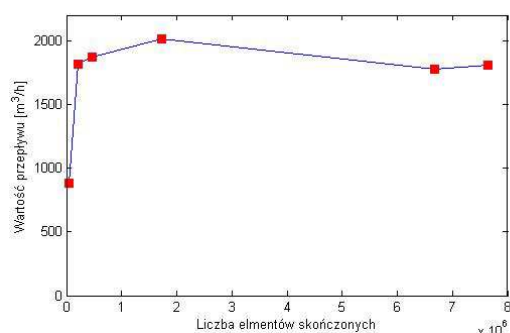
a wyniki przeprowadzonej weryfikacji modelu fizycznego zamieszczono w tabeli poniżej (tabela 1) oraz w formie wykresu zmian przepływu w układzie w funkcji liczby elementów (rys. 11).

Tabela 1. Wartość przepływu powietrza za chłodnicą silnika spalinowego w zależności od liczby elementów skończonych.

Liczba el.	Przepływ [kg/s]	Przepływ [m^3/h]
51300	0,19	881,40
204580	0,39	1820,00
473776	0,40	1873,02
1726257	0,43	2013,49
6680328	0,38	1776,28
7652348	0,38	1804,65

Bazując na literaturze [9], można stwierdzić, że wartości uzyskane z analiz numerycznych dla elementów niedostosowanych oscylują wokół wartości rzeczywistych. Taką samą zależność można zauważyć dla analizowanego przypadku i danych zawartych w tabeli 1. W przypadku początkowych analiz wartości przepływu powietrza w układzie rosną do

osiągnięcia pewnej wartości ($2013\text{m}^3/\text{h}$), po czym stabilizują się asymptotycznie do wartości $1800\text{ m}^3/\text{h}$ dla modelu, którego siatka MES składa się z około 7,5 miliona elementów.

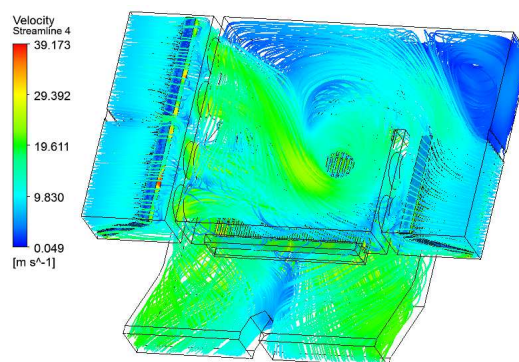


Rys. 11. Wartość przepływu powietrza za chłodnicą silnika spalinowego w zależności od liczby elementów skończonych

Przyjęte kryterium (4) zostało spełnione dla modelu składającego się z około 7,5 miliona elementów skończonych, dlatego też do dalszych analiz wykorzystano taki model.

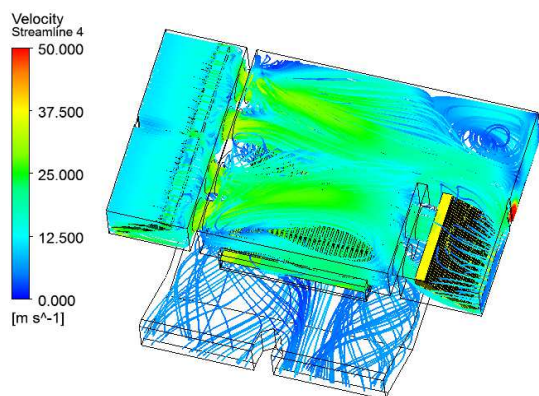
7. WYNIKI ANALIZY NUMERYCZNEJ

Wartość przepływu powietrza za chłodnicą silnika spalinowego w trybie pracy hybrydowej dla przedstawionych w rozdziale 5 warunków brzegowych, jest równa ok. $1800\text{ m}^3/\text{h}$ (rys. 12).



Rys. 12. Linie opływu powietrza w układzie chłodzenia

Natomiast w przypadku pracy w trybie elektrycznym wartość przepływu powietrza za chłodnicą silnika spalinowego jest równa ok. $560\text{ m}^3/\text{h}$ (rys 13).



Rys. 13. Linie opływu powietrza w trybie pracy elektrycznej

8. PODSUMOWANIE

Na podstawie wstępnych analiz numerycznych określono wymagane wydajności wentylatorów chłodnic silnika spalinowego oraz elektrycznego umożliwiające niezakłóconą pracę układu chłodzenia.

Założono kilka możliwych trybów pracy układu: tryb pracy elektryczny, tryb pracy hybrydowej. Kształt tunelu układu chłodzenia został dobrany tak, aby zmieścił się w projektowanym pojeździe oraz zapewniał odpowiedni przepływ powietrza.

Wyniki analiz w późniejszym terminie zostaną zweryfikowane za pomocą badań doświadczalnych oraz uzupełnione o analizy dotyczące przepływu ciepła w układzie chłodzenia.

Niniejsza praca została zrealizowana w ramach projektu pt.: „Wielozadaniowy, inżynierski pojazd o napędzie hybrydowym” PBS1/A6/15/2013

Literatura

1. Anderson J.D.: Computational Fluid Dynamics. The basics with applications. New York, McGraw-Hill, Inc., 1995.
2. Ferziger J. H., Perić M.: Computational methods for fluid dynamics. New York: Springer, 2002.
3. Rychter T.: Budowa pojazdów samochodowych. Warszawa: WSiP, 1994.
4. Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych. Wrocław: Ofic. Wyd. Pol. Wrocław, 2000.
5. Będkowski B., Jarek T.: Analiza numeryczna CFD układów chłodzenia maszyn elektrycznych - weryfikacja doświadczalna. Cz. 1. Zeszyty Problemowe BOBRME KOMEL „Maszyny Elektryczne” 2013, nr 1, s. 247 – 250.
6. Będkowski B., Madej J.: Możliwości metod 3D FEM i CFD w analizie systemów chłodzenia maszyn elektrycznych. Część wstępna. Zeszyty Problemowe BOBRME KOMEL „Maszyny Elektryczne” 2012 nr 3, s. 139-143.
7. Boglietti A., Cavagnino A., Staton D., Shanel M., Mueller M., Mejuto C.: Evolution and modern approaches for thermal analysis of electrical machine. IEEE Trans. Ind. Electron. 2009, Vol. 56, No.3, p. 871 - 882.
8. Rosiek F., Sikora M., Urbański J., Wysocki Ł.: Analiza pracy przeponowych chłodnic powietrza w warunkach kopalń LGOM. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej Nr 128, „Studia i Materiały” 2009, nr 36, s.197 – 210.
9. Setlak R., Kuś P.: Regulacja temperatury cieczy chłodzącej w układzie napędowym Mild Hybrid. Zeszyty Problemowe BOBRME KOMEL „Maszyny Elektryczne” 2010, nr 86, s.213 – 218.
10. http://www.ebmpapst.com/en/products/compact-fans/axial-compact-fans/axial_compact_fans_detail.php?pID=120080 [online 20.01.2014r]