

Krzysztof Lesiak  
Marek Brzeżański  
Dariusz Prostański

58

NOWE ROZWIĄZANIE UKŁADU WYLOTOWEGO  
SILNIKÓW SPALINOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH  
PRZEZNACZONYCH DO PRAC  
W STREFIE ZAGROŻONEJ WYBUCEM

Prace Naukowe - Monografie



Gliwice 2024

<https://doi.org/10.32056/KOMAG/Monograph2024.5>

**Krzysztof Lesiak**  
**Marek Brzeżański**  
**Dariusz Prostański**

**Nowe rozwiązanie układu wylotowego  
silników spalinowych maszyn górniczych  
przeznaczonych do prac  
w strefie zagrożonej wybuchem**



*Monografia opublikowana na licencji [Creative Commons Uznanie autorstwa -  
- Użycie niekomercyjne 4.0 Międzynarodowe](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/) (CC BY-NC 4.0)*

**Autorzy:**

dr inż. Krzysztof Lesiak – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

prof. dr hab. inż. Marek Brzeżański – Politechnika Krakowska

dr hab. inż. Dariusz Prostański, prof. ITG KOMAG – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

**Recenzenci:**

dr hab. inż. Zbigniew Stępień, prof. INiG-PIB – Instytut Nafty i Gazu. Państwowy Instytut Badawczy

dr hab. inż. Grzegorz Przybyła, prof. PŚ – Katedra Techniki Ciepłej, Politechnika Śląska

**Redaktorzy techniczni:**

mgr Dorota Wierzbicka

mgr inż. Bogna Kolasińska

dr inż. Edward Pieczora

Copyright by *Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2024*

**Wydawca**

Instytut Techniki Górniczej KOMAG

ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice



Ministerstwo Nauki  
i Szkolnictwa Wyższego



Doskonała  
Nauka

*Projekt dofinansowany ze środków budżetu państwa,  
przyznanych przez Ministra Nauki  
w ramach Programu Doskonała nauka II*

**ISBN 978-83-65593-42-9**

## *Spis treści*

	str.
1. Wstęp .....	1
2. Urządzenia z napędem spalinowym stosowane w wyrobiskach górnictwa węglowego .....	4
2.1. Spalinowe układy napędowe stosowane w górnictwie .....	4
2.2. Górniczy spalinowy układ napędowy.....	5
2.3. Ograniczanie temperatury gazów wylotowych silnika .....	7
2.4. Przerywacz płomienia .....	10
3. Wymagania formalno-prawne stosowania górnictwa spalinowych układów napędowych .....	14
3.1. Regulacje prawne i normatywne związane z bezpieczeństwem użytkowania .....	14
3.2. Wymagania dotyczące jakości spalin .....	16
3.3. Podsumowanie wymagań formalno-prawnych .....	19
4. Koncepcja nowego układu wylotowego górnictwa spalinowego układu napędowego .....	20
4.1. Geneza problemu .....	20
4.2. Koncepcja nowego rozwiązania układu wylotowego spalin .....	21
4.3. Koncepcja wymiennika ciepła .....	24
4.4. Rurki ciepła .....	25
4.5. Koncepcja przerywacza płomienia .....	30
5. Badania doświadczalne .....	35
5.1. Identyfikacyjne badania stanowiskowe górnictwa spalinowego układu napędowego .....	35
5.1.1. Cel badań identyfikacyjnych.....	35
5.1.2. Obiekt badań .....	36

5.1.3. Elektryczna hamownia silnikowa .....	40
5.1.4. Pomiar temperatury .....	40
5.1.5. Pomiar zużycia paliwa .....	41
5.1.6. Pomiar prędkości obrotowej silnika spalinowego .....	42
5.1.7. Pomiar składu spalin .....	43
5.1.8. Rejestrowanie i archiwizacja danych pomiarowych .....	43
5.1.9. Cykl pomiarowy .....	43
5.1.10. Analiza wyników badań identyfikacyjnych .....	44
5.2. Badania laboratoryjne rurek ciepła.....	47
5.2.1. Cel badań laboratoryjnych .....	47
5.2.2. Stanowisko badawcze .....	48
5.2.3. Pomiar temperatury .....	51
5.2.4. Cykl pomiarowy .....	53
5.2.5. Analiza wyników badań .....	53
5.2.6. Podsumowanie badań laboratoryjnych .....	56
6. Badania symulacyjne .....	57
6.1. Cel badań symulacyjnych .....	57
6.2. Model matematyczny wymiennika rurowego.....	58
6.2.1. Zastosowanie wymiennika rurowego .....	58
6.2.2. Opis modelu .....	59
6.2.3. Weryfikacja modelu .....	65
6.3. Model matematyczny wymiennika z rurkami ciepła .....	67
6.3.1. Cel opracowania modelu matematycznego .....	67
6.3.2. Opis modelu.....	68
6.3.3. Obliczenia z wykorzystaniem modelu .....	80
6.3.4. Wyniki obliczeń z wykorzystaniem opracowanego modelu .....	82

6.3.5. Podsumowanie obliczeń wymiennika uzyskanych z wykorzystaniem modelu .....	88
6.4. Model CFD wymiennika z rurkami ciepła .....	90
6.4.1. Cel modelowania CFD .....	90
6.4.2. Opis modelu CFD .....	91
6.4.3. Analiza wyników .....	97
6.4.4. Podsumowanie symulacji CFD .....	106
6.5. Podsumowanie badań symulacyjnych .....	106
7. Wnioski końcowe .....	108
Literatura .....	111
Spis rysunków .....	118
Spis tabel .....	121
Streszczenie .....	122
Abstract .....	123

## Wykaz skrótów i oznaczeń

- ATEX – Akronim Dyrektywy Przeciwybuchowej (*fr. Atmosphères Explosibles*)
- BWC – Bezciśnieniowy Wymiennik Ciepła
- CFD – Numeryczna Mechanika Płynów (*ang. Computational Fluid Dynamic*)
- CO – Tlenek węgla (*ang. carbon monoxide*)
- CPSI – Komórek na cal kwadratowy (*ang. Cell Per Square Inch*)
- DO – Metoda wielostrumieniowa modelowania promieniowania cieplnego (*ang. Discrete Ordinates*)
- DOC – Katalityczny reaktor oksydacyjny (*ang. Diesel Oxidation Catalyst*)
- DPF – Filtr cząstek stałych (*ang. Diesel Particulate Filter*)
- EES – Oprogramowanie Engineering Equation Solver
- FVM – Metoda Objętości Skończonych (*ang. Finite Volume Method*)
- G<sub>e</sub> – Godzinnego zużycie paliwa
- GHS – Globalnie zharmonizowany system klasyfikacji i oznakowania chemikaliów (*ang. Global Harmonised System*)
- HC – Węglowodory (*ang. hydrocarbon*)
- MESG – Maksymalny doświadczalny bezpieczny prześwit (*ang. Maximum Experimental Safe Gap*)
- M – Moment obrotowy
- n – Liczba obrotów na minutę
- NDS – Najwyższe Dopuszczalne Stężenie
- P – Moc
- PM – Cząstki stałe (*ang. Particulate Matter*)
- SOF – Faza rozpuszczalna cząstek stałych (*ang. Soluble Organic Fraction*)
- T – Temperatura
- WUG – Wyższy Urząd Górniczy
- ZS – Silnik o zapłonie samoczynnym

## 1. Wstęp

Obecna sytuacja na świecie, wymusza zmiany w podejściu do gospodarki zasobami naturalnymi. Konieczność innego podejścia jest podyktowana nie tylko zmianami klimatycznymi, ale również wyczerpującymi się zasobami naszej planety. Mimo, że wymagane zmiany nie następują i nie nastąpią z dnia na dzień, to coraz częściej odchodzi się od „rabunkowej” eksploatacji złóż. Powyższe, w połączeniu z rozwojem technologii przetwarzania, prowadzi np. do eksploatacji odpadów przetwórczych w celu odzyskania niezbędnych minerałów.

Jedną z gałęzi eksploatacji złóż naturalnych, jest podziemne górnictwo węgla kamiennego, które stanowi podstawowe paliwo do wytwarzania energii elektrycznej na świecie, a jego udział w światowej produkcji energii wynosił w roku 2020 około 34% [81].

Pomimo zdecydowanej polityki zeroemisyjnej Unii Europejskiej, która zakłada odejście od spalania paliw kopalnych dla celów wytwarzania energii elektrycznej do roku 2030, obecne działania Polski mają na celu wydłużenie tego okresu nawet do roku 2049. Biorąc pod uwagę, że 69,7% energii w Polsce wytwarzanych jest z węgla, w tym 45,4% z węgla kamiennego [34] i obecną sytuację polityczną na świecie, można szacować, że wydobywanie węgla w Polsce potrwa jeszcze przynajmniej dwie dekady.

Istotnym elementem w codziennym funkcjonowaniu zakładów górniczych, jest zastosowanie napędów spalinowych w maszynach pracujących, również pod ziemią. Znajdują one zastosowanie przede wszystkim w transporcie poziomym materiałów, ludzi lub urobku. Do ich zalet można zaliczyć mobilność, duży zasięg oraz dużą moc. Obecnie w Polsce w podziemiach kopalń węgla kamiennego eksploatowanych jest 769 mobilnych urządzeń z napędem spalinowym (dane na 31.12.2021 r. – rejestr WUG).

Wzrost świadomości społeczeństw nie tylko w obszarze ekologii, ale również w zakresie wpływu otaczającego środowiska na zdrowie i życie człowieka, wymusza także zmiany na pracodawcach. Większy nacisk kładzie się na zrównoważoną eksploatację zasobów naturalnych oraz na warunki pracy i przestrzeganie dopuszczalnych norm środowiskowych w zakładach pracy. Te ostatnie są szczególnie istotne w podziemnych zakładach wydobywczych, gdzie mamy do czynienia z mocno ograniczoną przestrzenią oraz utrudnioną wymianą powietrza. Należy także mieć na uwadze, że znaczna część substancji szkodliwych emitowanych w trakcie podziemnej eksploatacji, w wyniku



przewietrzania wydostaje się do zewnętrznej atmosfery i wpływa na pozostałą część społeczeństwa.

Oczyszczanie spalin stało się bardzo ważne, ponieważ są one podstawowym źródłem substancji szkodliwych, których powstawanie uzależnione jest od działalności człowieka w podziemiach kopalń. Wszelkie działania zmierzające do poprawy efektywności ekologicznej napędów spalinowych, a tym samym warunków pracy górników, są oczekiwane i bardzo ważne z punktu widzenia bieżącego wydobycia, mającego wpływ na bezpieczeństwo energetyczne.

Pracownicy podziemnych wyrobisk górniczych, są grupą zawodową, szczególnie narażoną na choroby układu oddechowego. Poza zagrożeniami wynikającymi ze środowiska pracy, m.in. podwyższonej temperatury otoczenia czy występowanie zapylenia powstałego w wyniku prowadzonych prac wydobywczych, dodatkowym zagrożeniem jest obecność spalin generowanych przez pracujące pod ziemią silniki spalinowe. W wyniku stosowania silników spalinowych, do atmosfery kopalnianej trafia tysiące substancji chemicznych. Część z tych substancji ma postać gazową, a inne stałą [13] (Tabela 1).

#### Wybrane związki i grupy związków wchodzące w skład spalin silnika Diesla [13]

Tabela 1.

Faza gazowa	Faza cząsteczkowa
Akroleina	Węglowodory (C1-C18) i ich pochodne
Amoniak	Nieorganiczne siarczany i azotany
Benzen	Metale (ołów, platyna)
1,3-Butadien	Policykliczne węglowodory aromatyczne (WWA) i ich pochodne
Formaldehyd	
Kwas mrówkowy	
Węglowodory (C1-C18) i ich pochodne	
Cyjanowodór	
Siarkowodór	
Metan	
Metanol	
Kwas azotowy	
Tlenek węgla i Tlenki azotu	
Policykliczne węglowodory aromatyczne (WWA) i ich pochodne	

Spaliny silników o zapłonie samoczynnym, uważane są m.in. za jedno ze źródeł występowania raka płuc czy raka pęcherza moczowego. Szkodliwe oddziaływanie cząstek stałych wynika z ich małych rozmiarów, długiego utrzymywania się w atmosferze i łatwego wchłaniania przez układ oddechowy. W ten sposób do organizmu trafiają m.in. takie substancje jak węglowodory, metale ciężkie, związki siarki i azotu [13].

Badania pokazują również, że wraz z wydłużaniem się czasu eksploatacji jednostki napędowej, dochodzi do znaczącego wzrostu emisji węglodorów, cząstek stałych oraz CO, przy jednoczesnym nieznacznym wzroście NOx [13].

Analiza zagadnienia emisji substancji szkodliwych do atmosfery ma szczególne znaczenie w takim środowisku jak podziemne wyrobiska górnicze, ponieważ występują w nich ograniczone możliwości przewietrzania (dostarczanie świeżego oraz usuwanie zanieczyszczonego powietrza).

Przywołany we wstępie wzrost świadomości społeczeństwa, przekłada się m.in. na zmiany obowiązujących przepisów, z jednej strony tych bezpośrednio dotyczących eksploatowanych maszyn, z drugiej na te dotyczące środowiska pracy. Faktem jest, że ze względu na istnienie również innych zagrożeń w kopalniach węgla kamiennego (np. zagrożenie wystąpienia wybuchu metanu i/lub pyłu węglowego) wymagania, w zakresie emisji spalin, dla urządzeń eksploatowanych w strefie zagrożonej wybuchem, są dużo łagodniejsze w stosunku do urządzeń eksploatowanych poza strefą. Niemniej jednak, wymagania dotyczące warunków pracy i najwyższe dopuszczalne stężenia (NDS) poszczególnych substancji w połączeniu z ograniczoną możliwością systemów wentylacji, przekładają się bezpośrednio na liczbę eksploatowanych pod ziemią napędów spalinowych.

Innym aspektem tej problematyki są oczekiwania rynków finansowo-gospodarczych, które wymagają zwiększenia opłacalności wydobycia, co pociąga za sobą konieczność ciągłego zwiększania efektywności maszyn i/lub zwiększania ich liczby. Pomimo dobrze rozwiniętych technologicznie napędów spalinowych (w tym napędów średniej i dużej mocy), które spełniają wymagania dotyczące emisji szkodliwych substancji, nie ma możliwości zastosowania ich w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Z kolei stosunkowo niewielkie zapotrzebowanie rynku, jakim jest podziemne górnictwo w przestrzeniach zagrożonych wybuchem, powoduje, że rozwój napędów spalinowych mogących w nich pracować nie stanowi głównego kierunku zainteresowania producentów silników spalinowych.

Kolejnym równie istotnym problemem związanym z pracą pod ziemią, są niekorzystne warunki mikroklimatu, związane z temperaturą oraz wilgotnością powietrza. Podstawową przyczyną wysokiej temperatury jest głębokość eksploatacji kopalin i związana z tym temperatura górotworu, niejednokrotnie przekraczająca 45°C [22], ale również lokalne źródła ciepła związane z mechanizacją, w tym napędy spalinowe. Problemem jest również duża wilgotność względna powietrza, której wartość zawiera się w przedziale 70% ÷ 100% [22]. Pomimo faktu przewietrzania podziemnych wyrobisk, temperatura pracy w przodkach lub na ścianie wydobywczej niejednokrotnie przekracza 28°C. Tak wysoka temperatura, wpływa nie tylko w sposób bezpośredni na wydajność pracy górnika, ale również ze względu na przepisy przekłada się na skrócenie czasu pracy do sześciu godzin [63].

Obecne rozwiązania układów wylotowych napędów spalinowych, często przyczyniają się do zwiększania wilgotności powietrza poprzez odparowanie czynnika chłodzącego (wody) do atmosfery kopalnianej. Dodatkowo są to układy o dużych gabarytach oraz masie i wymagają bieżącej (zmianowej) obsługi, związanej z uzupełnianiem czynnika chłodzącego.

W celu osiągnięcia efektu ekologicznego, ekonomicznego i poprawy warunków pracy, przy braku wsparcia producentów silników, konieczne są zatem odpowiednie modyfikacje i opracowywanie docelowych konstrukcji i rozwiązań w oparciu o istniejące technologie w możliwie najlepszy sposób. Rozważane rozwiązania powinny uwzględniać m.in.: zmniejszenie gabarytów i masy, minimalizację wymaganej obsługi, poprawę jakości spalin, umożliwienie regulacji wydajności układu schładzania spalin.

## **2. Urządzenia z napędem spalinowym stosowane w wyrobiskach górniczych węgla kamiennego**

### **2.1. Spalinowe układy napędowe stosowane w górnictwie**

Urządzenia transportowe ze spalinowym układem napędowym są najczęściej stosowanymi urządzeniami w podziemnym transporcie kolejowym. Wynika to przede wszystkim z dużej mocy, dużego zasięgu oraz małej masy i objętości zbiornika paliwa, który na dzień dzisiejszy magazynuje dużo więcej energii, niż ekwiwalentny akumulator elektryczny lub zbiornik ze sprężonym powietrzem.

Gęstość energii w powyższych źródłach wynosi [80]:

- olej napędowy (samo paliwo) ok. 46 MJ/kg, czyli ok. 12,8 kWh/kg, przyjmując sprawność silnika diesla ok. 30% otrzymujemy ostatecznie z 1 kg paliwa niecałe 4 kWh/kg,
- akumulatory litowe (litowo-chlorko-tionylowe) ok. 2,5 MJ/kg => 0,7 kWh/kg (bez uwzględniania sprawności napędów elektrycznych),
- akumulatory litowo-jonowe ok. 0,25 kWh/kg (bez uwzględniania sprawności napędów elektrycznych),
- sprężone powietrze: gęstość zależy od stopnia sprężenia i bazując na magazynach energii, obecnie gęstość energii wynosi 0,01 kWh/kg - 0,05 kWh/kg.

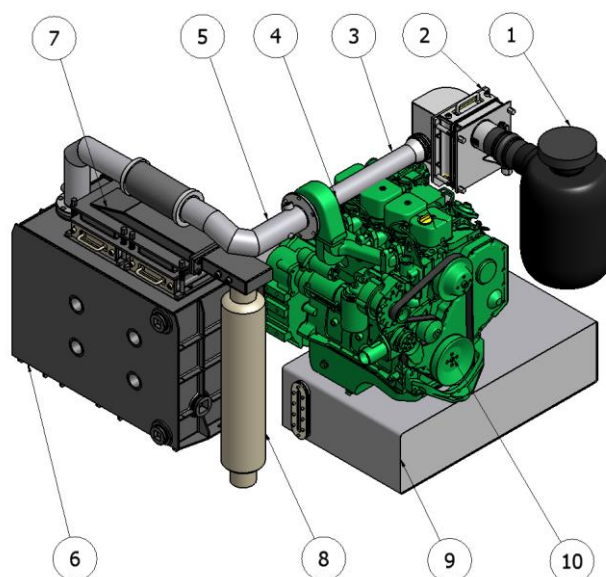
Obecnie, w górnictwie węgla kamiennego napędy spalinowe wykorzystywane są powszechnie do mobilnych urządzeń transportu materiałów i ludzi. Ze względu na stosowane rozwiązania konstrukcyjne rozróżnić można trzy podstawowe grupy [28, 35]:

- lokomotywy spalinowe kopalnianej kolei torowej – poruszają się one po torowisku szynowym zabudowanym w wyrobiskach górniczych; nachylenie drogi transportowej nie przekracza 4°,
- ciągniki spalinowe kolei spągowej – dzięki zastosowaniu na trasie jezdnej, dodatkowej listwy zębatej w urządzeniach tego typu osiąga się znacznie większą siłę uciągu oraz dopuszczalne nachylenie trasy; ciągniki te mogą poruszać się na trasach, gdzie nachylenie nie przekracza 30°,
- ciągniki spalinowe kolei podwieszanej – w odróżnieniu od ciągników kolei spągowej, poruszają się po podwieszanej trasie jednoszynowej, o nachyleniu nie przekraczającym 30°.

## 2.2. Górniczy spalinowy układ napędowy

Obecnie na rynku nie ma oferty gotowych silników przeznaczonych dla potrzeb górnictwa (szczególnie dla stref zagrożonych wybuchem). Producenci maszyn górniczych przystosowują silniki ogólnego stosowania do swoich potrzeb i norm.

Zmodyfikowany silnik spalinowy wraz z układem dolotowym, wylotowym oraz paliwowym stanowi tzw. górniczy spalinowy układ napędowy (rys. 1).



Rys. 1. Górniczy spalinowy układ napędowy [18]

1 – filtr powietrza, 2 – przerywacz płomienia układu dolotowego, 3 – przewód dolotowy, 4 – turbosprężarka, 5 – przewód wylotu spalin, 6 – wodna płuczka spalin, 7 – kolektor zbiorczy wodnej płuczki spalin wraz z przerywaczem płomienia układu wylotowego, 8 – iskrochron (łapacz iskier), 9 – zbiornik paliwa, 10 – silnik spalinowy ZS

Jednym z wymagań, jakie stawiamy górniczym spalinowym układom napędowym jest ograniczenie temperatury powierzchni zewnętrznych napędu oraz gazów wylotowych z silnika. Maksymalna temperatura dowolnej powierzchni zewnętrznej, jak również spalin, dla silników pracujących w podziemnych wyrobiskach węglowych, ze względu na występowanie pyłu palnego, nie może przekraczać  $150^{\circ}\text{C}$ . Elementami bezpośrednio związanymi z silnikiem spalinowym, gdzie występuje najwyższa temperatura podczas jego eksploatacji są: kolektor wylotowy oraz turbosprężarka. Dla spełnienia przytoczonych przepisów, powyższe dwa komponenty silnika wyposażone są w płaszcz wodny, który zasilany jest z obiegu chłodzenia silnika.

Druga cecha stanowiąca o specyfice górniczego spalinowego układu napędowego, związana jest z zapewnieniem bezpieczeństwa pracy w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. W tym celu należy zabezpieczyć układ dolotowy powietrza oraz układ wylotowy spalin poprzez zastosowanie urządzenia pozwalającego na przepływ mieszaniny gaz/powietrze, jednocześnie

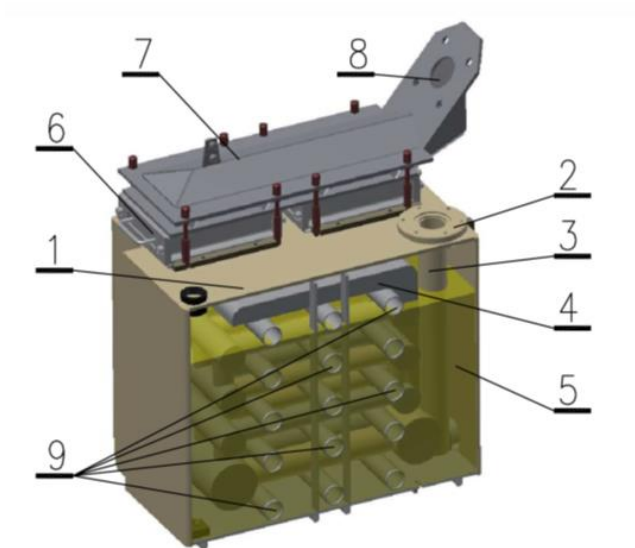
zapobiegającego przed przedostaniem się płomienia, tzw. przerywacz płomienia. Układ wylotowy spalin dodatkowo należy wyposażyć w tzw. łapacz iskier, który usuwa lub schładza gorące cząstki ze strumienia gazów pod wpływem zawirowania.

### 2.3. Ograniczanie temperatury gazów wylotowych silnika

Ograniczenie temperatury gazów wylotowych do maksymalnie 150°C w górniczych spalinowych układach napędowych, wiąże się z koniecznością stosowania odpowiednich wymienników ciepła. Stosowanymi rozwiązaniami w tym zakresie są:

- mokry wymiennik ciepła (tzw. mokra płuczka) – strumień spalin wylatujących z silnika spalinowego kierowany jest do skrzyni wypełnionej wodą,
- suchy wymiennik ciepła – przekazywanie ciepła ze spalin do czynnika chłodzącego odbywa się przez ścianki rozdzielające spaliny od czynnika chłodzącego,
- połączenie obu powyższych rozwiązań.

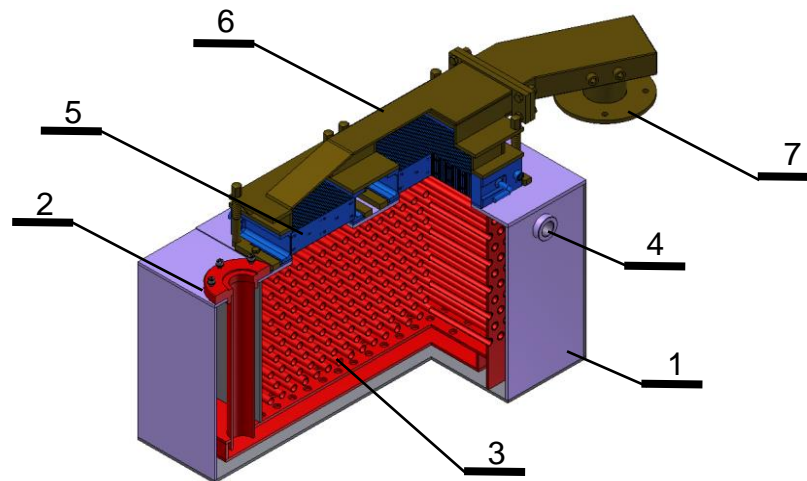
W mokrym wymienniku ciepła (rys. 2) spaliny przepływając przez kąpiel wodną przekazują część ciepła wodzie, a powstała mieszanina spalin, pary wodnej i kropeł wody kieruje się do pozostałej części układu wylotowego a następnie do atmosfery. Jak wykazały badania [70], mokra płuczka spalin, choć bardziej efektywna w procesie schładzania spalin, ma zasadniczą wadę, którą jest stały ubytek wody w komorze schładzania. Woda ta częściowo zamienia się w parę i wypływa wraz ze spalinami, częściowo zaś, jako krople jest zabierana przez strumień spalin i wyrzucana z układu wylotowego. Wymusza to konieczność okresowego uzupełniania wody w skrzyni wymiennika. Praktycznie, w zależności od intensywności wykorzystywania napędu spalinowego, koniecznym jest uzupełnianie wody 1 raz lub 2 razy na zmianę roboczą.



Rys. 2. Mokry wymiennik ciepła [70]

1 – skrzynia wymiennika, 2 – przyłącze rury wylotu spalin z silnika, 3 – rura wlotu spalin, 4 – labirynt rur chłodzących, 5 – woda, 6 – przerywacz płomienia, 7 – kolektor zbiorczy, 8 – łącznik iskrochronu, 9 – rury wzmacniające

W suchym wymienniku ciepła możemy rozróżnić dwa podstawowe typy rozwiązań: z wodą krążącą w obiegu zamkniętym (rys. 3) oraz z wodą znajdującą się tylko w wymienniku (rys. 4). W pierwszej konstrukcji, spaliny z silnika kierowane są do komory, z zabudowanym zespołem rur, w których krąży czynnik chłodzący. Przekazywanie ciepła ze spalin do czynnika chłodzącego odbywa się pośrednio poprzez ścianki rur chłodzących.

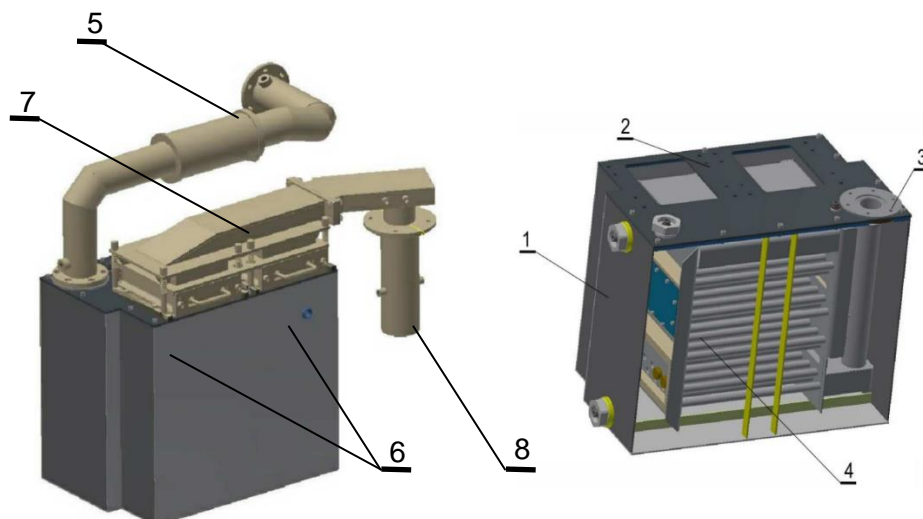


Rys. 3. Suchy wymiennik ciepła z cyrkulującą wodą chłodzącą [19]

- 1 – skrzynia wymiennika, 2 – przyłącze rury wylotu spalin z silnika, 3 – labirynt rur chłodzących, 4 – króciec wylotowy wody chłodzącej, 5 – przerywacz płomienia, 6 – kolektor zbiorczy, 7 – łącznik iskrochronu

W drugim rozwiązaniu, spaliny prowadzone są w układzie rur zanurzonych w kąpeli wodnej, oddając część ciepła wodzie i wywołując jej parowanie. Wylot spalin z układu rur umieszczony jest nad powierzchnią wody, gdzie spaliny łączą się z parą wodną i uchodzą do przewodu wylotowego. Ponieważ spaliny nie przepływają przez wodę, jak w mokrym wymienniku, efekt zabierania wody przez strumień spalin został wyeliminowany. Ze względu na brak obiegu wody chłodzącej, wymiennik tego typu nazywany jest również bezciśnieniowym wymiennikiem ciepła (BWC).





Rys. 4. Suchy wymiennik ciepła bez obiegu wody chłodzącej [70]

1 – skrzynia wymiennika wypełniona wodą, 2 – pokrywa dla przerywaczy płomienia (miejsce wylotu spalin), 3 – rura dolotowa spalin do wymiennika, 4 – rurki wymiennika transportujące spaliny, 5 – odcinek łączący wymiennik z wyjściem turbosprężarki silnika, 6 – przerywacz płomienia, 7 – kolektor zbiorczy, 8 – łapacz iskier

Opisane powyżej, wybrane, cechy konstrukcyjne związane z możliwością bezpiecznego stosowania silników spalinowych w przestrzeniach zagrożonych wybuchem, stanowią o złożoności i specyfice górniczych spalinowych układów napędowych.

#### 2.4. Przerywacz płomienia

Przestrzeń zagrożona wybuchem, to strefa z występującą w niej atmosferą potencjalnie wybuchową będącą mieszaniną powietrza i substancji palnych w postaci gazu, oparów, mgły lub pyłu, w której po wystąpieniu zapłonu, spalanie rozprzestrzenia się na całą niespaloną mieszaninę [26]. Najczęściej przestrzenie zagrożone wybuchem są obszarami o dużej kubaturze (np. zakłady przemysłowe, wyrobiska górnicze, itp.). Dlatego użytkowanie maszyn i urządzeń wymaga stosowania zabezpieczeń, które nawet w przypadku awarii lub nieprzewidzianego działania urządzenia, nie spowoduje zapłonu mieszaniny wybuchowej wokół eksploatowanego urządzenia, a ewentualny wybuch we wnętrzu urządzenia nie przedostanie się na zewnątrz.

Jednym z elementów stosowanych w systemach zabezpieczających przed propagacją płomienia lub wybuchu są przerywacze płomienia. Są to urządzenia pasywne, wykorzystywane głównie w instalacjach przemysłowych, umożliwiające przepływ mieszanin gazowych, ale zapobiegające przedostaniu się płomienia do strefy chronionej (wybuchowej).

Działanie przerywaczy płomienia opiera się na tzw. efekcie szczelinowym, czyli intensywnym odbieraniu ciepła w wąskich szczelinach. Z pojęciem efektu szczelinowego wiąże się również pojęcie maksymalnego doświadczonego bezpiecznego prześwitu (skr. MESH). MESH jest wynikiem znormalizowanego pomiaru, opisanego w normie PN-EN ISO/IEC 80079-20-1 [59], mającego na celu wyznaczenie maksymalnego prześwitu między dwoma płaszczyznami, występującego na znormalizowanej długości 25 mm, który powoduje wygaszenie płomienia. Według tego parametru klasyfikuje się gazy i pary na grupy wybuchowości: I, IIA, IIB oraz IIC.

Do grupy I zalicza się metan, a do pozostałych grup odpowiednio [59]:

- IIA: 127 gazów w tym np.: propan, aceton, tlenek węgla,
- IIB: 20 gazów w tym np.: etylen, gaz miejski, siarkowodór,
- IIC: 4 gazy: wodór, acetylen, dwusiarczek węgla, hydrazyna.

Dla bezpiecznej eksploatacji, mobilnych napędów spalinowych w przestrzeniach zagrożonych wybuchem, konieczne jest zastosowanie wygaszacza w układzie dolotowym i wylotowym silnika spalinowego.

Wymagania dotyczące przerywacza płomieni przeznaczonego do stosowania z górnymi spalinowymi układami napędowymi opisuje norma PN-EN 1834-2 [55]. Zgodnie z wymaganiami normy przerywacz musi:

- być wykonany z materiałów o odporności na korozję i ścieranie nie gorszymi niż stal nierdzewna 14404 lub 14435,
- uzyskać pozytywny wynik badań nieprzenoszenia się wybuchu.

Przerywacze płomienia stosowane z napędami spalinowymi, nie są elementami certyfikowanymi osobno i podlegają badaniom wraz ze wszystkimi elementami układu dolotowego i wylotowego górnego spalinowego układu napędowego. Na badania typu składają się:

- wyznaczenie maksymalnego ciśnienia wybuchu,
- próba nadciśnienia,
- próba nieprzenoszenia się wybuchu.

Istotą badania górniczego spalinowego układu napędowego jest przebadanie wszystkich elementów począwszy od przerywacza płomienia zainstalowanego w układzie dolotowym silnika, aż do przerywacza płomienia zainstalowanego w układzie wylotu spalin.

Zarówno w próbach wyznaczenia maksymalnego ciśnienia wybuchu, jak i nieprzenoszenia się wybuchu, stosuje się odpowiednie gazowe mieszaniny metanowo-wodorowo-powietrzne. Stężenie mieszaniny metanu i wodoru (w proporcji 80% metanu i 20% wodoru) z powietrzem wynosi 11%, 12% lub 13%, przy czym każdą z mieszanin musi cechować dokładność proporcji nie gorsza niż 0,2%. W trakcie badań, kadłub silnika zastępuje się metalową płytą połączoną z komorą o objętości nie większej niż objętość cylindra, następnie przepłukuje układ badawczy mieszaniną wybuchową i przeprowadza jej zapłon.

Pierwsze z wymienionych badań ma na celu wyznaczenie maksymalnego ciśnienia w układzie dolotowym i wylotowym przy wybuchu odpowiedniej mieszaniny próbnej. Ze względu na dynamikę zjawiska wybuchu oraz towarzyszący temu chwilowy gwałtowny przyrost temperatury, istotne jest dobranie właściwego układu do pomiaru ciśnienia o odpowiedniej charakterystyce dynamicznej i odporności termicznej.

W drugim z badań sprawdzana jest wytrzymałość mechaniczna na ciśnienie próbne wywołane wybuchem. Wartość ciśnienia próbnego jest równa iloczynowi wyznaczonego w pierwszej próbie ciśnienia maksymalnego i współczynnika bezpieczeństwa równego 1,5.

Trzecim badaniem jest próba nieprzenoszenia się wybuchu polegająca na umieszczeniu badanego układu w komorze badawczej, wypełnieniu jego oraz komory badawczej właściwą mieszaniną wybuchową i zapłonu tej mieszaniny w badanym układzie. Próbę uznaje się za pomyślną, jeżeli nie nastąpi przeniesienie wybuchu z badanego układu do komory badawczej.

Powyższe badania, ze względu na swoją złożoność, wymagają nie tylko specjalistycznego stanowiska badawczego, bardzo precyzyjnej infrastruktury wytwarzającej mieszaniny wybuchowe i aparatury pomiarowej (m.in. specjalistyczne przetworniki ciśnienia, rejestratory o wysokiej częstotliwości próbkowania, itp.), ale również kompletnych układów dolotowego i wylotowego oraz istotnych elementów badanego silnika spalinowego. Do istotnych elementów silnika koniecznych przy badaniach typu, zalicza się kolektor dolotowy, głowicę silnika, kolektor wylotowy oraz ewentualnie turbosprężarkę. Nie ma możliwości przebadania pojedynczych elementów układu, w tym

przerywacza płomienia. Działanie takie podyktowane jest nieprzewidywalnością zjawiska wybuchu, którego propagacja w dużej mierze zależy od kształtu czy wymiarów geometrycznych układu, w którym dochodzi do wybuchu. Kształt, przekrój poprzeczny układu czy np. stosunek długości odcinka układu do jego wymiarów poprzecznych może np. decydować o tym czy w układzie dojdzie do tzw. spiętrzenia ciśnienia.

W badaniu osłon przeciwybuchowych o spiętrzeniu ciśnienia mówimy w przypadku, gdy [56]:

- uzyskane wartości ciśnienia w serii badań tej samej konfiguracji różnią się między sobą o więcej niż 1,5 lub
- czas narastania ciśnienia jest krótszy niż 5 ms.

Ogólnie, zjawiska wybuchu i jego propagacji są dość dobrze poznane. Znana jest np. wartość ciśnienia wybuchu, skład mieszanki stechiometrycznej, wpływ temperatury mieszaniny itd. poszczególnych mieszanin gazowych. W przypadku gdy dochodzi do spiętrzenia ciśnienia, jego wartość jest znacząco większa niż w warunkach normalnych, a tym samym wymagana jest większa wytrzymałość mechaniczna zastosowanych elementów.

Przykładowy moduł przerywacza płomienia, przeznaczony dla górniczego spalinowego układu napędowego, instalowany za wymiennikiem ciepła, przedstawia rys. 5.



Rys. 5. Przerwywacz płomienia górniczego spalinowego układu napędowego [16]

Prezentowany moduł przerywacza o wymiarach 220 mm x 270 x 70 mm oraz masie około 21 kg, stanowi jeden z dwóch równolegle współpracujących modułów, które w całości składają się na przerywacz płomienia przeznaczony do pracy z silnikiem spalinowym ZS o objętości skokowej 4,76 dm<sup>3</sup>. Powierzchnie łączące moduły z korpusem, są złączami ognioszczelnymi, które charakteryzuje zdolność do wygaszenia ewentualnego płomienia. Ognioszczelność złącza nie oznacza jednak szczelności z punktu widzenia przenikania pyłów czy wody. Niejednokrotnie złącza ognioszczelne nie są wyposażone w żadnego typu uszczelnienia zapewniające ochronę przed dostępem pyłów czy wody. Brak szczelności oraz zjawiska termiczne występujące podczas normalnej eksploatacji górniczego spalinowego układu napędowego (nagrzewanie podczas pracy i stygnięcie po jej zakończeniu), połączone z pracą w wysoce zapyłonym środowisku prowadzi do zatykania się szczelin wygaszaczy płomieni. To zagadnienie stanowi odrębną problematykę związaną z utrzymaniem bezpieczeństwa i ognioszczelności w warunkach normalnej i długotrwałej eksploatacji silników spalinowych w trudnych warunkach użytkowania, np. w podziemnych wyrobiskach górniczych, w których występuje duże narażenie na zapylenie, uszkodzenia mechaniczne i słabe możliwości chłodzenia.

Podsumowując wygaszacze płomienia stosowane w górniczych spalinowych układach napędowych, charakteryzują się sporymi wymiarami i masą, mogą być narażone na błędy podczas produkcji (ze względu na jednostkową produkcję) oraz wymagają czyszczenia podczas eksploatacji.

### **3. Wymagania formalno-prawne stosowania górniczych spalinowych układów napędowych**

#### **3.1. Regulacje prawne i normatywne związane z bezpieczeństwem użytkowania**

W Polsce górnictwo podziemne, ze względu na wydobywany surowiec, można podzielić na górnictwo rudy miedzi, soli kamiennej oraz węgla kamiennego.

W kopalniach węgla kamiennego, w odróżnieniu od pozostałych rodzajów górnictwa, jednym z głównych zagrożeń jest zagrożenie wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. Bezpieczne użytkowanie maszyn i urządzeń w tych kopalniach wymaga specyficznego podejścia do ich projektowania. Najpopularniejszymi metodami zabezpieczenia maszyn i urządzeń są zabezpieczenia za pomocą:

- osłon ognioszczelnych typu „d” [56],
- obudowy wzmocnionej „e” [58],
- iskrobezpieczeństwa „i” [57].

Powyższe metody zabezpieczeń, wymagają wprowadzenia odpowiednich rozwiązań już na etapie projektowania podstawowych elementów składowych np. dodatkowych czujników temperatury. Dlatego bez odpowiedniego wsparcia i zaangażowania producentów samych silników spalinowych, bardzo trudne jest dostosowanie najnowocześniejszych rynkowych konstrukcji, do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Mimo ciągłego zaostrzania przepisów prawnych dotyczących jakości spalin samochodów poruszających się po drogach i maszyn przemysłu ciężkiego, takich jak np. koparki, przepisy dotyczące napędów spalinowych pracujących w kopalniach węgla kamiennego mają charakter szczególny.

Dokumentami obowiązującymi na terenie Unii Europejskiej i normującymi stosowanie napędów spalinowych w górnictwie zagrożonym występowaniem gazów i/lub pyłów palnych są dyrektywy:

- Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2006/42/WE w sprawie maszyn, zmieniająca dyrektywę 95/16/WE [24] tzw. Dyrektywa Maszynowa (wdrożona do polskiego prawodawstwa Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 21 października 2008 roku) [64] oraz
- Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/34/UE z dnia 26 lutego 2014 r. w sprawie harmonizacji ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej [26] tzw. Dyrektywa ATEX (wdrożona do polskiego prawodawstwa Rozporządzeniem Ministra Rozwoju z dnia 6 czerwca 2016 r.) [65].

Zgodnie z przyjętą koncepcją, Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady jest aktem prawnym wyznaczającym cel, który muszą osiągnąć wszystkie państwa UE, a opisywane w niej cele mają charakter ogólny, obejmujący jak największą grupę produktów, natomiast wymagania szczegółowe dla poszczególnych grup produktów i wyrobów, zawierają normy zharmonizowane z dyrektywami. Normami podstawowymi z punktu widzenia zastosowania napędu spalinowego w górnictwie spalinowym układzie napędowym, są normy:

- PN-EN 1679-1+A1:2011 „Silniki spalinowe tłokowe – Bezpieczeństwo – Silniki o zapłonie samoczynnym”,
- PN-EN 1834-2:2002 „Silniki spalinowe tłokowe – Wymagania bezpieczeństwa dotyczące projektowania i budowy silników przeznaczonych do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem – Część 2: Silniki grupy I przeznaczone do stosowania w pracach podziemnych zagrożonych występowaniem metanu i/lub palnego pyłu”.

W świetle powyższych regulacji, poza modyfikacjami układu dolotowego i wylotowego, opisanymi w punkcie 2.2, górnicze spalinowe układy napędowe wyposażane muszą być dodatkowo m.in. w układy samoczynnego wyłączenia silnika, w przypadku wystąpienia następujących stanów zagrożenia [54]:

- przekroczenie prędkości obrotowej,
- przekroczenie dopuszczalnej temperatury cieczy w układzie chłodzenia cieczą,
- niskie ciśnienie oleju smarnego,
- niski poziom cieczy w układzie chłodzenia,
- niski poziom cieczy w wodnym przerywaczu płomienia,
- przekroczenie dopuszczalnej temperatury spalin,
- przekroczenie dopuszczalnej temperatury oleju silnikowego,
- przekroczenie dopuszczalnej temperatury oleju hydraulicznego.

### 3.2. Wymagania dotyczące jakości spalin

Aspektem szczególnie ważnym w podziemnych wyrobiskach górniczych (zagrożonych, jak i nie zagrożonych atmosferą wybuchową) jest jakość emitowanych do otoczenia spalin. Szczegółowe wymagania w tym zakresie zależą od mocy silnika i zostały opisane w normie PN-EN 1679-1+A1:2011 [54].

W tabeli 2 przedstawiono wymagania powyższej normy w zakresie dopuszczalnych wartości emitowanych substancji przez silniki spalinowe zainstalowane w maszynach pracujących pod ziemią.

**Dopuszczalne wartości emitowanych substancji [54]**

Tabela 2.

Moc silnika P	Tlenek węgla CO	Węglowodory HC	Tlenki azotu NOx	Cząsteczki stałe PM
[kW]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]
$37 \leq P < 75$	6,5	1,3	9,2	0,85
$75 \leq P < 130$	5,0	1,3	9,2	0,70
$130 \leq P < 560$	5,0	1,3	9,2	0,54

Dopuszczalne wartości emisji substancji szkodliwych, emitowanych przez silniki spalinowe pracujące w podziemnych wyrobiskach, definiuje również Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2016/1628 z dnia 14 września 2016 r. (stan na dzień 15.02.2024) [66]. Rozporządzenie to anulowało dotychczas obowiązujące przepisy Dyrektywy 97/68/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 16 grudnia 1997 r. – tzw. Dyrektywa spalinowa [25], w zakresie zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych i jest jednocześnie dokumentem nadrzędnym w stosunku do norm.

W odróżnieniu od poprzedniej Dyrektywy 97/68/WE [25] powyższe rozporządzenie stawia inne wymagania silnikom stosowanym w atmosferach potencjalnie wybuchowych w stosunku do silników pracujących poza tą atmosferą. W świetle rozporządzenia silniki przeznaczone do pracy w przestrzeniach zagrożonych wybuchem powinny spełniać wymagania przedstawione w tabeli 3. W praktyce, dla prezentowanego zakresu mocy, wymagania te pokrywają się z wymaganiami etapu III dotychczas obowiązującej Dyrektywy spalinowej [25]. Silniki przeznaczone do pracy w przestrzeni niezagrażonej wybuchem powinny natomiast spełniać wymagania przedstawione w tabeli 4 (przy czym w prezentowanych tabelach ograniczono się jedynie do wymogów silników z zakresu 37 do 560 kW). Jako datę wejścia w życie obowiązków określonych niniejszym Rozporządzeniem przyjęto datę 1 stycznia 2018 r. w odniesieniu do homologacji oraz 1 stycznia 2019 r. lub 1 stycznia 2020 r. (dla podkategorii NRE-v-5 i NRE-c-5) w odniesieniu do wprowadzenia silników na rynek.

**Wartości graniczne emisji z silników specjalnego przeznaczenia (SPE)  
w odniesieniu do silników kategorii NRE [66]**

Tabela 3.

<b>Etap emisji</b>	<b>Podkategoria silnika</b>	<b>Zakres mocy silnika</b>	<b>Typ zaplonu</b>	<b>CO</b>	<b>HC</b>	<b>NO<sub>x</sub></b>	<b>Masa cząstek stałych</b>
<b>[-]</b>	<b>[-]</b>	<b>[kW]</b>	<b>[-]</b>	<b>[g/kWh]</b>	<b>[g/kWh]</b>	<b>[g/kWh]</b>	<b>[g/kWh]</b>
SPE	NRE-v-4 NRE-c-4	$37 \leq P < 56$	ZS	5,0	4,7		0,4
SPE	NRE-v-5 NRE-c-5	$56 \leq P < 130$	wszystkie	5,0	4,0		0,3
SPE	NRE-v-6 NRE-c-6	$130 \leq P \leq 560$	wszystkie	3,5	4,0		0,2



## Wartości graniczne emisji dla etapu V w odniesieniu do silników kategorii NRE [66]

Tabela 4.

Etap emisji	Podkategoria silnika	Zakres mocy silnika	Typ zapłonu	CO	HC	NOx	Masa cząstek stałych	Liczba cząstek stałych
[-]	[-]	[kW]	[-]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	liczba/kWh
Etap V	NRE-v-4 NRE-c-4	$37 \leq P < 56$	ZS	5,0	$(HC + NO_x \leq 4,70)$		0,015	$1 \times 10^{12}$
Etap V	NRE-v-5 NRE-c-5	$56 \leq P < 130$	wszystkie	5,0	0,19	0,40	0,015	$1 \times 10^{12}$
Etap V	NRE-v-6 NRE-c-6	$130 \leq P \leq 560$	wszystkie	3,5	0,19	0,40	0,015	$1 \times 10^{12}$

Wymagania, co do jakości spalin są również pośrednio regulowane przez przepisy dotyczące jakości powietrza w podziemnych wyrobiskach górniczych i określone w Rozporządzeniu Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych [63].

W myśl §142 ww. Rozporządzenia wszystkie wyrobiska powinny być przewietrzane w taki sposób, aby ilość tlenu w powietrzu wynosiła minimum 19% objętościowo, a stężenie gazów w powietrzu było nie większe niż dla:

- 1) dwutlenku węgla: 1 %,
- 2) tlenku węgla: 0,0026 %,
- 3) tlenku azotu: 0,00026 %,
- 4) dwutlenku siarki: 0,000075 %,
- 5) siarkowodoru: 0,0007 %.

Natomiast §635 ww. Rozporządzenia odnoszący się wprost do spalin wyrzucanych przez układ wydechowy silnika, wprowadza ograniczenie emisji tlenku węgla do 500 ppm w przypadku atmosfery pozbawionej metanu oraz 1800 ppm w przypadku, gdy stężenie metanu wynosi do 1,5%.

W świetle ww. Rozporządzenia liczbę pojazdów i maszyn pracujących równocześnie w wyrobisku, ustala się w sposób zapewniający nieprzekroczenie dopuszczalnych wartości stężenia szkodliwych gazów w powietrzu.

W świetle obowiązujących przepisów można stwierdzić, iż spełnienie wymagań Rozporządzenia Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2016/1628 [66] gwarantuje spełnienie wymagań normy PN-EN 1679-1 [54]. Jednocześnie zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych [63], napędy spalinowe pracujące w podziemnych wyrobiskach górniczych nie mogą powodować przekroczeń dopuszczalnych stężeń zanieczyszczeń w powietrzu. Spełnienie powyższych wymagań można osiągnąć albo zmniejszając liczbę pojazdów albo zwiększając przewietrzanie wyrobisk. Zmniejszanie liczby pojazdów powoduje spadek efektywności wydobywania, natomiast zwiększanie przewietrzania konieczność budowania wydajniejszych, a co za tym idzie, kosztowniejszych układów wentylacyjnych lub zwiększania przekrojów wyrobisk.

### 3.3. Podsumowanie wymagań formalno-prawnych

Stosowanie maszyn i urządzeń w przestrzeniach zagrożonych wybuchem, wymaga specyficznego podejścia przy ich projektowaniu i produkcji, określonych szeregiem wymagań prawnych wyszczególnionych w dyrektywie ATEX [26] oraz normach zharmonizowanych z tą dyrektywą. Specyfika zabezpieczeń powoduje, brak możliwości zastosowania standardowych napędów spalinowych spełniających najnowsze normy dotyczące jakości spalin dostępnych na rynku. Dostosowanie maszyn i urządzeń do pracy w przestrzeniach zagrożonych wybuchem, dotyczy przede wszystkim podzespołów elektrycznych i elektronicznych, natomiast dla napędów spalinowych modyfikacji wymagają m.in. następujące elementy:

- wszelkiego rodzaju czujniki (ciśnienia, temperatury, położenia wału itd.),
- wtryskiwacze, które w obecnych rozwiązaniach są sterowane elektronicznie,
- układ sterujący pracą silnika (komputer),
- układ dolotowy i wylotowy silnika,
- kolektor wylotowy oraz turbosprężarka.

O ile możliwa jest próba zamiany czujników zastosowanych przez producenta, na tożsame, ale w wykonaniu przeciwwybuchowym, o tyle ingerencja we wtryskiwacze lub elektronikę układu sterującego silnikiem nie jest możliwa.

Powyższe powoduje, że dostosowaniu do pracy w przestrzeniach zagrożonych wybuchem, mogą podlegać jedynie te jednostki spalinowe, których praca całego silnika opiera się na mechanice (brak jest sterowania elektronicznego). Zatem bez zaangażowania producentów silników i ich podzespołów, wszelkie zmiany i ulepszenia mogą dotyczyć jedynie układów zasilających silnik spalinowy lub układu wylotowego. Mając na uwadze małe możliwości w zakresie zmian zasilania silnika, mankamenty dotychczas stosowanych rozwiązań oraz parametry, jakie należałoby poprawić, jedynym rozwiązaniem pozostaje zmiana układu wylotowego silnika.

#### **4. Koncepcja nowego układu wylotowego górniczego spalinowego układu napędowego**

##### **4.1. Geneza problemu**

Układy napędowe z tłokowymi silnikami spalinowymi są i jeszcze długo będą w powszechnym zastosowaniu w wielu dziedzinach gospodarki. Jedną z nich jest górnictwo podziemne, w tym węglowe, które ze względu na wiele zagrożeń naturalnych, stanowi bardzo specyficzną gałąź przemysłu. Wyjątkowe warunki funkcjonowania tam maszyn i urządzeń wynikają z jednej strony z konieczności zapewnienia jak najlepszych warunków pracy załódze w ograniczonej przestrzeni wyrobiska z ograniczonym dostępem świeżego powietrza, z drugiej zapewnienia szeroko pojętego bezpieczeństwa. Wynika to głównie z występowania zagrożenia wybuchu pyłu węglowego, a w wielu przypadkach także metanu, który jest naturalnym składnikiem złóż węglowych. Jednym z wymagań prawnych, pozwalającym bezpiecznie stosować napędy spalinowe w przestrzeniach zagrożonych wybuchem pyłu węglowego, jest ograniczenie temperatury wszystkich zewnętrznych powierzchni układu napędowego, jak również gazów wylotowych do wartości nie przekraczającej 150°C. Innym z wymagań jest konieczność wygaszania płomieni, które w określonych warunkach pracy silnika mogą być przenoszone w układzie wylotu spalin.

Wiele z rozwiązań technicznych, dotyczących wymienionych zagadnień zostało opracowanych ponad dwie dekady temu i nie przystaje do obecnie obowiązujących standardów technicznych.

Postęp w różnych obszarach techniki stwarza nowe możliwości znaczącego usprawnienia istniejących urządzeń technicznych, przyczyniając się do znaczącej poprawy wielu ich parametrów oraz bezpieczeństwa użytkownika.

W związku z powyższym, podjęto próbę opracowania nowej koncepcji układu wylotowego górniczego spalinowego układu napędowego, korzystając z nowych, nie stosowanych dotąd rozwiązań, jakim są rurki ciepła, intensywnie odprowadzające ciepło ze spalin do czynnika chłodzącego.

Ponadto, wykorzystując nowe zdobycze nauki i techniki, w zaproponowanym układzie wylotu spalin, powstała możliwość zastosowania utleniającego reaktora katalitycznego, którego rdzeń, oprócz funkcji zmniejszenia emisji produktów niecałkowitego i niezupełnego spalania, może przejąć funkcję systemu wygaszania płomieni.

Podstawowymi kryteriami, stawianymi nowemu rozwiązaniu jest wyeliminowanie bieżącej obsługi układu schładzania spalin oraz zmniejszenie jego masy i wymiarów. Dodatkowo przyczynienie się do poprawy mikroklimatu kopalni i warunków pracy górników oraz możliwość zwiększenia liczby używanych napędów spalinowych w rejonach najbardziej tego wymagających i tym samym poprawa efektywności wydobywania.

#### **4.2. Koncepcja nowego rozwiązania układu wylotowego spalin**

Jedną z podstawowych wad obecnie stosowanych układów chłodzenia spalin jest duża masa, gabaryty oraz konieczność stałego monitorowania poziomu wody chłodzącej i jej uzupełniania. Chcąc udoskonalić układ wylotu spalin oraz mając przy tym na uwadze jednoczesną poprawę jakości spalin, należy sięgnąć po rozwiązania do tej pory nie stosowane.

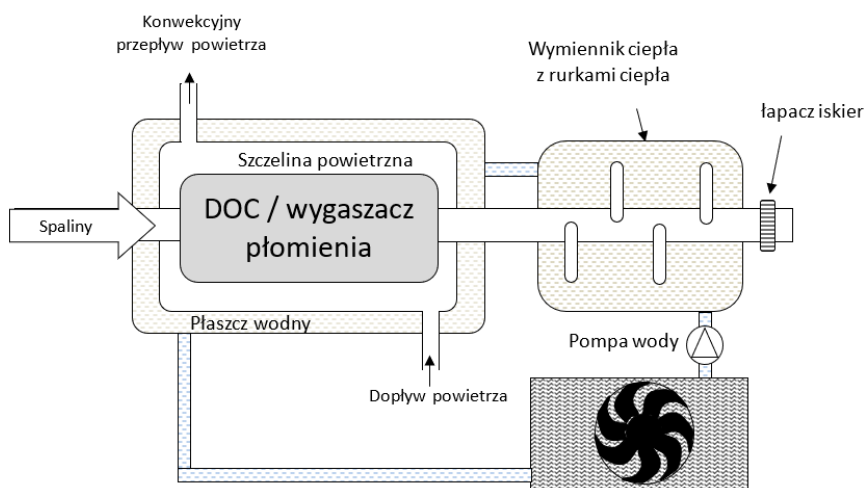
W oparciu o przeprowadzoną analizę stosowanych metod oczyszczania spalin silników ZS, rozwiązań schładzania spalin w górniczych spalinowych układach napędowych oraz wyniki dotychczas prowadzonych badań [6, 7, 17, 35, 36, 47, 48, 60, 85, 86, 87] opracowano koncepcję kompaktowego systemu układu wylotowego. Opracowane rozwiązanie skupia się na ograniczeniu emisji składników toksycznych, uwzględniając jednocześnie ograniczenie gabarytów, masy oraz zaangażowania w bieżącą obsługę układów schładzania spalin.

Do oczyszczania spalin proponuje się zastosowanie katalitycznego reaktora oksydacyjnego DOC. Zastosowanie reaktora DOC pozwoli zmniejszyć stężenie następujących składników w spalinach:

- tlenku węgla, formując dwutlenek węgla,
- niedopalonych węglowodorów, formując wodę oraz dwutlenek węgla,
- tlenku azotu, formując dwutlenek azotu,
- fazę rozpuszczalną cząstek stałych (SOF – Soluble Organic Fraction).

Przy wyborze reaktora DOC dla poprawy jakości spalin kierowano się również oporami przepływu, jakie stwarza on w układzie wylotowym spalin. Ponieważ konstrukcja reaktora DOC, w odróżnieniu od filtra DPF, posiada otwarte kanały, które są jednocześnie krótsze i o większym przekroju, charakteryzuje się on mniejszymi oporami w stosunku do filtra DPF. Aspekt ten jest tym bardziej istotny, gdyż dostosowanie jednostki napędowej do pracy w przestrzeniach zagrożonych wybuchem, wiąże się z koniecznością zastosowania dodatkowych elementów w układzie wylotowym silnika, które również wprowadzają dodatkowe opory dla przepływających spalin.

Dla zmniejszenia gabarytów wymiennika ciepła, mającego na celu obniżenie temperatury spalin, proponuje się wykorzystanie rurek ciepła [49]. Dzięki wykorzystaniu przemiany fazowej przy transporcie ciepła z końca ciepłego do zimnego, rurki ciepła mają możliwość transportowania dużych ilości energii. Dzięki temu, spodziewanym efektem jest połączenie zalet wymiennika suchego (rozdzielenie spalin od czynnika chłodzącego) z jednoczesnym zachowaniem dużej efektywności wymiennika mokrego. Schemat koncepcji układu wylotowego przedstawia rys. 6.



Rys. 6. Koncepcja układu wylotowego górniczego spalinowego układu napędowego [45]

W celu zmniejszenia obsługi do niezbędnego minimum (okresowe przeglądy), koncepcja zakłada cyrkulację czynnika chłodzącego w obiegu zamkniętym. Ponieważ zakłada się zastosowanie pompy wodnej instalowanej jako osprzęt silnika spalinowego, jej wydajność zależna będzie od prędkości obrotowej silnika, pośrednio wpływając na wydajność całego systemu chłodzenia spalin.

Po odebraniu ciepła ze spalin, woda chłodzona będzie w zewnętrznej chłodnicy z wymuszonym przepływem powietrza za pomocą wentylatora. Rozpatrywana chłodnica wraz z wentylatorem, może zostać zamontowana niezależnie od podstawowego układu chłodzenia silnika lub równoległe do chłodnicy podstawowej – drugie z rozwiązań pozwoli zrezygnować z jednego wentylatora. Decydując się na takie rozwiązanie należy jednak mieć na uwadze, że pogorszą się warunki chłodzenia obu układów (podstawowego oraz chłodzenia spalin) w stosunku do niezależnego układu chłodnic.

W celu zapewnienia bezpieczeństwa związanego z ograniczeniem maksymalnej temperatury powierzchni zewnętrznych, konieczne jest zabezpieczenie sekcji układu wylotowego odpowiedzialnej za oczyszczanie spalin. W niniejszej koncepcji zaproponowano zabezpieczenie poprzez umieszczenie sekcji w płaszczu wodnym. Aby zapobiec obniżeniu efektywności oczyszczania spalin poprzez obniżenie temperatury katalizatora, proponuje się wprowadzić, konwekcyjnie wentylowaną szczelinę powietrzną pomiędzy powierzchnią reaktora, a płaszczem wodnym pełniącym rolę izolacji termicznej.

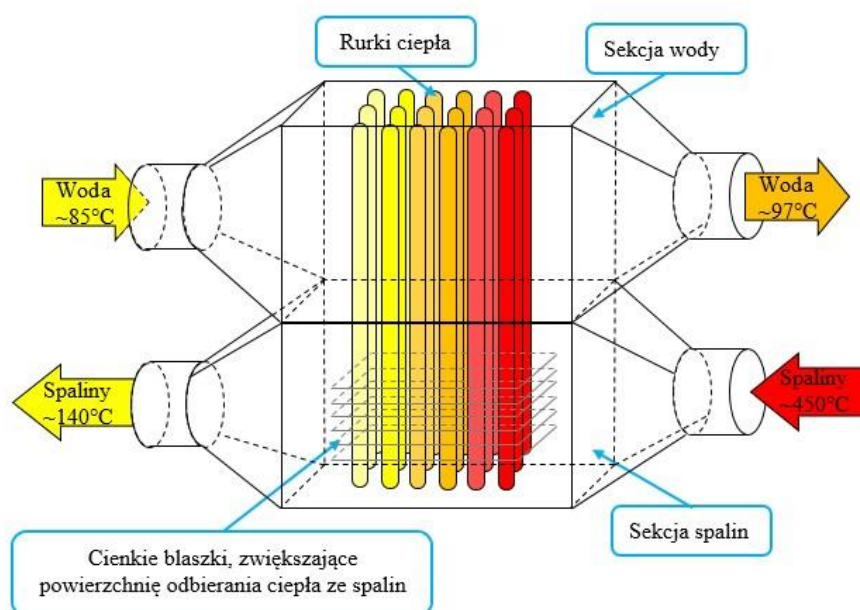
Połączenia pomiędzy elementami układu wylotowego (wyjście turbosprężarki silnika, reaktor DOC, wymiennik ciepła) realizowane będą za pomocą odcinków rurowych z płaszczem wodnym, co stanowić będzie jednocześnie rodzaj wymiennika typu rura w rurze dodatkowo odbierającego ciepło ze spalin.

Zaproponowana konstrukcja nowego układu wylotowego górniczego spalinowego układu napędowego poza wykorzystaniem reaktora DOC dla oczyszczania spalin zakłada, że jego zastosowanie pozwoli również zrezygnować z przerywacza płomienia, jako osobnego elementu układu wylotowego.

Dla zwiększenia bezpieczeństwa układu wylotowego z punktu widzenia wygaszenia płomienia, przewiduje się również wykorzystanie odpowiednio gęstego ożebrowania, umieszczonego w wymienniku po stronie spalin, pełniącego jednocześnie rolę przerywacza płomienia. Ze względu na zaproponowaną konstrukcję, w zasadzie cały wymiennik ciepła stanowi rodzaj przerywacza płomienia, gdyż jego głównym zadaniem jest odebranie ciepła z przepływających spalin w wąskich kanałach międzyżebrowych. Dla zminimalizowania oporów przepływu spalin, proponuje się zagęszczenie ożebrowania jedynie w ostatnim module wymiennika z zachowaniem odstępu między żebrami 1 mm.

### 4.3. Koncepcja wymiennika ciepła

Koncepcja wymiennika z wykorzystaniem rurek ciepła (rys. 7) przewiduje zastosowanie dwóch odseparowanych sekcji: sekcji spalin oraz sekcji wody chłodzącej. Wymiana ciepła pomiędzy sekcjami będzie następowała przede wszystkim za pośrednictwem rurek ciepła/termsyfonów. Ze względu na fakt, że największą sprawność rurki ciepła uzyskują przy pracy, gdzie sekcja parowania znajduje się poniżej sekcji skraplania, sekcja spalin została przewidziana poniżej sekcji wody chłodzącej. Dla zwiększenia powierzchni odbioru ciepła ze spalin, na rurkach zostanie zainstalowane odpowiednie ożebrowanie, natomiast w celu uzyskania większej efektywności odbierania ciepła z gazów wylotowych, strumień spalin oraz wody chłodzącej będą skierowane przeciwsobnie.

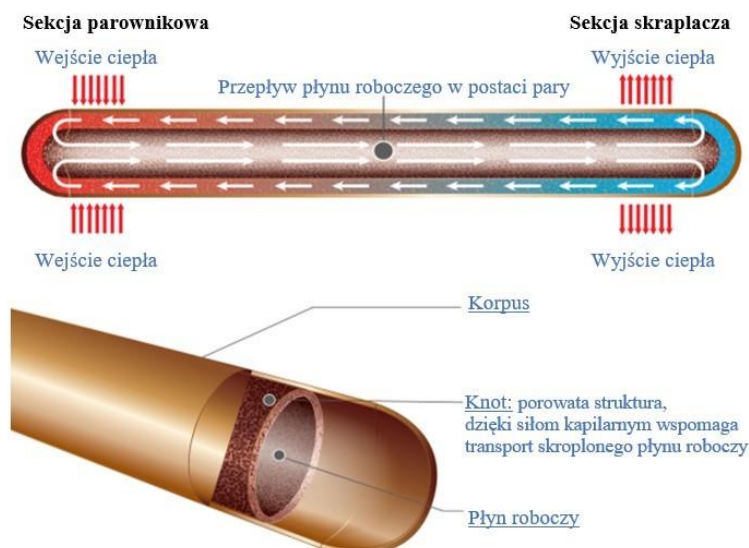


Rys. 7. Koncepcja wymiennika ciepła [45]

W celu spełnienia wymagań bezpieczeństwa, w finalnej wersji, konieczne będzie zabezpieczenie sekcji spalin płaszczem wodnym, w celu ograniczenia temperatury jej powierzchni poniżej 150°C.

#### 4.4. Rurki ciepła

Rurka ciepła (rys. 8) lub termosyfon jest urządzeniem pasywnym o potencjalnie bardzo długim czasie życia [82]. W założeniach rurka ciepła jest próżniową, szczelnie zamkniętą rurą cienkościenną wypełnioną częściowo płynem roboczym.



Rys. 8. Budowa rurki ciepła [82]

Rurki ciepła charakteryzuje duża wartość współczynnika przewodnictwa cieplnego, który może osiągać od 10 000 W/m·K do 100 000 W/m·K, w porównaniu do około 380 W/m·K dla miedzi [61]. Przy transporcie ciepła wykorzystują one zmianę fazy czynnika roboczego. W rurce ciepła można rozróżnić trzy strefy:

- parowania – do tej strefy jest dostarczane ciepło i w niej następuje odparowanie płynu roboczego,
- adiabatyczna – strefa, w której odbywa się transport pomiędzy sekcją parownikową, a skraplacza bez wymiany ciepła z otoczeniem,
- skraplania – w tej strefie ciepło z pary oddawane jest na zewnątrz rurki, w wyniku czego następuje skroplenie pary. Ciecz przez strukturę knota i działania siły kapilarnej wraca do strefy parowania.



Procesy przemiany fazowej i dwufazowa cyrkulacja przepływu trwają tak długo, jak długo utrzymuje się gradient temperatury między strefą parownicową, a sekcją skraplacza [53].

W tabeli 5 przedstawiono zakres temperatury pracy rurek ciepła zależne od zastosowanego płynu roboczego.

**Przykładowe płyny robocze i wynikający z ich zastosowania zakres pracy rurek ciepła [78]**

Tabela 5.

Płyn roboczy	Zakres stosowania [°C]	Płyn roboczy	Zakres stosowania [°C]
Hel	-271 ÷ -269	Rtęć	250 ÷ 650
Amoniak	-60 ÷ 100	Siarka	257 ÷ 674
Aceton	0 ÷ 120	Cez	450 ÷ 900
Metanol	10 ÷ 130	Rubid	527 ÷ 1002
Woda	30 ÷ 277	Wapń	1127 ÷ 1827
Naftalen	135 ÷ 350	Ołów	1397 ÷ 1927
Dowtherm	150 ÷ 395	Srebro	1800 ÷ 2300

Cechą charakterystyczną rurki ciepła jest to, że może ona transportować strumień ciepła o dużej gęstości, wielokrotnie większej, niż w przypadku prętów o podobnych wymiarach wykonanych nawet z najlepszych przewodników ciepła [53].

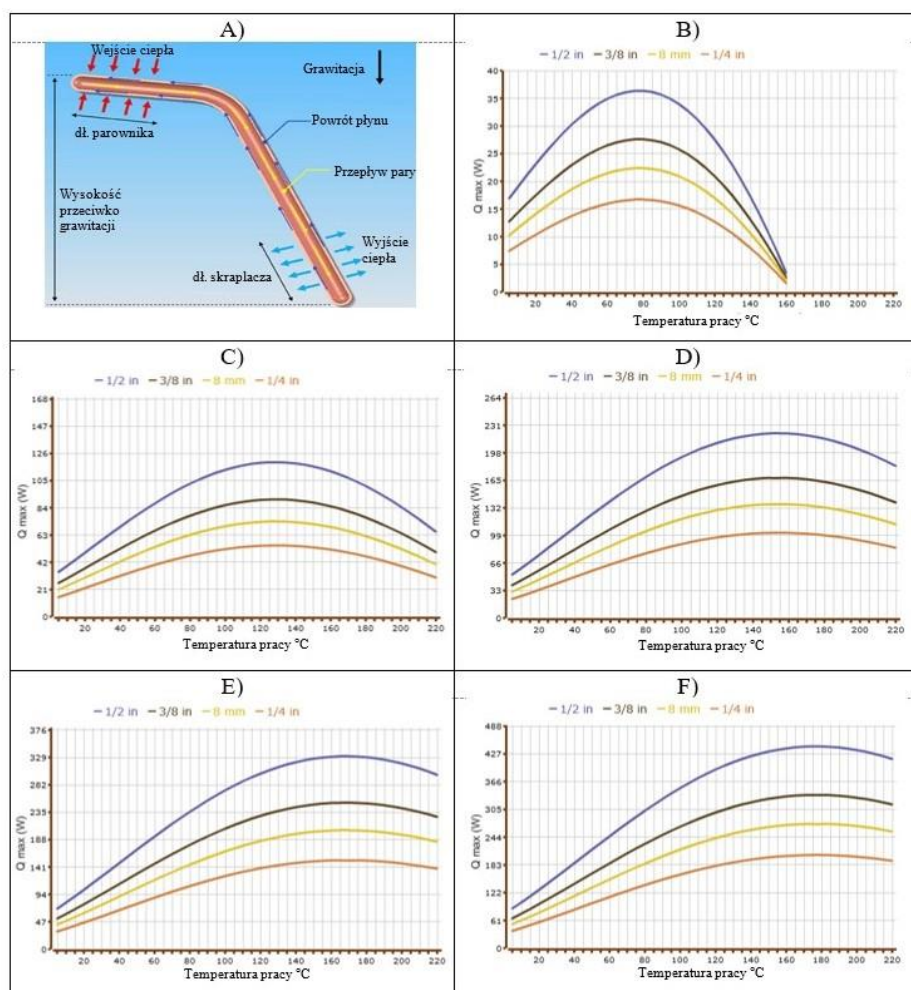
Stosowanie rurek ciepła w miejsce jednorodnych przewodników ciepła (prętów), pozwala ograniczyć wymiary oraz masę budowanych wymienników. Przykładowa rurka ciepła o średnicy 6 mm, długości 300 mm, przy różnicy temperatur 3°C ma zdolność transportu 180 W strumienia ciepła. Dla uzyskania takich samych parametrów wykorzystując jednorodny miedziany walec o tej samej długości, jego średnica musiałaby wynosić 244 mm, a masa wynosiłaby ok. 125 kg [10].

Termosyfony mogą pracować tylko w pozycji pionowej, gdzie źródło ciepła znajduje się na dole, a odbiornik ciepła na górze (dalej pozycja normalna). Dla lepszego transportu skroplin oraz przy pracy rurki w pozycji poziomej lub odwróconej (źródło ciepła znajduje się nad odbiornikiem ciepła) stosuje się rurki

ciepła, które w odróżnieniu od termosyfonów, zawierają wewnątrz strukturę kapilarną (tzw. knot). Różnica ciśnienia kapilarnego między strefą parowania rurki (punkt odbioru ciepła), a strefą skraplania rurki (punkt oddawania ciepła) pozwala na przemieszczanie się kropli w kierunku przeciwnym do ruchu pary [53].

Na zdolność odprowadzania ciepła rurki wpływają głównie jej: średnica, długość, długość strefy parowania, długość strefy skraplania, rodzaj struktury kapilarnej, kąt pracy (różnica wysokości pomiędzy punktem parowania i skraplania), temperatura pracy. Przykładowe charakterystyki, obrazujące zależność transportowanego strumienia ciepła od temperatury pracy oraz średnicy rurki przedstawiano na rys. 9. Charakterystyki prezentują zależności dla rurek z wodą, jako płynem roboczym, o długości 200 mm, długości strefy parowania oraz skraplania 70 mm. Rysunek 9B prezentuje rodzinę charakterystyk dla sytuacji, gdzie rurka ciepła pracuje w pozycji odwróconej tzn. źródło ciepła znajduje się powyżej odbiornika ciepła, a rurka pracuje w pozycji pionowej. W tej sytuacji mamy do czynienia z najbardziej niekorzystnym wariantem pracy rurek ciepła, gdzie siły grawitacji przeciwdziałają przemieszczaniu się (z wykorzystaniem sił kapilarnych) cieczy roboczej skroplonej w strefie zimnej. Z rodziny charakterystyk omawianej konfiguracji pracy rurki ciepła, wynika górna temperatura pracy wynosząca 160°C oraz maksymalna moc ~37 W dla temperatury 80°C (przy zastosowaniu rurki o średnicy 1/2"). Charakterystyki na rys. 9C przedstawiają sytuację, gdzie rurka ciepła pracuje w pozycji odwróconej (strefa skraplania jest poniżej strefy parowania), ale pod kątem 45°. W tym przypadku z powodu zmniejszenia się wpływu sił grawitacyjnych na transport czynnika roboczego zwiększa się zakres pracy oraz możliwa do przekazania maksymalna moc.

Kolejne wersje rys. 9 przedstawiają charakterystyki przy zmieniającej się pozycji pracy rurki ciepła poprzez obrót o 45° (rys. 9D – rurka w pozycji poziomej, 11E i 11F – rurka odpowiednio pod kątem -45° oraz -90° – strefa skraplania powyżej strefy parowania). Zestawiając maksymalną moc cieplną dla rurki o średnicy 1/2" pracującej w sposób odwrócony, poziomy oraz normalny otrzymujemy odpowiednio wartości 37 W, 120 W oraz 430 W.



Rys. 9. Charakterystyki rurek ciepła rurki o długości 20 cm (strefa parowania i skraplania o długości 7 cm) [83]

Dzięki wysokiej efektywności transportu ciepła przez rurki ciepła, możliwe będzie szybsze jego odebranie ze spalin. Z przeprowadzonych rozważań wynika, że najlepsze parametry, zakres temperatury pracy oraz maksymalną moc, rurka ciepła osiąga dla pracy pionowej przy strefie skraplania znajdującej się u góry. W związku z powyższym, przy konstruowaniu należy zadbać o pozycję pracy, gdzie strefa skraplania znajduje się u góry, a strefa parowania na dole. Ze względu na fakt, iż rurki ciepła można kształtować (wyginać), możliwe jest umieszczanie ich w innych strefach wymiennika ciepła, niż górna. Przewidywanym

udoskonaleniem wynikającym z zastosowania rurek ciepła, będzie zmniejszenie rozmiarów wymiennika ciepła spaliny – ciecz chłodząca.

Spodziewana maksymalna temperatura spalin nie przekracza 500°C. Biorąc pod uwagę fakt, że rurki ciepła pracują w ograniczonym zakresie temperatury (Tabela 5), dla pokrycia wymaganego zakresu temperatur od 130°C do 500°C koniecznym wydaje się zastosowanie rurek ciepła różnego typu. Dla rozpatrywanego przypadku należy zastosować rurki ciepła wypełnione: wodą, Naftalenem, AlBr<sub>3</sub> (bromek glinu) oraz Cezem.

Najważniejszym aspektem w podziemnym górnictwie węglowym jest bezpieczeństwo. Rurki ciepła podczas prawidłowego działania nie stwarzają zagrożenia, jednak w analizie ryzyka, należy rozważyć również ich stany awaryjne, szczególnie gdy jako płyn roboczy stosowane są substancje inne niż woda. Głównym zagrożeniem jakie może wystąpić, jest rozszczelnienie się rurki np. w wyniku drgań występujących podczas eksploatacji. W takiej sytuacji może dojść do wydostania się płynu roboczego do atmosfery, jeżeli do rozszczelnienia dojdzie w sekcji spalin oraz do czynnika chłodzącego, jeżeli do rozszczelnienia dojdzie w sekcji wody. Do oceny zagrożenia substancji chemicznych i mieszanin wykorzystuje się tzw. zwroty H (Hazard Statements) będące częścią Globalnie zharmonizowanego systemu klasyfikacji i oznakowania chemikaliów (GHS) [80]. Na tej podstawie, w tabeli 6 zestawiono zagrożenia dla poszczególnych płynów roboczych rozpatrywanych rurek ciepła.

#### Rodzaj zagrożenia dla rozpatrywanych płynów roboczych

Tabela 6.

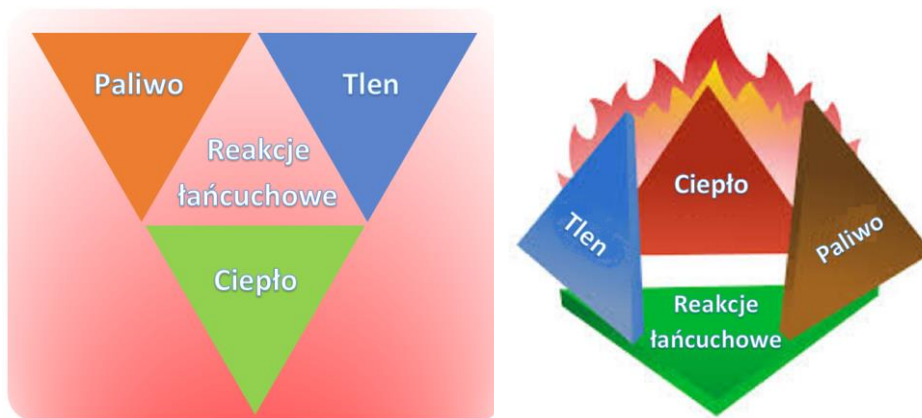
Płyn roboczy	Zagrożenie
Cez [40]	H260 - W kontakcie z wodą uwalniają łatwopalne gazy, które mogą ulegać samozapaleniu. H314 - Powoduje poważne oparzenia skóry oraz uszkodzenia oczu.
AlBr <sub>3</sub> [39]	H314 - Powoduje poważne oparzenia skóry oraz uszkodzenia oczu. EUH014 - Reaguje gwałtownie z wodą. W wyniku hydrolizy wydziela się HBr (bromowodór).
Naftalen [41]	H228 – w stanie stałym, łatwopalna H410 - Działa bardzo toksycznie na organizmy wodne, powodując długotrwałe skutki.

Z analizy przedstawionej w tabeli 6 wynika, że ze względów bezpieczeństwa, stosowanie rurek wypełnionych płynem roboczym innym niż woda, jest niemożliwe. Dane literaturowe, na temat zakresu temperatury pracy rurek ciepła wypełnionych wodą, potwierdzają relatywnie wąski zakres temperatury pracy, w stosunku do zakresu wymaganego w proponowanym wymienniku. Mimo to, zdecydowano się na przeprowadzenie badań laboratoryjnych rurek ciepła wypełnionych wodą w warunkach zbliżonych do przewidywanych warunków aplikacyjnych.

Przesłanką do przeprowadzenia badań rurek ciepła, wykorzystujących wodę jako płyn roboczy, mimo ograniczonego zakresu stosowania (temperatury) było podobieństwo rozpatrywanych warunków pracy do kotłów grzewczych. W porównywanej sytuacji kocioł grzewczy jest podgrzewany bezpośrednio płomieniem o temperaturze rzędu 1200°C, a w wyniku intensywnego odbierania ciepła przez wodę znajdującą się w jego wnętrzu, temperatura ścianki nie przekracza temperatury rzędu 500°C.

#### 4.5. Koncepcja przerywacza płomienia

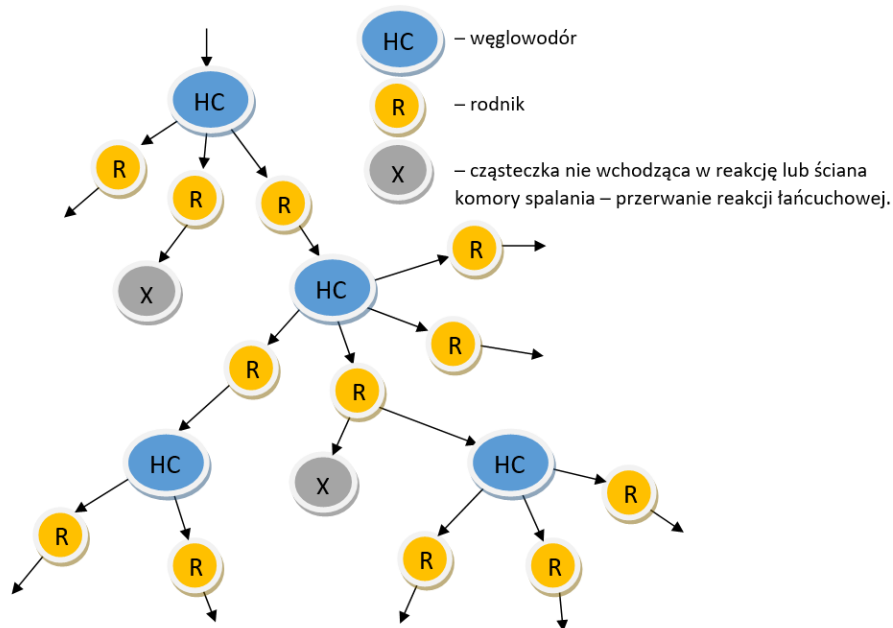
Teoria spalania bazująca na aktualnej wiedzy wskazuje, że elementami koniecznymi do powstania i rozprzestrzeniania się ognia czy wybuchu (który jest gwałtownym procesem spalania) są: paliwo, tlen, ciepło i chemiczna reakcja łańcuchowa [68, 72, 84]. W teorii spalania i pożarnictwie elementy te opisuje się, jako tzw. trójkąt spalania (rys. 10) lub czworościan spalania.



Rys. 10. Trójkąt spalania i czworościan spalania [72]

Reakcja łańcuchowa rozpoczyna się od rozkładu cząsteczek węglowodorów (HC) z wydzieleniem cząstek aktywnych: rodników lub pojedynczych atomów

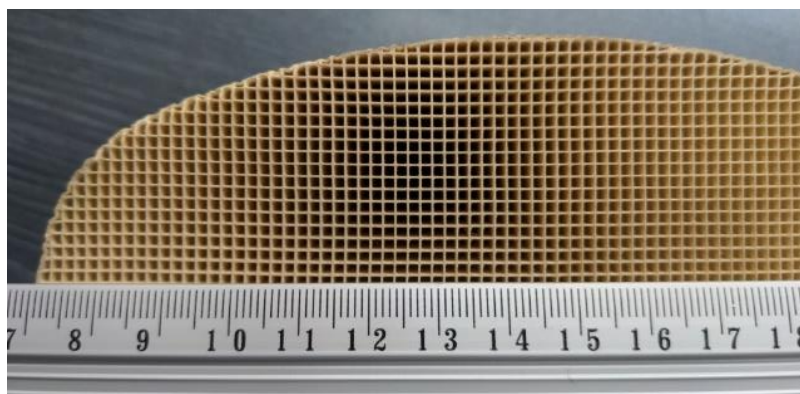
wodoru. Rodnikiem nazwano grupę atomów mających wolne wartościowości, na ogół niezdolne do trwałego samodzielnego istnienia, np. OH, CH<sub>3</sub>, C<sub>6</sub>H<sub>5</sub> itd. Ich energia aktywacji podobnie, jak pojedynczych atomów jest średnio od 5 do 10 razy mniejsza niż cząsteczek niedysponujących wolnymi wartościami. Rodnik reagując z cząsteczkami paliwa lub tlenu może wyzwalać nowe rodniki podtrzymujące łańcuch reakcji. Może też oddać swoją energię ścianom komory spalania lub cząsteczkom gazów nie wchodzących w reakcję z danym rodnikiem. Następuje wówczas przerwanie łańcucha reakcji [4] – rys. 11.



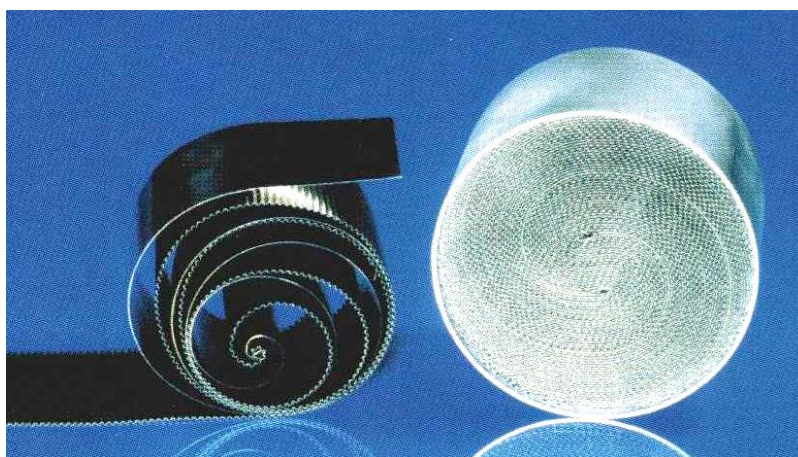
Rys. 11. Model reakcji łańcuchowej [45]

Wygaszenie płomienia można uzyskać poprzez wyeliminowanie co najmniej jednego z elementów trójkąta spalania: paliwa, tlenu, ciepła lub poprzez przerwanie reakcji łańcuchowej.

Reaktor DOC został opracowany z myślą o oczyszczaniu spalin silników ZS. Rdzenie reaktorów katalitycznych są wykonywane jako ceramiczne monolity (rys. 12) lub są formowane z dwóch pasków stali nierdzewnej, jednego prostego, drugiego falistego (rys. 13).



Rys. 12. Ceramiczny rdzeń reaktora CPSI 200 [45]

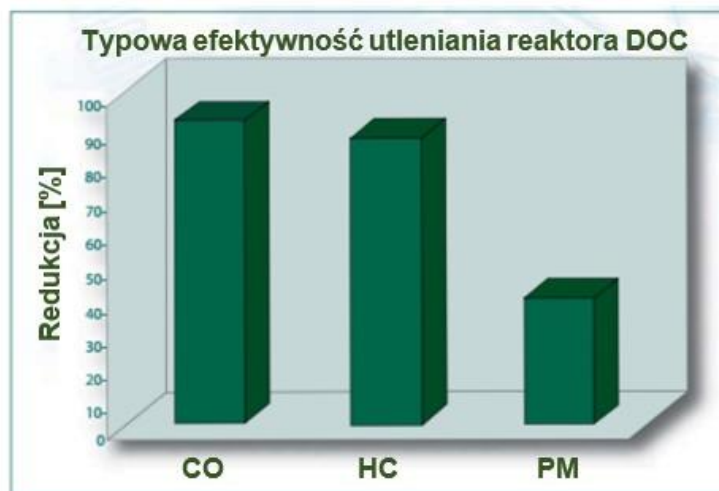


Rys. 13. Rdzeń reaktora katalitycznego wykonany ze stali nierdzewnej, paski stali nierdzewnej przed formowaniem rdzenia (po lewej), gotowy rdzeń (po prawej) [52]

Dzięki wykorzystaniu metali szlachetnych, takich jak platyna, napylnych na rdzenie reaktorów, w reaktorze dochodzi do utleniania m.in. tlenków węgla oraz węglowodorów. Reakcje przemiany zachodzące w reaktorze to [23]:

- $2 \text{CO} + \text{O}_2 \Rightarrow 2 \text{CO}_2$
- $2 \text{C}_2\text{H}_6 + 7 \text{O}_2 \Rightarrow 6 \text{H}_2\text{O} + 4 \text{CO}_2$
- $\text{C} + \text{O}_2 \Rightarrow \text{CO}_2$
- $2 \text{NO} + \text{O}_2 \Rightarrow 2 \text{NO}_2$

Typową efektywność reaktorów DOC przeznaczonych do pracy w urządzeniach przemysłu ciężkiego prezentuje wykres na rys. 14.



Rys. 14. Typowa efektywność reaktora DOC dla ciężkich pojazdów pozadrogowych [50]

Przyjęte założenie, że reaktor DOC poza swoim pierwotnym przeznaczeniem, pozwoli również pełnić rolę przerywacza płomienia potwierdzają następujące argumenty:

- przekrój poprzeczny rdzenia reaktora DOC stanowi strukturę stanowiącą zespół szczelin, co stanowi doskonałą strukturę dla przerywacza płomienia – zapewnia efekt szczelinowy. Dzięki niemu dochodzi do obniżenia temperatury mieszaniny poniżej jej temperatury zapłonu;
- zespół szczelin reaktora sprzyja występowaniu efektu przyściennego. W wyniku przemieszczania się płomienia w wąskich szczelinach, wzrasta prawdopodobieństwo zderzenia rodników ze ścianą, a ilość wolnych rodników biorących udział w reakcji łańcuchowej maleje. Przy odpowiednio wąskich przejściach, dominują zderzenia wolnych rodników ze ścianą. Ponieważ liczba wolnych rodników gwałtownie spada, rozprzestrzenianie się płomienia do niespalonego gazu jest ograniczone [2];
- reakcje utleniające zachodzące w reaktorze, powodują zmniejszenie tlenu w mieszaninie i zastąpienie go przede wszystkim cząsteczkami



dwutlenku węgla i wody, co również sprzyja przerwaniu reakcji łańcuchowych;

- dobór reaktora katalitycznego o projektowym przepływie większym niż występujący w danym silniku przyczyni się do obniżenia temperatury płomienia na skutek rozprężenia.

Z zapisów normy PN-EN ISO/IEC 80079-20-1 [59] wynika, że dla wygaszenia płomienia, mieszaniny używanej w badaniach typu napędów spalinowych przeznaczonych do pracy w obecności metanu i/lub pyłu węglowego, konieczne jest zapewnienie szczeliny nie większej niż 1,14 mm (przy długości 25 mm). Tego rodzaju szczelina jest możliwa do osiągnięcia, dla rdzenia ceramicznego o gęstości komórek wynoszącej 300 CPSI. Biorąc pod uwagę, że długość rdzenia reaktora DOC wynosi więcej niż 150 mm [33], wymagana szczelina pojedynczej komórki, dla zachowania skutecznego efektu szczelinowego oraz przyściennego, może być większa niż 1mm. Dla gęstości komórek 320 CPSI i grubości ścianki 0,1 mm rdzeń stalowy reaktora DOC zapewnia szczelinę ok. 1,3 mm, co powinno być wystarczające dla zachowania wyżej wymienionych efektów oraz skutecznego wygaszenia płomienia.

Zgodnie z normą PN-EN 1834-2 [55] materiał z jakiego musi być wykonany przerywacz płomienia, powinien charakteryzować się odpornością na korozję oraz wytrzymałością na ścieranie nie gorszą niż stal nierdzewna. Mając powyższe na uwadze, zaleca się stosowanie reaktora, którego rdzeń wykonano ze stali nierdzewnej. Oczywiście nie dyskwalifikuje to możliwości zastosowania rdzenia ceramicznych, jednak przed ich zastosowaniem do tego celu należy najpierw zweryfikować ich odporność na ścieranie.

Rdzeń reaktora katalitycznego można również wykorzystać do budowy przerywacza płomienia w układzie dolotowym górniczego spalinowego układu napędowego.

Przerywacze płomienia stosowane w górniczych spalinowych układach napędowych pochodzą zwykle z małoseryjnej produkcji. Wykorzystanie reaktora DOC w układzie wylotowym oraz rdzenia bez warstwy katalitycznej w układzie dolotowym, zapewni zachowanie powtarzalności wykonania kluczowych elementów decydujących o bezpieczeństwie. W przypadku odpowiedniej odporności na ścieranie ceramicznego rdzenia katalitycznego, w stosunku do wymaganej normą [55] stali nierdzewnej, mogą one stanowić alternatywę dla rdzeni stalowych.

## 5. Badania doświadczalne

### 5.1. Identyfikacyjne badania stanowiskowe górniczego spalinowego układu napędowego

#### 5.1.1. Cel badań identyfikacyjnych

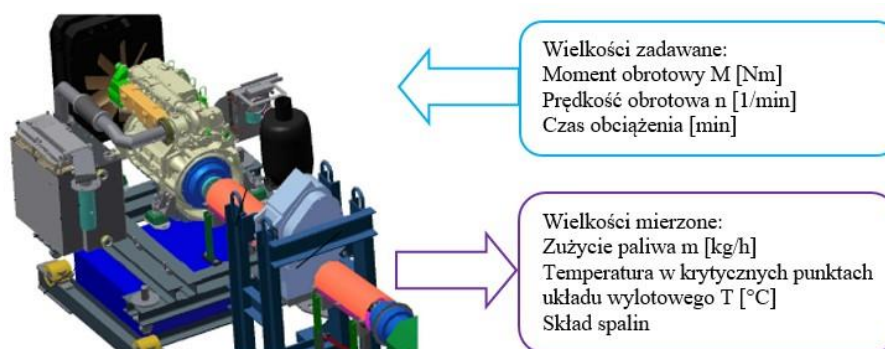
Badania miały na celu inwentaryzację obecnego stanu, w zakresie przepływu ciepła w jednym z licznie stosowanych górniczych spalinowych układów napędowych (w zakresie mocy 80 - 90 kW), używanym w polskich kopalniach węgla kamiennego [60]. Uzyskane wyniki badań posłużyły jako:

- dane wejściowe do modeli matematycznych poszczególnych elementów układu wylotowego,
- dane do wyznaczenia warunków brzegowych pracy górniczego spalinowego układu napędowego dla którego zaprojektowano nowy rodzaj wymiennika ciepła,
- dane do weryfikacji modelu matematycznego rurowego odcinka układu wylotowego.

W szczególności wymagana była znajomość następujących parametrów:

- temperatura spalin za turbosprężarką w górniczym spalinowym układzie napędowym,
- temperatura spalin w układzie wylotowym, za odcinkiem rurowym z płaszczem wodnym, łączącym turbosprężarkę z wymiennikiem ciepła,
- temperatura wody na wlocie i wylocie z płaszcza wodnego, odcinka rurowego,
- zużycie paliwa,
- skład spalin.

Badania identyfikacyjne przeprowadzono na stanowisku badawczym, znajdującym się w Laboratorium Badań Stosowanych Instytutu Techniki Górniczej KOMAG. Obiekt poddany badaniom przedstawiono na rys. 15.



Rys. 15. Schemat zadawanych i mierzonych wielkości [70]

Stanowisko do badań układów napędowych umożliwiało płynną regulację prędkości obrotowej oraz momentu obrotowego.

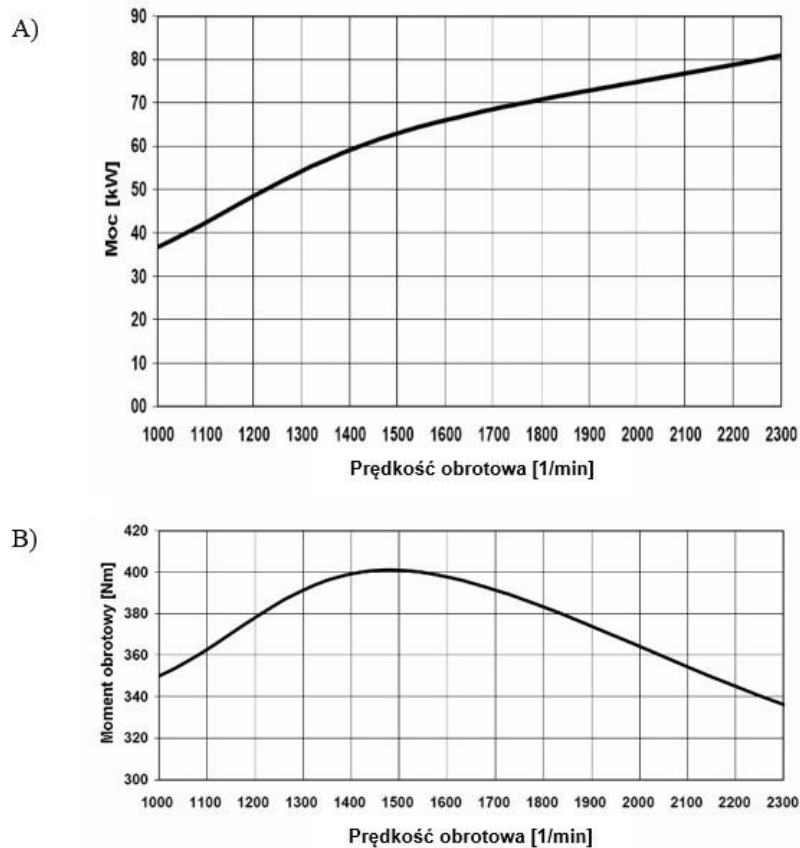
Zestawienie rejestrowanych parametrów:

- prędkość obrotowa wału korbowego silnika  $n_1$ ,
- prędkość obrotowa elektrycznej hamowni silnikowej  $n_2$ ,
- moment obrotowy na wale elektrycznej hamowni silnikowej  $M$ ,
- zużycie paliwa  $G_e$ ,
- temperatura spalin wypływających z turbosprężarki  $T_{S1}$ ,
- temperatura spalin wypływających z odcinka rurowego pokrytego płaszczem wodnym  $T_{S2}$ ,
- temperatura wody wpływającej do płaszcza wodnego odcinka rurowego  $T_{W1}$ ,
- temperatura wody wypływającej z płaszcza wodnego odcinka rurowego  $T_{W2}$ ,
- temperatura powietrza w układzie dolotowym  $T_0$ ,
- ciśnienie atmosferyczne  $p_0$ ,
- skład spalin z uwzględnieniem stężenia:  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $O_2$  oraz  $NO_x$ .

### 5.1.2. Obiekt badań

Obiektem badań był górniczy spalinowy układ napędowy, w którego skład wchodził silnik spalinowy o zapłonie samoczynnym. Wykorzystanym silnikiem była jednostka firmy Deutz o oznaczeniu BF4M 1013M. Silnik charakteryzuje się objętością skokową  $4,76 \text{ dm}^3$ , maksymalnym momentem obrotowym osiąganym

przy prędkości obrotowej 1500 1/min i maksymalną mocą efektywną 81 kW osiąganą przy prędkości obrotowej 2300 1/min. Cechą szczególną tej jednostki napędowej jest zabezpieczenie powierzchni kolektora wylotowego oraz turbosprężarki, płaszczem wodnym zasilanym z obiegu chłodzenia silnika. W trakcie badań silnik zasilany był olejem napędowym pochodzącym z ogólnodostępnej dystrybucji. Charakterystykę pracy silnika pokazano na rys. 16, a na rys. 17 przedstawiono ogólny widok stanowiska badawczego.

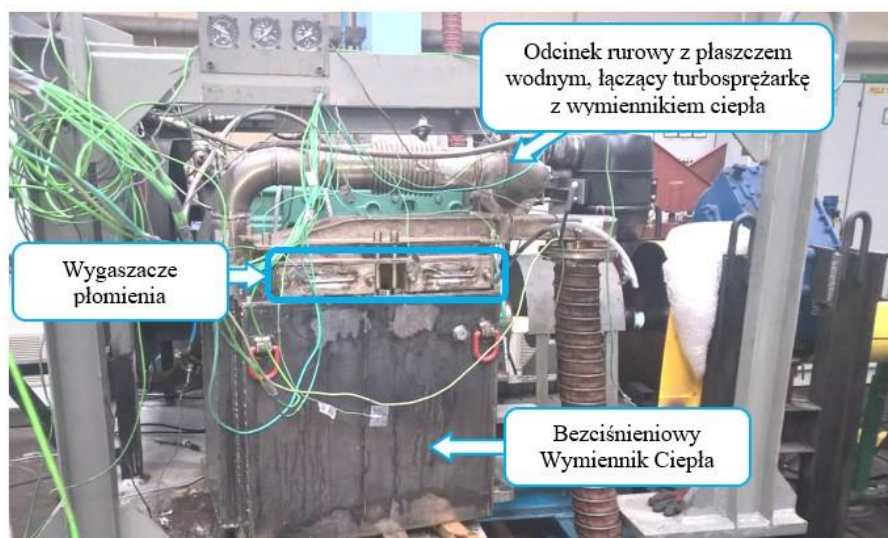


Rys. 16. Charakterystyka prędkościowa silnika A) moc w funkcji prędkości obrotowej, B) moment obrotowy w funkcji prędkości obrotowej [15]



Rys. 17. Stanowisko ITG KOMAG do badań górniczych spalinowych układów napędowych [45]

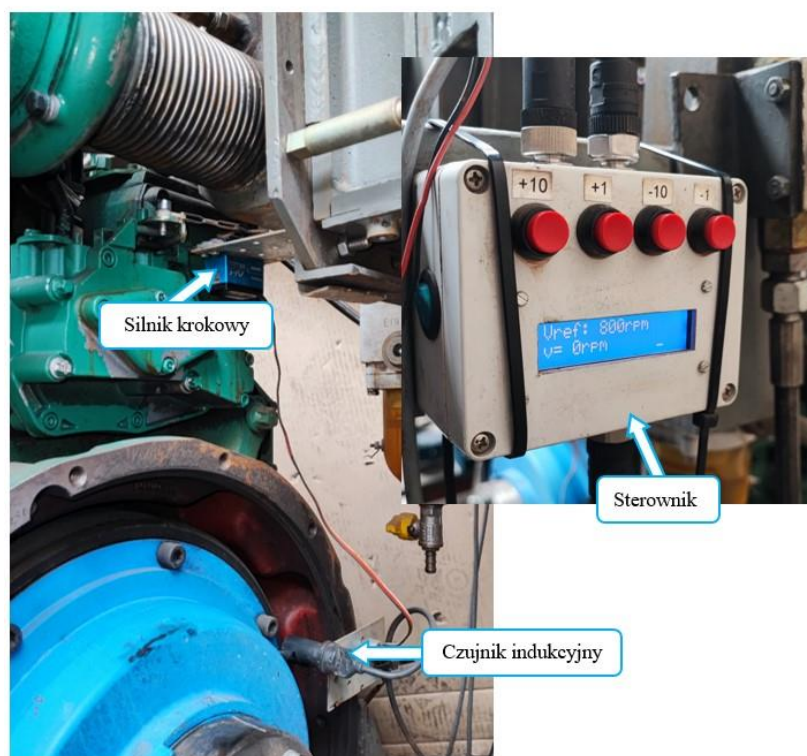
Do układu wylotowego silnika dołączony został odcinek rurowy z kompensatorem drgań o sumarycznej długości 1100 mm, beziśnieniowy wymiennik ciepła, zespół przerywaczy płomienia, rura odprowadzająca spaliny (rys. 18).



Rys. 18. Układ wylotowy (odcinek rurowy z płaszczem wodnym, wymiennik ciepła, zespół przerywaczy płomienia, kolektor zbiorczy, rura odprowadzająca spaliny) [45]

Warunki obciążania, zgodne z przyjętym programem badań, osiągnąć były poprzez regulację dawki paliwa dostarczanego do silnika spalinowego oraz regulację parametrów silnika elektrycznego, który pełnił rolę elektrycznej hamowni silnikowej.

Sterowanie dawką dostarczanego paliwa odbywało się poprzez regulację ustawienia dźwigni połączonej z mechanizmem sterowania zespołami pompowymi. Za położenie dźwigni odpowiedzialny był silnik krokowy, połączony ze sterownikiem. Sterownik na podstawie zadanej wartości oraz wartości bieżącej prędkości obrotowej wału silnika, sterował silnikiem krokowym. Widok sterownika prędkości obrotowej przedstawiono na rys. 19.



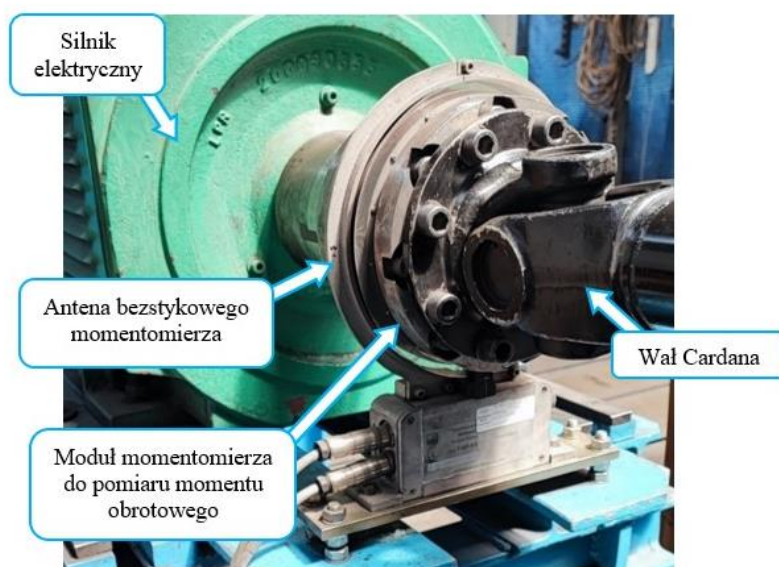
Rys. 19. Układ kontroli prędkości obrotowej silnika spalinowego [45]

### 5.1.3. Elektryczna hamownia silnikowa

W celu obciążenia napędu spalinowego, zastosowano elektryczną hamownię silnikową, której podstawowym elementem wykonawczym był silnik prądu stałego Leroy Somer LSK 2254 L11.

Regulacja parametrów obciążenia odbywała się poprzez przekształtnik tyrystorowy sterujący pracą silnika elektrycznego.

Do monitorowania momentu obrotowego, wykorzystywany był bezstykowy momentomierz firmy HBM typu T10F (rys. 20). Wartość momentu obrotowego uzyskana z pomiaru z uwzględnieniem przełożenia przekładni, służyła do określenia momentu obciążającego silnik spalinowy.



Rys. 20. Bezstykowy momentomierz zabudowany na stanowisku elektrycznej hamowni silnikowej [45]

### 5.1.4. Pomiar temperatury

Pomiar temperatury wykonywany był za pomocą płaszczowych termoelementów typu K, zabudowanych w układzie wylotowym. Temperatura spalin była mierzona w osi przepływu strumienia spalin, natomiast temperatura wody w płaszczu wodnym w osi króćca przyłączeniowego. Przykład punktów pomiaru temperatury przedstawiono na rys. 21.



Rys. 21. Układ wylotowy - połączenie rury w płaszczu wodnym z wymiennikiem ciepła [45]

#### 5.1.5. Pomiar zużycia paliwa

Pomiar zużycia paliwa dokonywany był metodą wagową. Zbiornik z paliwem podwieszony był do przetwornika siły HBM typu U2A (rys. 22). Na podstawie ciągłego monitoringu na jednej osi czasu: masy zbiornika z paliwem oraz parametrów mechanicznych hamulca elektrycznego, możliwe było określenie zużycia paliwa za okres stabilnego obciążenia silnika. Czas za jaki wyznaczano zużycie paliwa wynosił dla każdej nastawy obciążenia przynajmniej 10 min.





Rys. 22. Układ pomiaru masy paliwa [45]

### 5.1.6. Pomiar prędkości obrotowej silnika spalinowego

Pomiar prędkości obrotowej silnika spalinowego odbywał się bezpośrednio na wale wyjściowym. Realizowany był metodą bezstykową, z wykorzystaniem czujnika optycznego miernika typu Schenck Vibroport 30 (rys. 23).



Rys. 23. Bezstykowy pomiar prędkości obrotowej wału silnika spalinowego [45]

### 5.1.7. Pomiar składu spalin

Pomiar składu spalin, odbywał się z wykorzystaniem analizatora typu Arcon Oliver K4500. Za pomocą komory pomiarowej typu AMBII firmy Sensor Inc., wykorzystującej optyczną technologię pomiaru, analizator umożliwiał pomiar stężenia objętościowego takich składników, jak: tlenek węgla oraz dwutlenek węgla. Z kolei pomiar tlenu oraz tlenków azotu odbywał się z wykorzystaniem metody elektrochemicznej [14, 79].

### 5.1.8. Rejestrowanie i archiwizacja danych pomiarowych

Rejestracja danych pomiarowych obejmujących parametry mechaniczne pracy silnika, odbywała się za pomocą wzmacniacza pomiarowego SPIDER 8 firmy HBM, współpracującego w komputerem PC z zainstalowanym, dedykowanym oprogramowaniem CATMAN. Dane były rejestrowane przez cały okres prowadzonych pomiarów. Dane pomiarowe temperatury gazów spalinowych i cieczy chłodzącej, rejestrowane były za pomocą rejestratora temperatury Brain Child typu VR18. Wszystkie dane rejestrowane były ze znacznikami czasu pozwalającymi na synchronizację wyników pomiarowych.

### 5.1.9. Cykl pomiarowy

Celem badań stanowiskowych było pozyskanie danych wejściowych do kolejnego etapu, którym było opracowanie nowego wymiennika ciepła, służącego do chłodzenia spalin górniczego spalinowego układu napędowego. Ze względu na fakt, iż obciążenie maszyny wynika z bieżących potrzeb transportowych oraz uwarunkowań trasy po jakiej porusza się maszyna, badania przeprowadzono dla 2 wariantów odwzorowujących możliwie najgorsze warunki pracy silnika. W tym celu wykonano badania dla dwóch prędkości obrotowych:

- 1500 1/min – prędkość, dla której silnik osiąga największy moment obrotowy,
- 2300 1/min – prędkość, dla której silnik osiąga największą moc.

Dla wybranej prędkości obrotowej wykonano charakterystykę obciążeniową silnika.

Wybrane punkty obciążenia dla danej charakterystyki obciążeniowej przedstawiono w tabeli 7.

## Konfiguracje badawcze obciążeń napędu spalinowego

Tabela 7.

Punkt pracy	Obroty n	Moment obrotowy M	Moc P
[-]	[1/min]	[Nm]	[kW]
M1	1500	191	30
M2	1500	287	45
M3	1500	350	55
M4	1500	363 <sup>1</sup>	57
M5	2300	168	40
M6	2300	252	61
M7	2300	302	73
M8	2300	325 <sup>1</sup>	78

<sup>1</sup> – maksymalne obciążenie silnika gwarantujące stabilne warunki jego pracy

Dla wybranej prędkości obrotowej silnika przyjęto następującą metodykę pomiarów:

1. praca silnika na biegu jałowym (ok. 30 min.), sprawdzenie funkcjonowania aparatury pomiarowej,
2. ustalenie parametrów obciążenia zgodnie z pierwszym punktem zaplanowanego harmonogramu obciążenia,
3. ustabilizowanie pracy silnika z zadaniem obciążeniem, z ciągłą rejestracją mierzonych parametrów, do momentu ustabilizowania się mierzonej wielkości fizycznej,
4. zapis danych do pliku,
5. zmiana obciążenia silnika w celu uzyskania następnego punktu charakterystyki obciążeniowej oraz powtórzenie cyklu od punktu 3.

### 5.10. Analiza wyników badań identyfikacyjnych

Analizę wyników przeprowadzonych badań przeprowadzono pod kątem uzyskania wartości następujących wielkości:

- godzinne zużycie paliwa  $G_e$  [kg/h],
- temperatury spalin wypływających z turbosprężarki  $T_{s1}$  [°C],

- temperatury spalin wypływających z odcinka rurowego pokrytego płaszczem wodnym  $T_{S2}$  [°C],
- temperatury wody wpływającej do płaszcza wodnego odcinka rurowego  $T_{W1}$  [°C],
- temperatury wody wypływającej z płaszcza wodnego odcinka rurowego  $T_{W2}$  [°C],
- składu spalin.

Wyniki dla poszczególnych punktów pracy silnika spalinowego zestawiono w tabeli 8 i tabeli 9.

**Zestawienie wyników zużycia paliwa oraz temperatury podczas badań identyfikacyjnych**

Tabela 8.

<b>Punkt pracy</b>	<b>n</b>	<b>M</b>	<b>G<sub>e</sub></b>	<b>T<sub>S1</sub></b>	<b>T<sub>S2</sub></b>	<b>T<sub>W1</sub></b>	<b>T<sub>W2</sub></b>
<b>[-]</b>	<b>[1/min]</b>	<b>[Nm]</b>	<b>[kg/h]</b>	<b>[°C]</b>	<b>[°C]</b>	<b>[°C]</b>	<b>[°C]</b>
M1	1500	191	7,5	304,5	229,3	79,5	84,6
M2	1500	287	10,5	393,2	301,4	84,9	92,8
M3	1500	350	12,4	458,6	357,4	87,7	98,5
M4	1500	363	12,9	477,9	376,3	89,5	100,2
M5	2300	168	11,1	298,2	228,7	81,1	86,2
M6	2300	252	14,0	359,2	281,1	88,1	94,6
M7	2300	302	17,1	390,4	310,7	90,7	98,1
M8	2300	325	18,0	408,8	327,4	92,3	99,9

## Zestawienie wyników składu spalin podczas badań identyfikacyjnych

Tabela 9.

Punkt pracy	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	CO	NO <sub>x</sub>
[-]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
M1	5,4	12,4	77,1	5	0,01	0,0897
M2	7,7	9,1	76,1	7	0,02	0,1318
M3	8,8	7,4	75,7	8	0,09	0,1343
M4	9,1	6,9	74,8	9	0,10	0,1355
M5	4,9	12,6	76,8	5	0,02	0,6720
M6	6,2	11,5	76,5	5	0,01	0,7730
M7	6,9	9,6	75,6	7	0,01	0,9380
M8	7,7	9,4	75,7	7	0,01	0,1172

Uzyskane w wyniku badań wyniki zużycia paliwa oraz temperatury spalin na wylocie z turbosprężarki, porównano z danymi katalogowymi badanego silnika. Wyniki porównania zestawiono w tabeli 10.

**Porównanie wybranych parametrów pracy badanego silnika zabudowanego w górniczym spalinowym układzie napędowym z danymi katalogowymi**

Tabela 10.

Parametr	n [1/min]	Wartość z badań identyfikacyjnych	Wartość z karty katalogowej
Zużycie paliwa [kg/h]	1500	12,9	12,6
Temperatura spalin na wylocie turbosprężarki [°C]		478	410
Zużycie paliwa [kg/h]	2300	18,0	18,4
Temperatura spalin na wylocie turbosprężarki [°C]		409	350

Uzyskane wyniki zużycia paliwa są zbliżone z danymi katalogowymi (różnica wyników nie przekracza 2,5%). Wartość temperatury na wylocie turbosprężarki, uzyskana w badaniach identyfikacyjnych miała wartość większą o około 17,1%, w stosunku do wartości katalogowych. Taki stan rzeczy wynika z zabudowania silnika spalinowego w górniczy spalinowy układ napędowy, co powoduje:

- dodatkowe obciążenie układu chłodzenia silnika (płaszcz wodny odcinka rurowego), co przekłada się na gorsze warunki chłodzenia silnika,
- obciążenie układu wylotowego silnika – zabudowanie wymiennika ciepła, wygaszacza płomieni oraz łapacza iskier, co przekłada się na zwiększenie oporów przepływu spalin i wzrost ciśnienia w układzie wylotowym.

## **5.2. Badania laboratoryjne rurek ciepła**

### **5.2.1. Cel badań laboratoryjnych**

Parametry techniczne rurek ciepła dostarczane przez producentów są ograniczone do podania jedynie podstawowych informacji, takich jak: maksymalna przenoszona moc cieplna, długość rurki, średnica oraz graniczna wartość temperatury pracy rurki ciepła [31, 42, 43]. Brak jest danych szczegółowych dotyczących warunków pracy (sposób odbierania ciepła z rurki) dla jakich wyznaczono parametry termiczne, długości poszczególnych sekcji rurki ciepła (parowania, adiabatyczna, skraplania), czy nawet doprecyzowania co dany producent rozumie przez zakres pracy rurki ciepła (np. temperatura gorącego końca, różnica temperatury pomiędzy gorącym a zimnym końcem rurki, temperatura wewnątrz rurki).

W związku z powyższym, po wstępnej selekcji rurek ciepła, możliwych do zastosowania w proponowanym rozwiązaniu, przeprowadzono badania laboratoryjne mające na celu:

- wyznaczenie rzeczywistej charakterystyki cieplnej rurek ciepła, tj. wyznaczenie strumienia ciepła w zależności od temperatury gorącego i zimnego końca rurki ciepła,
- sprawdzenie granicznej temperatury pracy rurek ciepła, w stosunku do temperatury spalin występujących podczas pracy silnika spalinowego, w warunkach pracy odpowiadających zastosowaniu aplikacyjnemu.

Przy wstępnym doborze rurek ciepła, na podstawie dokumentacji udostępnionej przez producentów, kierowano się następującymi kryteriami:

- największa przenoszona moc przez pojedynczą rurkę ciepła,
- minimalna długość rurki 250 mm – w celu zapewnienia odpowiedniego przekroju poprzecznego dla poszczególnych sekcji,
- maksymalna długość rurki 400 mm – w celu ograniczenia przekroju poprzecznego wymiennika.

Na tej podstawie wśród dostępnych rurek wyselekcjonowano rurki ciepła o średnicy 12 mm i długości 250 mm oraz 400 mm.

### 5.2.2. Stanowisko badawcze

W celu określenia rzeczywistych parametrów rurek ciepła opracowano stanowisko badawcze do badania pojedynczych rurek ciepła. Do opracowywania stanowiska przyjęto następujące założenia:

- możliwość badania pojedynczej rurki ciepła,
- zakres temperatury źródła ciepła 100°C - 600°C,
- chłodzenie rurki ciepła po stronie sekcji skraplania z wykorzystaniem wody z wymuszonym przepływem,
- średnica badanych rurek ciepła: 5 mm - 14 mm,
- długość badanych rurek ciepła: 200 mm - 400 mm,
- czas badania, wybierany indywidualnie dla pojedynczego punktu pracy (zadanej temperatury).

W rozpatrywanym rozwiązaniu wymiennika z rurkami ciepła, założono odbiór ciepła z rurek przez przepływającą wodę. W celu odzwierciedlenia tych warunków na stanowisku badawczym, należało zabudować rurkę w rurociągu, w którym przepływałaby woda i jednocześnie dokonywany byłby pomiar temperatury wody przed oraz za rurką ciepła. Na podstawie parametrów przepływu wody, różnicy temperatury przed i za rurką, możliwe byłoby precyzyjne wyznaczenie energii cieplnej, jaka została odebrana od rurki. Ponieważ jednym z założeń prowadzonych pomiarów na stanowisku, było badanie pojedynczej rurki ciepła o różnej długości, powyższe rozwiązanie odrzucono z następujących powodów:

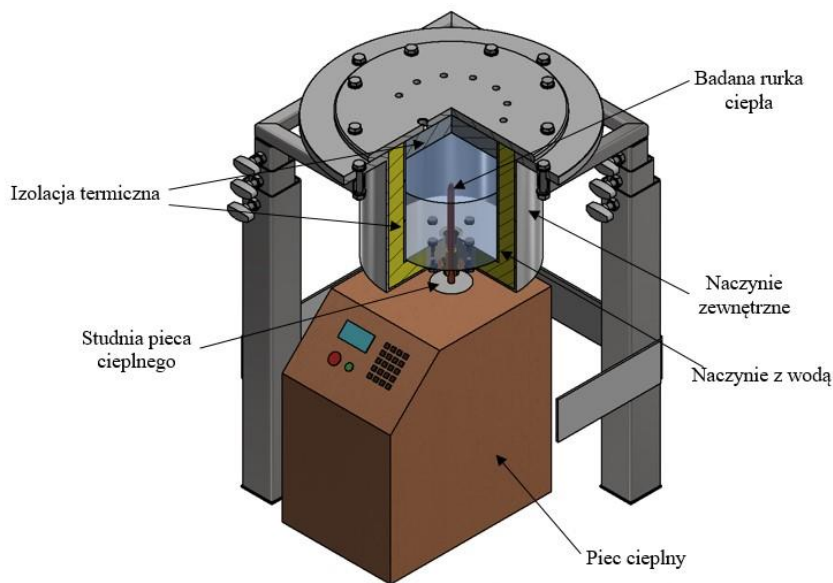
- dokumentacja rurek ciepła dostępnych w handlu nie precyzuje długości sekcji parowania i skraplania. Z tego powodu w badaniach przyjęto, że

dla najkrótszej dobranej rurki (250 mm), powierzchnia robocza rurki, która będzie odbierać ciepło i która będzie oddawać ciepło, będą sobie równe i wynosić będą połowę całkowitej powierzchni rurki. To skutkuje przyjęciem sekcji skraplania o długości 125 mm,

- wymóg wybrania rurociągu o średnicy przynajmniej 125 mm (tym samym determinując ilość wody w przekroju), w połączeniu z mocą rurek deklarowaną przez producenta (max 130 W), powodowałby niewielką zmianę temperatury wody za rurką ciepłą. Tym samym pomiar temperatury byłby utrudniony, ponieważ różnica mieściłaby się w granicach rozdzielczości przyrządów pomiarowych.

W miejsce powyżej opisanego rozwiązania, zdecydowano o zastosowaniu stanowiska wyposażonego w naczynie z wodą, w którym przepływ wody wymuszony był mieszadłem. Na podstawie danych o maksymalnej mocy cieplnej rozpatrywanych rurek ciepłą, dobrano objętość naczynia wynoszącą 2,5 dm<sup>3</sup>.

Na podstawie założeń badawczych oraz celów badań rurek ciepłą, zaprojektowano stanowisko badawcze (rys. 24).



Rys. 24. Stanowisko do badań rurek ciepłą [46]



Jako źródło ciepła, zastosowano laboratoryjny piec cieplny o zakresie regulacji temperatury  $50^{\circ}\text{C} \div 650^{\circ}\text{C}$ , który jest wyposażony w wyjmowany walec, wykonany z mosiądzu (tzw. studnia). W normalnym użytkowaniu pieca, studnia o średnicy 35 mm oraz wysokości 140 mm, stanowi element pośredniczący pomiędzy grzałką pieca a badanym elementem. Dodatkowo, ma stanowić pewien magazyn energii cieplnej, w celu utrzymania stabilnych warunków termicznych. Możliwość wymiany studni pozwalała wykonywać badania rurek ciepła o różnej średnicy.

Możliwości transportu energii cieplnej przez rurki ciepła, mogą zależeć również od różnicy temperatury pomiędzy sekcją parowania a sekcją skraplania. Z tego względu, w kontekście rozpatrywanego wymiennika istotne było zbadanie ich właściwości w zakresie temperatury wody w przedziale od  $85^{\circ}\text{C} \div 97^{\circ}\text{C}$ . W celu zmniejszenia strat energii cieplnej do otoczenia przez ścianki naczyń z wodą, zastosowano drugie naczynie zewnętrzne, a przestrzeń pomiędzy nimi wypełniono izolacyjną termicznie pianką poliuretanową. W tym samym celu pokrywę górną naczyń, zabezpieczono warstwą styropianu.

Widok ogólny stanowiska przedstawiono na rys. 25. Otwory w pokrywie górnej służyły do wprowadzenia przetworników temperatury do wnętrza naczyń, służących do pomiaru temperatury wody i powierzchni badanej rurki ciepła (rys. 26), jak również do wprowadzenia mieszadła. Mieszadło wprawiając wodę w ruch wirowy, powodowało opływanie rurki ciepła, symulując przepływ wody.

W studni pieca cieplnego wykonano otwór odpowiadający średnicy rurki oraz dodatkowy otwór o średnicy przetwornika temperatury. Punkt pomiaru temperatury zlokalizowany bezpośrednio w studni pieca, wykorzystano do określenia temperatury gorącego końca rurki (sekcji parowania). Po stronie zimnego końca (sekcji skraplania), mierzona była temperatura wody oraz temperatura powierzchni rurki ciepła (rys. 26).



Rys. 25. Widok ogólny stanowiska do badań rurek ciepła [45]



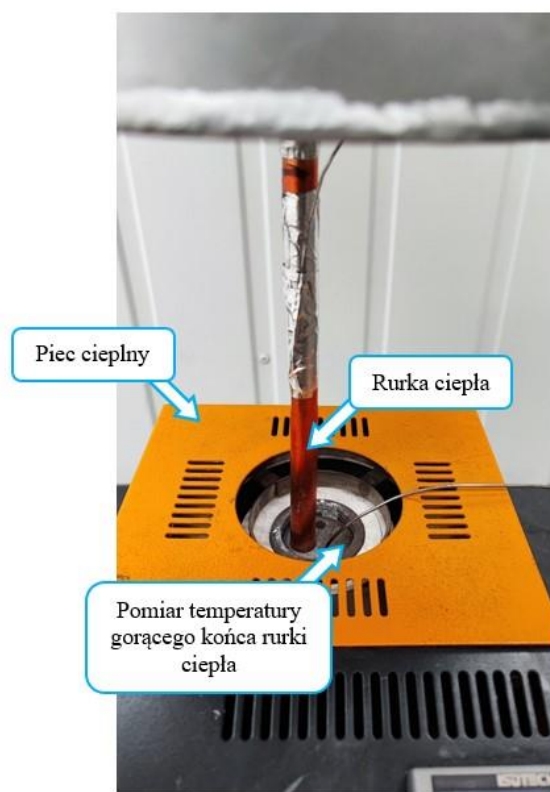
Rys. 26. Rurka ciepła z termoparami na zewnątrz sekcji skraplacza [45]

### 5.2.3. Pomiar temperatury

Temperatura wody oraz sekcji parownikowej była mierzona za pomocą płaszczykowych przetworników rezystancyjnych typu PT-100. Dla potwierdzenia równomiernego rozkładu temperatury wody pomiar był wykonywany w dwóch miejscach naczynia (na różnej wysokości oraz po przeciwległych stronach

badanej rurki ciepła). W trakcie badań sprawdzano również temperaturę powierzchni sekcji skraplacza – pomiary wykonano za pomocą termoelementu typu K. Rejestracja wyników temperatury odbywała się w interwale czasu wynoszącym 1s, w następujących punktach pomiarowych:

- temperatura studni  $T_{SP}$  (rys. 27),
- temperatura wody w punkcie 1  $T_{W1}$ ,
- temperatura wody w punkcie 2  $T_{W2}$ ,
- temperatura powierzchni sekcji adiabatycznej rurki ciepła  $T_{SA}$  (pomiar wykonany dla rurki  $\phi 12 \times 400$  mm),
- temperatura powierzchni sekcji skraplacza rurki ciepła  $T_{SS}$ .



Rys. 27. Pomiar temperatury gorącego końca (dla rurki 400 mm) [45]

#### 5.2.4. Cykl pomiarowy

Badania rurek ciepła posłużyły do wyznaczenia charakterystyki przepływu ciepła w warunkach zbliżonych do warunków przewidywanych w zaproponowanej koncepcji wymiennika ciepła. Przedstawiona koncepcja zakłada wartość temperatury wody w zakresie od 85°C do 97°C. Niezależnie od podanego przedziału temperatury, ze względów poznawczych przeprowadzono badania dla szerszego zakresu temperatury wody, począwszy od ok. 25°C. Dzięki temu rozpoznano obszar pracy rurek w całym zakresie temperatury cieczy chłodzącej, występujący podczas eksploatacji silnika.

Opracowana metodyka badań rurek ciepła przebiegała w następujący sposób:

1. rozgrzanie źródła ciepła (pieca wraz ze studnią) do określonej temperatury oraz jej ustabilizowanie,
2. umieszczenie sekcji skraplacza rurki ciepła w naczyniu,
3. napełnienie naczynia wodą o odmierzonej masie (1000 g),
4. naniesienie na sekcję parownikową rurki ciepła, pasty termoprzewodzącej,
5. rozpoczęcie rejestracji temperatury,
6. załączenie mieszadła symulującego przepływ wody,
7. obniżenie zestawu (naczynie wraz z badaną rurką) – zanurzenie sekcji parownikowej rurki ciepła w studni pieca cieplnego,
8. kontynuowanie badania do czasu uzyskania temperatury wrzenia wody,
9. podniesienie zestawu (naczynie wraz z badaną rurką) – wyciągnięcie sekcji parownikowej rurki ciepła ze studni pieca cieplnego.

Powyższą metodykę powtórzono dla różnych nastaw temperatury pieca. Badania rozpoczęto od wartości temperatury ~120°C (temperatura poniżej kryterialnej wartości 150°C), zwiększając ją w kolejnych powtórzeniach metodyki badawczej.

#### 5.2.5. Analiza wyników badań

Do wyznaczenia ciepła przekazanego od sekcji grzewczej pieca do wody, za pośrednictwem rurki ciepła, w danym punkcie pracy, wykorzystano równanie bilansu energii w którym pominięto straty ciepła do otoczenia:

$$\Delta Q = mc(T_2 - T_1) \quad (1)$$

gdzie:

$m$  – masa podgrzewanej wody,

$c$  – ciepło właściwe wody =  $4189,9 \left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right]$ ,

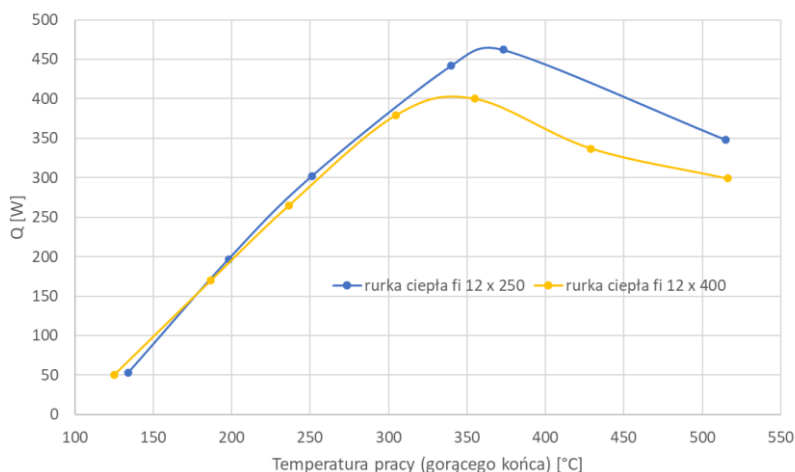
$T_1$  – temperatura wody wynosząca  $85^\circ\text{C}$ ,

$T_2$  – temperatura wody wynosząca  $97^\circ\text{C}$ .

Znając czas ( $\Delta t$ ), w jakim nastąpiła zmiana temperatura wody pomiędzy wartościami  $T_1$  a  $T_2$ , ze wzoru (2) wyznaczono strumień ciepła w danym punkcie pracy:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta Q}{\Delta t} \quad (2)$$

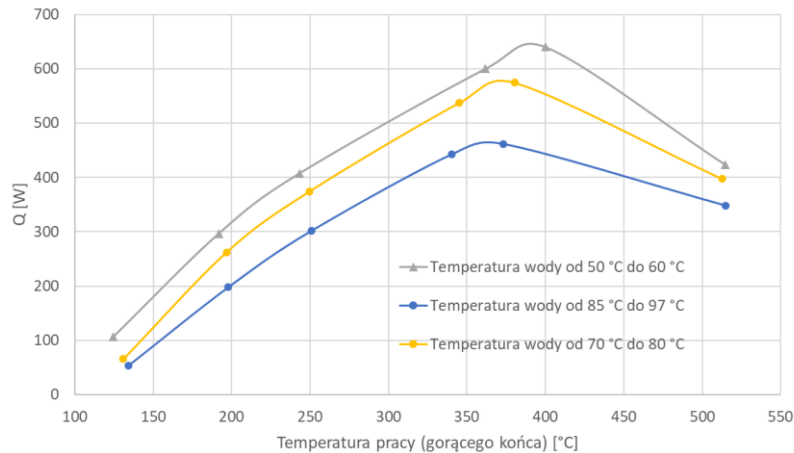
Dane pomiarowe uzyskane w badaniach, posłużyły do wyznaczenia charakterystyk cieplnych rurek ciepła. Charakterystyki przedstawiające strumień ciepła w zależności od temperatury gorącego końca dla wybranych rurek przedstawia rys. 28.



Rys. 28. Charakterystyki cieplne wybranych rurek ciepła dla temperatury wody w przedziale  $85^\circ\text{C}$  do  $97^\circ\text{C}$  [45]

Temperatura  $T_1$  oraz  $T_2$  przyjęta w powyższych analizach, wynika z założeń projektowych, odpowiadających warunkom pracy w warunkach rzeczywistych. Dla celów porównawczych wykonano również pomiary i obliczenia dla innych,

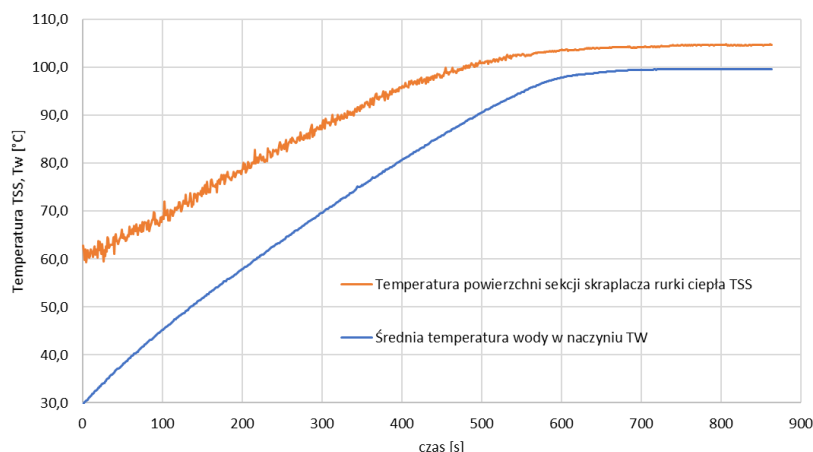
wybranych, zakresów temperatury  $T_1$  oraz  $T_2$ . Wyniki analiz dla rurki  $\phi 12 \times 250$  mm przedstawiono na rys. 29.



Rys. 29. Charakterystyki cieplne rurki  $\phi 12 \times 400$  mm dla różnych zakresów temperatury wody, odbierającej ciepło z sekcji skraplacza rurki [45]

Na podstawie przeprowadzonych badań i wyznaczonych charakterystyk cieplnych rurki ciepła, do dalszych analiz proponowanego wymiennika ciepła, wybrano rurkę ciepła o wymiarach  $\phi 12 \times 250$  mm. Rurka o tej geometrii pozwoli wykonać bardziej kompaktowy wymiennik ciepła, a jednocześnie charakteryzuje się większą efektywnością w przenoszeniu ciepła, w stosunku do rurki o wymiarach  $\phi 12 \times 400$  mm.

Przeprowadzone analizy pokazały również, że efektywność rurki ciepła, rozumiana jako strumień ciepła w danym punkcie pracy jest tym większa, im niższa jest temperatura wody odbierającej ciepło z sekcji skraplacza rurki ciepła. Powyższe, należy tłumaczyć lepszym odbieraniem ciepła przez wodę z rurki ciepła, spowodowane większą różnicą temperatury, pomiędzy temperaturą wody a temperaturą powierzchni rurki ciepła (sekcji skraplacza). Przebieg temperatury wody oraz powierzchni sekcji skraplacza rurki ciepła przedstawia rys. 30.



Rys. 30. Przebieg czasowy średniej temperatury wody oraz temperatury powierzchni sekcji skraplacza rurki ciepła – rurka  $\phi 12 \times 250$  mm, temperatura gorącego końca  $340^{\circ}\text{C}$  [45]

### 5.2.6. Podsumowanie badań laboratoryjnych

Przeprowadzone badania laboratoryjne rurek ciepła dostarczyły danych dotyczących ich efektywności, w warunkach odpowiadających warunkom aplikacyjnym. Wykazały, że rurki ciepła wypełnione wodą, w proponowanych warunkach aplikacyjnych (ciepło z rurki jest odbierane przez przepływającą wodę), mogą pracować w znacznie wyższej temperaturze (rozumianej jako temperatura gorącego końca), niż deklarowana przez producenta. Również wartość strumienia ciepła w takich warunkach pracy, jest znacznie większa niż deklaracja producenta. Taki stan rzeczy wynika przede wszystkim ze znacznie większej intensywności odbierania ciepła z rurki, przez przepływającą wodę – najczęściej rurki ciepła wykorzystuje się w wymiennikach typu gaz-gaz lub układach chłodzenia elektroniki, gdzie intensywność odbierania ciepła przez powietrze jest dużo gorsza. Otrzymane wyniki badań laboratoryjnych pozwalają wnioskować, że rurki ciepła wypełnione wodą, mogą być stosowane w całym zakresie temperatury gazów wylotowych górniczego spalinowego układu napędowego. Wpłyne to na bezpieczeństwo – ewentualne uszkodzenie rurki ciepła wypełnionej wodą, nie spowoduje zagrożenia w eksploatacji proponowanego rozwiązania oraz znacząco ograniczy koszty budowy wymiennika, w stosunku do rurek ciepła wypełnionych innymi płynami roboczymi.

## 6. Badania symulacyjne

### 6.1. Cel badań symulacyjnych

Ze względu na duży rozmiar jednostek napędowych stosowanych w górnictwie, przekładający się w konsekwencji na emitowaną ze spalinami energię cieplną, budowa fizycznego modelu proponowanego wymiennika ciepła, generowałaby koszty wykraczające poza możliwości realizowanej pracy. Z tego powodu docelowe rozwiązanie wymiennika ciepła, opracowano wykorzystując symulacje komputerowe w tym symulacje CFD.

Celem badań symulacyjnych była weryfikacja zaproponowanego rozwiązania układu wylotowego, górniczego spalinowego układu napędowego, od strony przepływu ciepła oraz rozprzysygu spalin i wody chłodzącej. Badania symulacyjne, zaliczane do nowoczesnych metod projektowania maszyn i urządzeń, przyspieszają proces projektowania oraz ograniczają jego koszt. Wynika to z możliwości przeprowadzenia analizy wielu rozwiązań bez konieczności budowania prototypów.

Badania symulacyjne miały przede wszystkim odpowiedzieć na następujące pytania:

- Czy zaproponowana konstrukcja wymiennika ciepła oparta na rurkach ciepła, pozwoli odprowadzić wymaganą ilość energii cieplnej ze spalin w warunkach eksploatacji górniczego spalinowego układu napędowego?
- Jakie wymiary będzie miał wymiennik proponowanej konstrukcji?
- Jaka będzie minimalna liczba rurek ciepła i w konsekwencji szacunkowy koszt ich zakupu?

Dodatkowo opracowane modele miały stanowić jak najbardziej uniwersalne i kompleksowe narzędzia, wspierające proces projektowania tego typu układów wylotowych.

W celu uzyskania odpowiedzi na postawione powyżej pytania, opracowano dwa jednowymiarowe modele matematyczne układu transportu spalin wylotowych:

- odcinka rurowego pokrytego płaszczem wodnym z przepływającą wodą oraz
- wymiennika głównego wykorzystującego rurki ciepła.

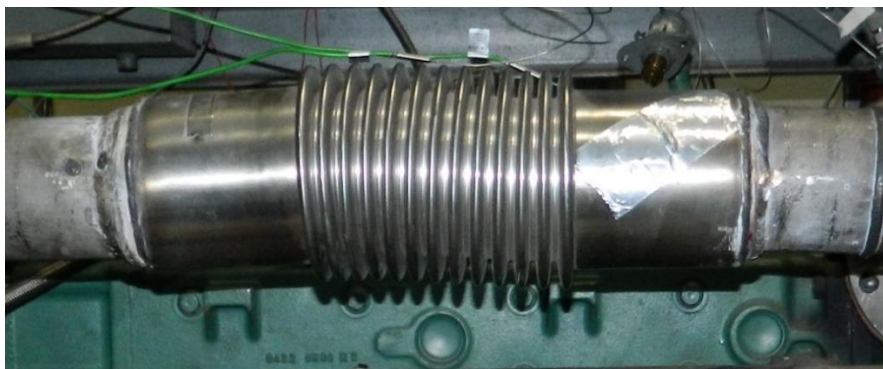


Do rozwiązania stworzonych modeli matematycznych wykorzystano oprogramowanie Engineering Equation Solver firmy F-chart Software [77]. Oprogramowanie służy do rozwiązywania układów równań nieliniowych, ze szczególnym uwzględnieniem problemów termodynamicznych i przepływu ciepła. Mechanizm działania programu opiera się na iteracyjnym poszukiwaniu rozwiązania układu równań.

## 6.2. Model matematyczny wymiennika rurowego

### 6.2.1. Zastosowanie wymiennika rurowego

Konieczność zapewnienia temperatury powierzchni poniżej  $150^{\circ}\text{C}$  dotyczy nie tylko gazów wylotowych, ale również każdej powierzchni zewnętrznej górniczego spalinowego układu napędowego. Z tego powodu, wszystkie elementy połączeniowe na drodze pomiędzy wylotem spalin za turbosprężarką, a głównym wymiennikiem ciepła muszą być zabezpieczone płaszczem wodnym. Ponadto, ze względu na: rozszerzalność temperaturową materiałów, drgania, gabaryty oraz masę wymienników ciepła i dodatkowego wyposażenia, w układach wydechowych stosuje się kompensator. Przykład takiego elementu, również zabezpieczonego płaszczem wodnym, przedstawia rys. 31.



Rys. 31. Przykład elementu elastycznego (kompensatora), w rurociągu wylotowym, górniczego spalinowego układu napędowego [45]

Założono, że proponowany układ wylotowy (reaktor DOC oraz wymiennik z rurkami ciepła) nie będzie bezpośrednio ani też w całości podłączony do wyjścia turbosprężarki, górniczego spalinowego układu napędowego. Zastosowanie w układzie wylotowym odcinków rurowych z płaszczem wodnym, odprowadzi z przepływających spalin część ciepła, jednocześnie obniżając wstępnie temperaturę spalin dopływających do wymiennika głównego.

Opracowany model pozwoli uwzględnić w procesie projektowania odebrane ciepło, stanowiąc uzupełnienie dla modelu wymiennika głównego.

### 6.2.2. Opis modelu

Opracowany model matematyczny wymiennika rura w rurze, definiują następujące parametry:

- przeciwprądowy przepływ spalin oraz wody w płaszczu wodnym,
- średnica wewnętrzna rury wewnętrznej,  $dw\_spalin$ ,
- średnica zewnętrzna rury wewnętrznej,  $dz\_spalin$ ,
- średnica wewnętrzna rury płaszczu wodnego,  $dw\_płaszcz$ ,
- średnica zewnętrzna rury płaszczu wodnego,  $dz\_płaszcz$ ,
- długość rury dolotowej,  $L\_rury$ ,
- rodzaj stali: definiowany za pomocą współczynnika przewodzenia ciepła.

Przy określeniu strumienia ciepła pomiędzy spalinami przepływającymi w rurociągu wewnętrznym, a wodą w płaszczu wodnym, założono, że nie następuje zmiana stanu skupienia i skorzystano z równania bilansowego (3) [1].

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 c_1 (t_{1p} - t_{1k}) = \dot{m}_2 c_2 (t_{2k} - t_{2p}) \quad (3)$$

Po uwzględnieniu ciepła oddawanego do otoczenia, równanie przyjmuje postać (4):

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 c_1 (t_{1p} - t_{1k}) = \dot{m}_2 c_2 (t_{2k} - t_{2p}) + \dot{Q}_{str} \quad (4)$$

gdzie:

$\dot{Q}$  – strumień ciepła odbierany ze spalin,

$\dot{m}_1, \dot{m}_2$  – strumień masy odpowiednio czynnika grzejnego i ogrzewanego,

$c_1, c_2$  – ciepło właściwe czynników grzejnego i ogrzewanego w przedziale ich temperatur początkowych i końcowych,

$t_{1p}, t_{1k}, t_{2p}, t_{2k}$ , – temperatura początkowa i końcowa czynnika grzejnego (1) i ogrzewanego (2),

$\dot{Q}_{str}$  – strumień ciepła odprowadzany do otoczenia,

Jednocześnie strumień ciepła pomiędzy spalinami a wodą w płaszczu wodnym, może być obliczony z równania Pecleta, wyprowadzonego dla przegrody walcowej według wzoru (5):

$$\dot{Q} = K_d \cdot \pi \cdot L \cdot \Delta t_z \quad (5)$$

gdzie:

$\dot{Q}$  – strumień ciepła [W],

$K_d$  – współczynnik przenikania ciepła przez ściankę cylindryczną [W/(m<sup>2</sup>·K)],

$L$  – długość cylindra [m],

$\Delta t_z$  – zastępcza różnica temperatur dla wymiennika ciepła [°C].

Przyjęty przepływ czynników w wymienniku typu rura w rurze jest przeciwny, stąd zastępczą różnicę temperatury wyznaczono z zależności (6):

$$\Delta t_z = \frac{t_{sp} - t_{wk} - (t_{sk} - t_{wp})}{\ln \frac{t_{sp} - t_{wk}}{t_{sk} - t_{wp}}} \quad (6)$$

gdzie:

$t_{sp}$  – temperatura spalin początkowa (na wlocie do wymiennika) [°C],

$t_{sk}$  – temperatura spalin końcowa (na wylocie z wymiennika) [°C],

$t_{wp}$  – temperatura wody początkowa (na wlocie do wymiennika) [°C],

$t_{wk}$  – temperatura wody końcowa (na wylocie z wymiennika) [°C].

Współczynnik przenikania ciepła przez ściankę cylindryczną  $K_d$ , wyznaczono z zależności (7):

$$K_d = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot \alpha_{spalin} \cdot d_{w\_spalin}} + \frac{\ln \frac{d_{z\_spalin}}{d_{w\_spalin}}}{2\pi\lambda} + \frac{1}{\pi \cdot \alpha_{wody} \cdot d_{z\_spalin}}} \quad (7)$$

gdzie:

$d_{z\_spalin}, d_{w\_spalin}$  – odpowiednio średnica zewnętrzna i wewnętrzna cylindra [m],

$\alpha_{spalin}$  – współczynnik wnikania ciepła od spalin do cylindra [W/(m<sup>2</sup>·K)],

$\alpha_{wody}$  – współczynnik wnikania ciepła od cylindra do wody [W/(m<sup>2</sup>·K)],

$\lambda$  – współczynnik przewodzenia ciepła ściany cylindra [W/(m·K)].

Wyznaczenie współczynnika wnikania ciepła  $\alpha_{spalin}$ , przeprowadzono w oparciu o liczbę Nusselta opisaną wzorem (8) oraz równanie kryterialne (9):

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad (8)$$

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot (d/L) \quad (9)$$

gdzie:

$Re$  – liczba Reynoldsa,

$Pr$  – liczba Prandtla,

$d/L$  – stosunek średnicy rurociągu do długości rurociągu (liczba podobieństwa geometrycznego),

$C, a, b$  – stałe charakterystyczne układu

Z przekształcenia zależności (8), dla spalin otrzymujemy:

$$\alpha_{spalin} = \frac{Nu_{spalin} \cdot \lambda_{spalin}}{d_{w\_spalin}} \quad (10)$$

Do wyznaczenia liczby Reynoldsa, charakteryzującej rodzaj przepływu przez cylinder, dla spalin wykorzystano zależność (11):

$$Re = \frac{v \cdot d_{w\_spalin} \cdot \rho}{\eta} \quad (11)$$

gdzie:

$v$  – średnia liniowa prędkość przepływu spalin w cylindrze [m/s],

$d_{w\_spalin}$  – średnica wewnętrzna cylindra [m],

$\rho$  – gęstość [ $\text{kg/m}^3$ ],

$\eta$  – współczynnik lepkości dynamicznej [Pa·s].

Średnia liniowa prędkość przepływu spalin w cylindrze, zależna od ich masy i gęstości oraz od geometrii cylindra, została wyznaczona z zależności (12):

$$v_{spalin} = \frac{\dot{m}_{spalin}}{\rho_{spalin} \cdot \frac{\pi \cdot d_w^2}{4}} \quad (12)$$

Gęstość zastępcza spalin  $\rho_{spalin}$ , została wyznaczona na podstawie gramowych udziałów substancji w spalinach według zależności (13):

$$\rho_{spalin} = \rho_{CO_2} \cdot r_{CO_2} + \rho_{O_2} \cdot r_{O_2} + \rho_{N_2} \cdot r_{N_2} + \rho_{H_2O} \cdot r_{H_2O} \quad (13)$$

gdzie:

$\rho_{CO_2}, \rho_{O_2}, \rho_{N_2}, \rho_{H_2O}$  – gęstości poszczególnych składników spalin,

$r_{CO_2}, r_{O_2}, r_{N_2}, r_{H_2O}$  – molowe udziały poszczególnych składników spalin.

W analogiczny sposób wyznaczono współczynnik lepkości dynamicznej  $\eta$ , liczbę bezwymiarową Prandtla  $Pr$ , współczynnik przewodności cieplnej  $\lambda$  oraz ciepło właściwe  $cp$  dla spalin. Do wyznaczenia parametrów poszczególnych składników przy danej temperaturze i ciśnieniu skorzystano z funkcji wbudowanych w oprogramowaniu Engineering Equation Solver, które posłużyło do wykonania modelu matematycznego.

Do wyznaczenia liczby Nusselta dla spalin wykorzystano wbudowaną funkcję programu Engineering Equation Solver, *pipeflow\_nd* [21, 29]. Jako argumenty wejściowe funkcji służą: liczba Reynoldsa, liczba Prandtla oraz stosunek długości rury do średnicy rury.

Strumień masy spalin, obliczono jako sumę strumieni masy spalanej paliwa oraz dostarczanego powietrza według zależności (14):

$$\dot{m}_{spalin} = \dot{m}_{paliwa} + \dot{m}_{powietrza} \quad (14)$$

Do obliczenia strumienia masy powietrza  $\dot{m}_{powietrza}$  wykorzystano współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$  i obliczono według zależności (15):

$$\dot{m}_{powietrza} = \dot{m}_{paliwa} \cdot L_T \cdot \lambda \quad (15)$$

gdzie:  $L_T$  – teoretyczna masa powietrza potrzebna do spalania 1 kg paliwa. Dla oleju napędowego przyjęto  $L_T = 14,6$  kg/kg (średnia wartość z [4, 69]).

Współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$ , obliczono na podstawie pomiaru składu spalin według wzoru (16) [68]:

$$\lambda = \frac{21}{21 - 79 \frac{O_2 - 0,5CO}{N_2}} \quad (16)$$

gdzie:  $O_2, N_2$  oraz  $CO$  – udziały molowe składników spalin.

Do wyznaczenia strumienia ciepła pomiędzy płaszczem wodnym a otoczeniem  $\dot{Q}_{str}$ , również skorzystano z równania Pecleta wyprowadzonego dla przegrody walcowej według wzoru (5), po wyznaczeniu zastępczej różnicy temperatur według (17) oraz współczynnika przenikania ciepła według (18):

$$\Delta t_z = \frac{t_{wk} - t_{ot} - (t_{wp} - t_{ot})}{\ln \frac{t_{wk} - t_{ot}}{t_{wp} - t_{ot}}} \quad (17)$$

gdzie:

$t_{wp}$  – temperatura początkowa wody (na wlocie do wymiennika) [°C],

$t_{wk}$  – temperatura końcowa wody (na wylocie z wymiennika) [°C],

$t_{ot}$  – temperatura otoczenia [°C].

$$K_d = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot \alpha_{wody} \cdot d_{w\_plaszcz}} + \frac{\ln \frac{d_{z\_plaszcz}}{d_{w\_plaszcz}}}{2\pi\lambda} + \frac{1}{\pi \cdot \alpha_{powietrza} \cdot d_{z\_plaszcz}}} \quad (18)$$

gdzie:

$d_{z\_plaszcz}, d_{w\_plaszcz}$  – odpowiednio średnica zewnętrzna i wewnętrzna cylindra [m],

$\alpha_{wody}$  – współczynnik wnikania ciepła od wody do cylindra [W/(m<sup>2</sup>·K)],

$\alpha_{powietrza}$  – współczynnik wnikania ciepła od cylindra do powietrza [W/(m<sup>2</sup>·K)],

$\lambda$  – współczynnik przewodzenia ciepła ściany cylindra [W/(m·K)].

Do wyznaczenia współczynnika wnikania ciepła  $\alpha_{wody}$ , koniecznego przy wyznaczeniu zarówno strumienia ciepła ze spalin do wody, jak również z wody do otoczenia, wykorzystano funkcję wbudowaną, programu Engineering Equation Solver, *annularflow* [21, 29]. Jako argumenty wejściowe funkcji służą: rodzaj substancji (w tym przypadku woda), temperatura i ciśnienie wody, strumień masy wody oraz promień wewnętrzny i zewnętrzny płaszcz wodnego.

Równanie bilansowe (4), dla strumienia energii spalin opisano zależnością (19):

$$\dot{m}_{spalin} \cdot c_{sp} \cdot t_{sp} = \dot{m}_{spalin} \cdot c_{sk} \cdot t_{sk} + \dot{Q}_{sw} \quad (19)$$

gdzie:

$t_{sp}$  – temperatura początkowa spalin (na wlocie do wymiennika) [°C],

$t_{sk}$  – temperatura końcowa spalin (na wylocie z wymiennika) [°C],

$c_{sp}$  – ciepło właściwe spalin dla temperatury  $t_{sp}$  [J/(kg·K)],

$c_{sk}$  – ciepło właściwe spalin dla temperatury  $t_{sk}$  [J/(kg·K)],

$\dot{Q}_{sw}$  – strumień ciepła pomiędzy spalinami, a płaszczem wodnym [W].

Analogicznie wyznaczono bilans energii wody w płaszczu chłodzącym (20):

$$\dot{m}_{wody} \cdot c_{wk} \cdot t_{wk} = \dot{m}_{wody} \cdot c_{wp} \cdot t_{wp} + \dot{Q}_{sw} - \dot{Q}_{str} \quad (20)$$

gdzie:

$t_{wp}$  – temperatura początkowa wody (na wlocie do wymiennika) [°C],

$t_{wk}$  – temperatura końcowa wody (na wylocie z wymiennika) [°C],

$c_{wp}$  – ciepło właściwe wody dla temperatury  $t_{wp}$  [J/(kg·K)],

$c_{wk}$  – ciepło właściwe wody dla temperatury  $t_{wk}$  [J/(kg·K)],

$\dot{Q}_{sw}$  – strumień ciepła pomiędzy spalinami, a płaszczem wodnym [W],

$\dot{Q}_{str}$  – strumień ciepła pomiędzy płaszczem wodnym, a otoczeniem [W].

Przy wyznaczeniu ciepła właściwego spalin skorzystano z zależności (13) oraz funkcji  $cp$ , wbudowanej w wykorzystywane oprogramowaniu Engineering Equation Solver. Funkcja  $cp$  dla gazów półdoskonałych uwzględniając wpływ temperatury na wartość ciepła właściwego, które zostały użyte w modelu, zgodnie z tablicami NIST-JANAF Thermochemical Tables, jako poziom odniesienia przyjmują 25 °C.

W modelu jako dane wejściowe przyjęto następujący zestaw parametrów:

- $\dot{m}_{paliwa}$  – strumień masy paliwa [kg/h],
- $t_{sp}$  – temperatura początkowa spalin (na wlocie do wymiennika) [°C],
- $t_{wp}$  – temperatura początkowa wody (na wlocie do wymiennika) [°C],
- $t_{wk}$  – temperatura końcowa wody (na wylocie z wymiennika) [°C],
- objętościowy skład spalin (CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O) [%].

Poza wszystkimi parametrami niezbędnymi do obliczeń, model miał na celu wyznaczenie temperatury spalin na wylocie wymiennika typu „rura w rurze”, tj. temperatury końcowej spalin,  $t_{sk}$ .

### 6.2.3. Weryfikacja modelu

W celu weryfikacji opracowanego i opisanego powyżej jednowymiarowego modelu matematycznego, dokonano porównania wyników uzyskanych w trakcie badań identyfikacyjnych opisanych w rozdziale 5.1 z wynikami uzyskanymi za pomocą modelu.

Weryfikację przeprowadzono dla wszystkich ośmiu punktów pracy silnika, realizowanych w trakcie badań identyfikacyjnych. Parametry zastosowanego w badaniach identyfikacyjnych wymiennika rurowego łączącego wylot turbosprężarki silnika z głównym wymiennikiem chłodzącym spaliny opisuje zestaw parametrów:

- średnica wewnętrzna rury wewnętrznej,  $d_{w\_2} = 0,053$  m,
- średnica zewnętrzna rury wewnętrznej,  $d_{z\_2} = 0,0603$  m,
- średnica wewnętrzna płaszczka wodnego,  $d_{w\_płaszczka\_2} = 0,078$  m,
- średnica zewnętrzna płaszczka wodnego,  $d_{z\_płaszczka\_2} = 0,089$  m,
- długość rury dolotowej,  $L_{rury} = 1,15$  m,
- rodzaj stali: 1H18N10T.

Jako pozostałe dane wejściowe dla modelu matematycznego wykorzystano następujące dane uzyskane w badaniach identyfikacyjnych (Tabela 8 i Tabela 9):

- godzinowe zużycie paliwa  $G_e$  [kg/h],
- temperatura spalin wypływających z turbosprężarki  $T_{S1}$  [°C],
- temperatura wody wpływającej do płaszczka wodnego odcinka rurowego  $T_{W1}$  [°C],
- woda wypływająca z płaszczka wodnego odcinka rurowego  $T_{W2}$  [°C],
- skład spalin.

Weryfikacja modelu polegała na porównaniu temperatury spalin, wypływających odcinka rurowego pokrytego płaszczem wodnym  $T_{S2}$  [°C], zmierzonej podczas badań identyfikacyjnych oraz otrzymanej z wykorzystaniem modelu matematycznego. Zestawienie wyników wraz z porównaniem prezentuje tabela 11.



**Porównanie wyników uzyskanych za pomocą modelu matematycznego z wynikami uzyskanymi w trakcie badań identyfikacyjnych**

Tabela 11.

Punkt pracy	Obroty	Wyniki uzyskane w badaniach identyfikacyjnych	Wyniki uzyskane za pomocą modelu matematycznego	$\Delta$	
	n			$T_{S2\_BI}$	$T_{S2\_MM}$
	[1/min]	[°C]	[°C]	[°C]	% BI
M1	1500	229,3	238,1	8,8	3,8
M2		301,4	304,6	3,2	1,1
M3		357,4	354,6	-2,8	-0,8
M4		376,3	368,7	-7,6	-2,0
M5	2300	228,7	235,9	7,2	3,1
M6		281,1	282,4	1,3	0,5
M7		310,7	306,3	-4,4	-1,4
M8		327,4	320,2	-7,2	-2,2

Wyniki uzyskane za pomocą modelu matematycznego charakteryzuje dobra zbieżność z wynikami uzyskanymi w trakcie badań identyfikacyjnych na stanowisku badawczym. Maksymalny błąd nie przekracza 9°C, co stanowi niecałe 4% wartości otrzymanej podczas badań identyfikacyjnych. Rozbieżność otrzymanych wyników może wynikać m.in. z uproszczeń modelu tj. prostoliniowego odcinka, który nie uwzględnia zagięć ani zmiennej geometrii kompensatora (karbowania), co przekłada się na powierzchnię odbierającą/oddającą ciepło oraz profil przepływu wody chłodzącej w analizowanej strukturze.

Opracowany model stanowi zatem gotowe narzędzie, które może być wykorzystywane przy projektowaniu układu wylotowego górniczego spalinowego układu napędowego w zakresie elementów łączących poszczególne jego podzespoły.

### 6.3. Model matematyczny wymiennika z rurkami ciepła

#### 6.3.1. Cel opracowania modelu matematycznego

Modelowanie CFD daje najdokładniejsze rezultaty prowadzonych analiz jednak wiąże się z dużymi kosztami. Nakłady te generowane są przede wszystkim przez duże koszty oprogramowania, czasochłonność wykonania modelu i przeprowadzenia obliczeń (czas symulacji związany jest ze stopniem trudności obliczeń). W związku z powyższym, częstą praktyką jest modelowanie tylko wybranych fragmentów rozpatrywanego rozwiązania. Dodatkowo nawet drobne zmiany konstrukcyjne wiążą się z czasochłonnymi zmianami całego modelu oraz przeprowadzaniem wielu analiz od początku.

Z powyższych powodów na potrzeby niniejszej pracy, do weryfikacji proponowanej koncepcji oraz w celu stworzenia uniwersalnego narzędzia opracowano jednowymiarowy, uproszczony model matematyczny proponowanego wymiennika ciepła. Wykonany jednowymiarowy model matematyczny ma stanowić wsparcie przy projektowaniu konstrukcji wymiennika do schładzania spalin (wymiary, ożebrowanie, rozstawienie rurek ciepła, ich rodzaj) wykorzystywanego w górniczych spalinowych układach napędowych. Dzięki wstępnemu dobraniu parametrów wymiennika, w ramach opracowanego modelu matematycznego, możliwe będzie skrócenie modelowania CFD do minimum.

Podstawowym założeniem przy opracowywaniu modelu matematycznego wymiennika z rurkami ciepła, było zapewnienie jak największej uniwersalności jego zastosowania. Przez uniwersalność rozumie się możliwość wykorzystania dla dowolnego silnika, w oparciu o jego dane katalogowe.

W tym celu, przy tworzeniu modelu jako dane wejściowe przyjęto:

- godzinowe zużycie paliwa przez silnik [ $\text{dm}^3/\text{h}$ ],
- objętościowe zużycie powietrza przez silnik [ $\text{m}^3/\text{h}$ ],
- temperaturę spalin na wlocie do wymiennika [ $^{\circ}\text{C}$ ],
- temperaturę wody chłodzącej na wlocie do wymiennika [ $^{\circ}\text{C}$ ],
- temperaturę wody chłodzącej na wylocie z wymiennika [ $^{\circ}\text{C}$ ],
- liczbę rurek ciepła, w podziale na liczbę rurek w jednym rzędzie i liczbę kolumn [szt.],

- wysokość sekcji parownikowej i skraplacza rurki ciepła [m],
- rozstaw rurek (siatka) [mm],
- współczynniki równania aproksymującego, opisującego charakterystykę cieplną ( $\dot{Q} = f(t_{pracy})$ ) dla pojedynczej rurki ciepła.

W wyniku obliczeń otrzymujemy m.in. następujące parametry:

- wymiary wymiennika (wynikające z geometrii rurek ciepła oraz siatki ich rozmieszczenia),
- temperaturę na wylocie zdefiniowanej sekcji wymiennika,
- wymagany strumień wody w sekcji wody,
- strumień ciepła przejmowany przez ożebrowanie w sekcji spalin,
- strumień ciepła możliwy do przeniesienia przez pojedynczą rurkę ciepła - wynikający ze zdefiniowanej charakterystyki pojedynczej rurki ciepła i bieżącej temperatury spalin,
- strumień ciepła możliwy do przeniesienia przez rurki ciepła,
- strumień ciepła odebrany ze spalin w danym segmencie wymiennika,
- strumień ciepła jaki należy odebrać ze spalin, aby schłodzić je z zadanej temperatury na wlocie do wymiennika, do temperatury 120°C.

### 6.3.2. Opis modelu

W górniczych spalinowych układach napędowych jedyną możliwością jest stosowanie silników ZS. Z tego powodu w modelu założono wykorzystanie oleju napędowego o średnim składzie pierwiastkowym węgla i wodoru wynoszącym [12]:

$$n'_C = 12,9 \quad ; \quad n'_{H_2} = 23,9 \quad ; \quad n'_{O_2} = 0$$

gdzie:

$$n'_C \text{ – stosunek molowy węgla C w oleju napędowym } \left[ \frac{\text{kmol C}}{\text{kmol paliwa}} \right]$$

$$n'_{H_2} \text{ – stosunek molowy wodoru H}_2 \text{ w oleju napędowym } \left[ \frac{\text{kmol H}_2}{\text{kmol paliwa}} \right]$$

$$n'_{O_2} \text{ – stosunek tlenu O}_2 \text{ w oleju napędowym } \left[ \frac{\text{kmol O}_2}{\text{kmol paliwa}} \right]$$

Skład spalin wyznaczono w oparciu o obliczenia stechiometryczne spalania [74, 75] oraz współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$  wyznaczony w oparciu o dane katalogowe silnika, za pomocą zależności 21 do 23.

Minimalna ilość tlenu potrzebna do spalania 1 kmol oleju napędowego  $n_{Omin}$ , została wyznaczona na podstawie (21):

$$n_{Omin} = n'_C + \frac{1}{2}n'_{H_2} - n'_{O_2} \quad (21)$$

Uwzględniając, że 1 kmol powietrza zawiera 0,21 kmola tlenu, to minimalne zapotrzebowanie na powietrze  $n_{pow\_min}$ , wyniesie:

$$n_{pow\_min} = \frac{n_{Omin}}{0,21} \quad (22)$$

Danymi wejściowymi dla modelu są m.in. objętościowe zużycie paliwa oraz objętościowe zapotrzebowanie silnika na powietrze, które przeliczane jest na strumień masy powietrza  $\dot{m}_{powietrza}$ . Stąd współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$ , po przeliczeniu objętościowego zużycia paliwa na zużycie masowe  $\dot{m}_{paliwa}$ , wyznaczany jest ze wzoru (23):

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{powietrza}}{\dot{m}_{paliwa} \cdot L_T} \quad (23)$$

gdzie:  $L_T$  – teoretyczna masa powietrza potrzebna do spalania 1kg paliwa. Dla oleju napędowego przyjęto  $L_T = 14,6$  kg/kg (średnia wartość z [4, 69]).

Na podstawie (22) oraz (23) wyznaczona została rzeczywista ilość powietrza,  $n_{pow}$  wyrażona w  $\frac{\text{kmol powietrza}}{\text{kmol paliwa}}$ , jako:

$$n_{pow} = \lambda \cdot n_{pow\_min} \quad (24)$$

Jednostkowy udział składników spalin, przypadający na kmol paliwa, wyznaczono z zależności:

$$n''_{CO_2} = n'_C \left[ \frac{\text{kmol } CO_2}{\text{kmol paliwa}} \right] \quad (25)$$

$$n''_{O_2} = 0,21 \cdot n_{pow\_min} \cdot (\lambda - 1) \left[ \frac{\text{kmol } O_2}{\text{kmol paliwa}} \right] \quad (26)$$

$$n''_{N_2} = 0,79 \cdot n_{pow} + n'_{N_2} \left[ \frac{\text{kmol } N_2}{\text{kmol paliwa}} \right] \quad (27)$$

$$n''_{H_2O} = n'_{H_2} + n_{pow} \cdot \frac{X}{0,622} \left[ \frac{\text{kmol } H_2O}{\text{kmol paliwa}} \right] \quad (28)$$

gdzie:

$n'_{N_2}$  – zawartość azotu  $N_2$  w oleju napędowym,  $\left[ \frac{\text{kmol } N_2}{\text{kmol paliwa}} \right]$

$X$  – stopień zawilżenia powietrza – stosunek masy pary wodnej do masy suchego powietrza, wyznaczany przez funkcję psychrometryczną dla danej temperatury, ciśnienia oraz wilgotności względnej  $\left[ \frac{\text{kg } H_2O}{\text{kg paliwa}} \right]$

0,622 – stosunek masy molowej wody do masy molowej powietrza.

Udziały molowe składników spalin wyznaczane są ostatecznie według (29):

$$r_i'' = \frac{n_i''}{\sum n_i''} \quad (29)$$

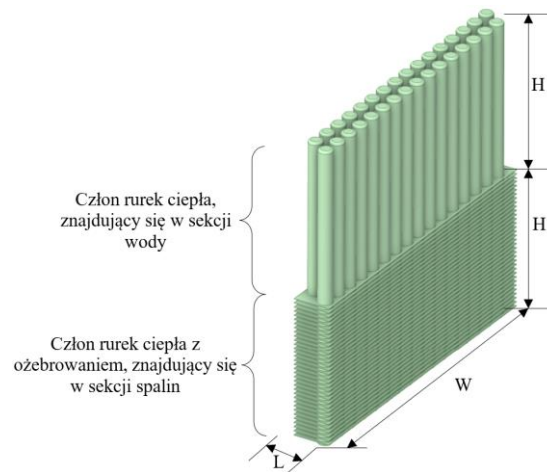
gdzie:

$r_i''$  – udział molowy i-tego składnika spalin w spalinach  $\left[ \frac{\text{kmol } i}{\text{kmol spalin}} \right]$

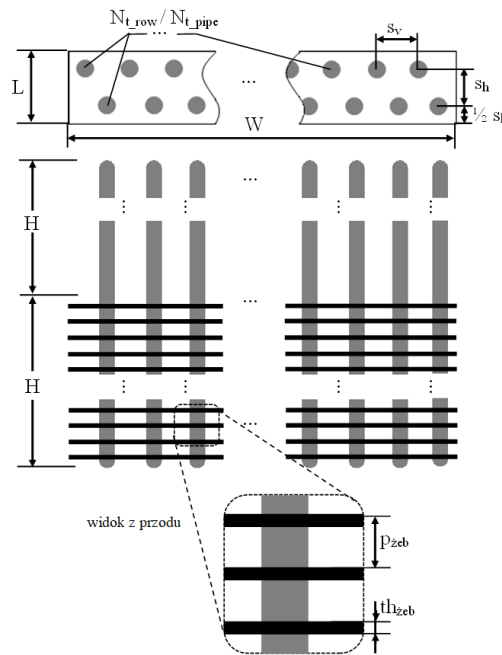
$n_i''$  – udział molowy i-tego składnika spalin na kmol paliwa  $\left[ \frac{\text{kmol } i}{\text{kmol paliwa}} \right]$

$\sum n_i''$  – suma składników spalin na kmol paliwa  $\left[ \frac{\text{kmol spalin}}{\text{kmol paliwa}} \right]$ .

Ze względu na silną zależność wymiany ciepła od temperatury czynników na obu końcach rurki, niemożliwe jest zastosowanie jednego uśrednionego modelu wymiany ciepła dla całego wymiennika. Niezbędna jest dyskretyzacja modelu wzdłuż przepływu czynników. Jako podstawowy moduł wymiennika, proponuje się geometrię utworzoną przez dwa rzędy rurek ciepła. Liczba rurek definiowana jest jako iloczyn liczby rzędów w module i liczby rurek w danym rzędzie (odpowiednio  $N_{t, \text{row}}$  oraz  $N_{t, \text{pipe}}$ ). Rozmieszczenie rurek w module określa siatka definiowana jako odległości pomiędzy osiami rurek ciepła w obu kierunkach ( $s_v$  oraz  $s_h$ ). Przykładowy wygląd pojedynczego modułu wymiennika, z parametrami opisującymi jego geometrię przedstawiono na rys. 32 i 33.



Rys. 32. Przykładowy moduł wymiennika ciepła dla jednego kroku obliczeniowego modelu [45]



Rys. 33. Parametry opisujące pojedynczy moduł wymiennika w modelu matematycznym (widok z góry i z przodu) [45]

Strumień ciepła pomiędzy spalinami w sekcji spalin, a wodą chłodzącą w sekcji wody  $\dot{Q}_{S\_W}$ , można opisać przy użyciu oporów cieplnych zależnością (30):

$$\dot{Q}_{S\_W} = \frac{\Delta t_z}{R_C} \quad (30)$$

gdzie:

$R_C$  – całkowity opór cieplny [K/W],

$\Delta t_z$  – różnica temperatury pomiędzy średnią temperaturą spalin (w danym module wymiennika), a średnią temperaturą wody chłodzącej (średnia pomiędzy temperaturą na wlocie i wylocie z wymiennika) [°C].

W modelu uwzględniono następujące szeregowo połączone opory cieplne:

- wnikania z powierzchni rurki ciepła do wody chłodzącej –  $R_{rw}$ ,
- osadu mineralnego osadzającego się na rurkach ciepła w sekcji wody –  $R_{OS}$ ,
- przewodzenia przez ściankę rurki ciepła wykonanej ze stali nierdzewnej w sekcji wody –  $R_{AISI316\_W}$ ,
- rurek ciepła –  $R_{RC}$ ,
- przewodzenia przez ściankę rurki ciepła wykonanej ze stali nierdzewnej w sekcji spalin –  $R_{AISI316\_S}$ ,
- wnikania ze spalin do żeber i nieożebrowanych fragmentów rurek ciepła –  $R_{z\_nz}$ .

Uwzględniając powyższe, całkowity opór cieplny  $R_C$  opisuje zależność (31):

$$R_C = R_{rw} + R_{OS} + R_{AISI316\_W} + R_{RC} + R_{AISI316\_S} + R_{z\_nz} \quad (31)$$

Opór cieplny wnikania z powierzchni rurki ciepła do wody chłodzącej wyznaczono z zależności (32):

$$R_{rw} = \frac{1}{\pi \cdot \sum L_r \cdot d_{zr} \cdot \alpha_{wody}} \quad (32)$$

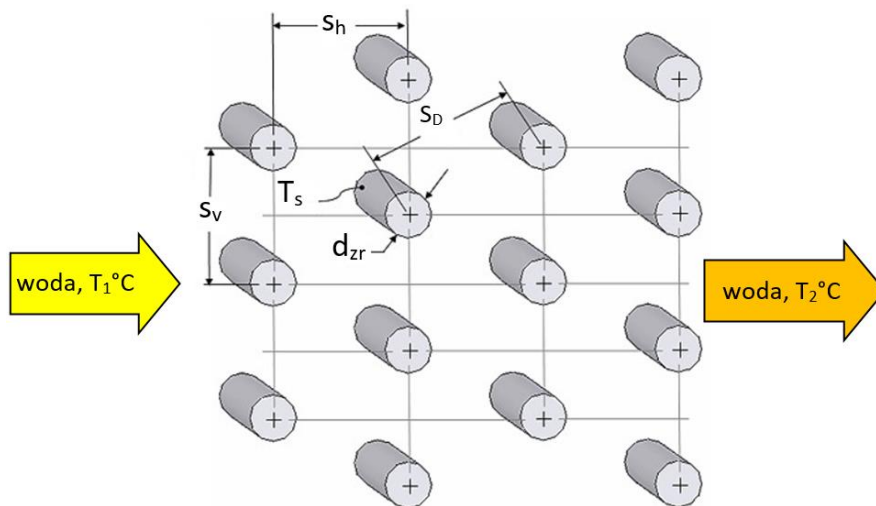
gdzie:

$\sum L_r$  – sumaryczna długość rurek ciepła w sekcji wody [m],

$d_{zr}$  – średnica zewnętrzna rurki ciepła [m],

$\alpha_{wody}$  – współczynnik wnikania ciepła od rurki ciepła do wody [W/(m<sup>2</sup>·K)].

Dla wyznaczenia współczynnika  $\alpha_{wody}$ , wykorzystano funkcję wbudowaną w oprogramowanie EES o nazwie *External\_Flow\_Staggered\_Bank* [11, 76], która oblicza m.in. średni współczynnik wnikania ciepła dla matrycy rurek o układzie geometrycznym przedstawionym na rys. 34. Weryfikacja eksperymentalna powyższej funkcji ogranicza się do stosunku  $\frac{S_v}{d_{zr}}$  mieszczącego się w przedziale wartości od 1,25 do 2,5, co należy mieć na uwadze przy doborze podziałki przy obliczeniach.



Rys. 34. Założenia geometryczne oraz parametry rozkładu rurek ciepła dla funkcji *External\_Flow\_Staggered\_Bank* [21]

Proponowany wymiennik ciepła, zakłada zastosowanie wody jako czynnika chłodzącego krążącego w obiegu zamkniętym. Ze względu na występowanie zanieczyszczeń mechanicznych czy jonowych w wodzie, w trakcie eksploatacji dochodzi do odkładania się osadów mineralnych na powierzchni rurek. Tworzenie się osadu ma negatywny wpływ na działanie wymiennika, poprzez m.in. wzrost rezystancji cieplnej pogarszającej jego sprawność. Odkładanie się osadu zależy od wielu czynników, w tym od rodzaju wymiennika i jego geometrii, płynu roboczego, temperatury płynu roboczego, prędkości przepływu płynu, powierzchni materiału, na którym dochodzi do odkładania się osadu [29, 32, 37, 62]. Zjawisko odkładania się osadów było przedmiotem wielu badań i sposobów modelowania [8, 32, 38, 71].



W wykonanym modelu odkładanie się osadu na powierzchni rurek ciepła w sekcji wody chłodzącej, uwzględnia się poprzez opór osadu wyznaczony w oparciu o współczynnik osadu oraz całkowitą powierzchnię rurek, zależność (33):

$$R_{os} = \frac{R''_{os}}{\pi \cdot d_{zr} \cdot \sum L_r} \quad (33)$$

gdzie:

$R''_{os}$  – współczynnik osadu,

$\sum L_r$  – całkowita długość rurek ciepła w sekcji wody chłodzącej [m].

Współczynnik osadu  $R''_{os}$ , wyznaczono z wykorzystaniem funkcji wbudowanej w program EES, która bazuje na tablicy współczynników opisujących płyn oraz sposób pracy wymiennika - w omawianym przypadku wymuszony przepływ wody w obiegu zamkniętym.

Norma PN-EN 1834-2 [55] wymaga, aby zarówno przerywacz płomienia jak i łapacz iskier, były wykonane ze stali nierdzewnej lub charakteryzowały się równoważną odpornością na ścieranie. Z tego powodu w docelowym rozwiązaniu przyjęto, że rurki ciepła będą zabezpieczone korpusem ze stali nierdzewnej. Wybrane i przebadane rurki ciepła pochodzą z dostępnej oferty handlowej, a ich ścianki wykonane są z miedzi. Dla zamodelowania pracy rurki ciepła w korpusie ze stali nierdzewnej, wprowadzono rezystancję  $R_{AIS1316}$  opisaną zależnością (34):

$$R_{AIS1316} = \frac{\ln \frac{d_z}{d_w}}{2\pi \cdot \lambda \cdot L} \quad (34)$$

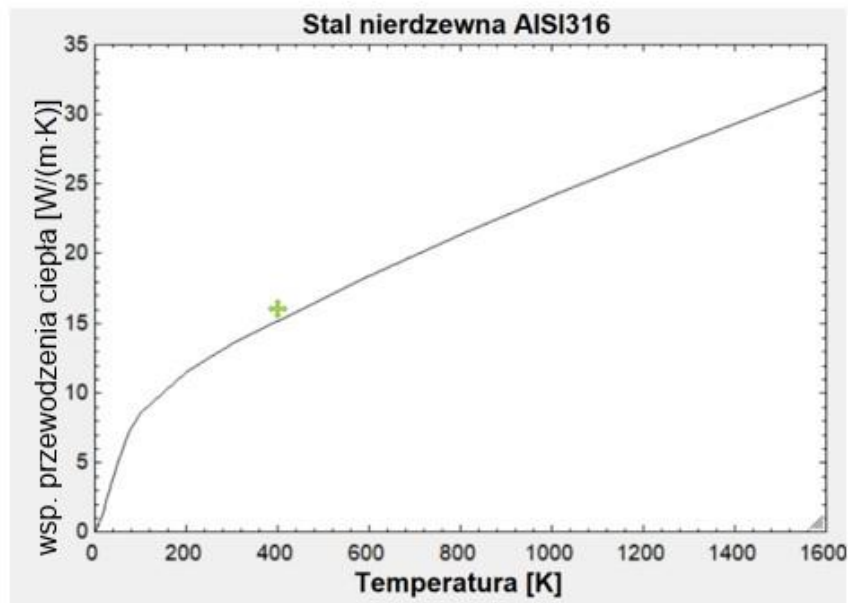
gdzie:

$d_z, d_w$  – odpowiednio średnica zewnętrzna i wewnętrzna cylindra [m],

$L$  – sumaryczna długość rurek ciepła w sekcji wody lub w sekcji spalin [m],

$\lambda$  – współczynnik przewodzenia ciepła ściany cylindra w sekcji wody lub w sekcji spalin [W/(m·K)].

Ze względu na zmienność współczynnika przewodzenia materiału w zależności od temperatury, w modelu skorzystano z wbudowanej funkcji, której parametrami są rodzaj materiału oraz temperatura, zwracającej wartość współczynnika  $\lambda$  w zależności od zadanej temperatury. Wartość współczynnika przewodzenia ciepła dla zastosowanej stali nierdzewnej, zwracanego przez funkcję modelu w zależności od temperatury przedstawia rys. 35.



Rys. 35. Zależność współczynnika przewodzenia  $\lambda$  od temperatury dla stali AISI316 [21]

Model rozróżnia dwa opory cieplne, związane z wykorzystaniem rurek ciepła o korpusie wykonanym ze stali nierdzewnej:  $R_{AISI316_S}$  oraz  $R_{AISI316_W}$ . W rozpatrywanym rozwiązaniu konstrukcyjnym, długości rurek ciepła w poszczególnych sekcjach są sobie równe, stąd różnica pomiędzy powyższymi oporami sprowadza się tylko do innej wartości współczynnika przewodzenia ciepła, wynikającej z różnej temperatury w poszczególnych sekcjach wymiennika.

Na podstawie danych doświadczalnych oraz wyznaczonej charakterystyki (rys. 28) wyznaczono wielomian trzeciego stopnia, który zaimplementowano w modelu. Wielomian opisuje strumień ciepła przepływający pomiędzy gorącym końcem rurki ciepła a zimnym końcem rurki ciepła w funkcji temperatury gorącego końca  $\dot{Q}_{1_{RC}}$  (równanie 35). Przy wyznaczaniu równania aproksymującego kierowano się wartością współczynnika R-kwadrat ( $R^2$ ), który dla opisywanego przypadku wynosi 0,99969651230.

$$\dot{Q}_{1,RC} = 239,479 + 1,73907868 \cdot t_{SC} + 0,00469695711 \cdot t_{SC}^2 - 0,0000113266676 \cdot t_{SC}^3 \quad (35)$$

Uwzględniając liczbę rurek ciepła w module wymiennika wyznaczany jest strumień ciepła przepływający przez zestaw rurek  $\dot{Q}_{RC}$ .

Jednocześnie, zakładając ciągłość strumienia ciepła w układzie, można zapisać zależność (36):

$$\dot{Q}_{RC} = \frac{\Delta t_{RC}}{R_{RC}} \quad (36)$$

gdzie:

$R_{RC}$  – opór cieplny rurki ciepła [K/W],

$\Delta t_{RC}$  – różnica temperatur pomiędzy ścianką rurki ciepła po stronie spalin, a ścianką rurki ciepła po stronie wody [°C].

Z powyższego układu równań wyznaczono opór rurek ciepła w module wymiennika  $R_{RC}$ .

Dla zwiększenia efektywności odbierania ciepła ze spalin, rozpatrywana konstrukcja przewiduje rozwinięcie powierzchni w tej sekcji poprzez zastosowanie ożebrowania. Opór zastępczy, wynikający z przejmowania ciepła ze spalin przez ożebrowaną sekcję wymiennika opisuje zależność (37):

$$R_{z,nz} = \frac{1}{\varepsilon_z \cdot \alpha_z \cdot A_{nieożebrowana}} \quad (37)$$

gdzie:

$\varepsilon_z$  – efektywność żeber,

$\alpha_z$  – średni współczynnik wnikania ciepła ze spalin [W/(m<sup>2</sup>·K)],

$A_{nieożebrowana}$  – sumaryczne pole powierzchni rurek ciepła znajdujących się w sekcji spalin [m<sup>2</sup>].

Efektywność ożebrowania, definiowana jako stosunek całkowitego strumienia ciepła odebranego przez powierzchnię ożebrowaną do całkowitego strumienia ciepła odebranego z powierzchni bez ożebrowania [9], wyznaczono z zależności (38).

$$\varepsilon_z = \frac{\dot{Q}_{ożebrowana}}{\dot{Q}_{nieożebrowana}} = \frac{A_{pomiędzyzebrami} + \eta_{zebra} \cdot A_{zeber}}{A_{nieożebrowana}} \quad (38)$$

gdzie:

$A_{pomiędzyzebrami}$  – sumaryczne pole powierzchni fragmentów rurek ciepła, znajdujących się pomiędzy żebrami [ $m^2$ ],

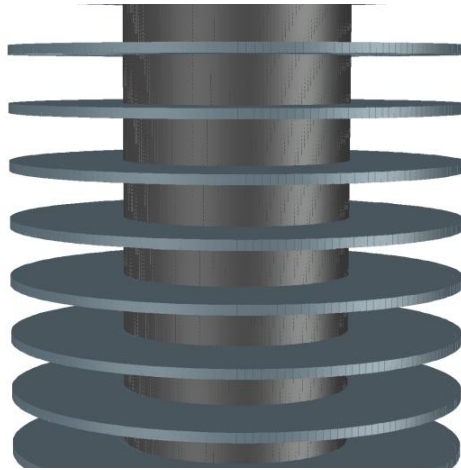
$A_{zeber}$  – sumaryczne pole powierzchni wszystkich żeber [ $m^2$ ],

$A_{nieożebrowana}$  – sumaryczne pole powierzchni rurek ciepła znajdujących się w sekcji spalin [ $m^2$ ],

$\eta_{zebra}$  – sprawność żebra.

Dla wyznaczenia sprawności żebra należy wyznaczyć rozkład temperatury wzdłuż żebra, a następnie strumień cieplny lub średnią temperaturę żebra [61]. Literatura najczęściej podaje zależności matematyczne dla żeber prostych o różnych kształtach (np. prostokątnych, trójkątnych, parabolicznych), żeber igłowych (np. okrągłych, trójkątnych, parabolicznych) oraz pierścieniowych. Dla innych typów żeber określenie sprawności jest trudniejsze i stosuje się metody numeryczne lub przybliżone.

W modelu, dla wyznaczenia sprawności żebra, wykorzystano model żebra pierścieniowego o prostokątnym przekroju (rys. 36) i wykorzystano funkcję wbudowaną w oprogramowanie EES o nazwie *Annular Rectangular Fin* [29]. Funkcja wyznacza sprawność żebra o średnicy wewnętrznej ( $r_{wewn}$ ), średnicy zewnętrznej ( $r_{zewn}$ ), jego grubości oraz współczynnika wnikania ciepła i współczynnika przewodzenia materiału, z którego żebro jest wykonane.



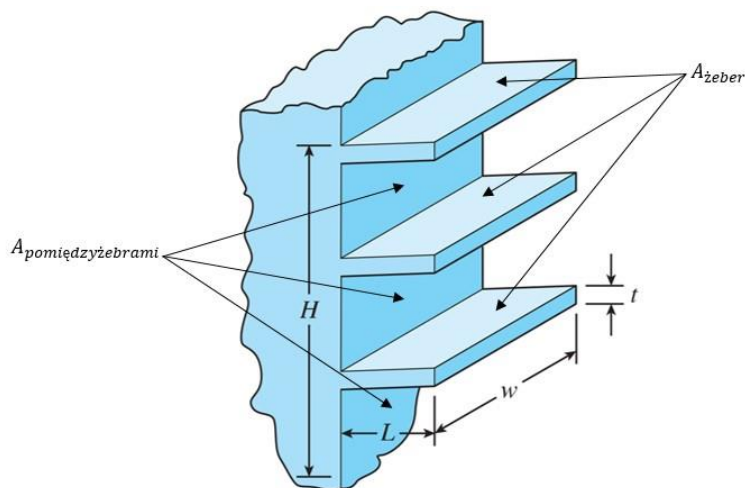
Rys. 36. Żebra okrągłe o prostokątnym przekroju [45]

Konstrukcja wymiennika, a tym samym układ geometryczny sekcji odzwierciedlony w modelu, zakłada żebra prostokątne i przechodzące przez nie rurki ciepła, natomiast funkcja do wyznaczenia sprawności żebra przyjmuje żebra pierścieniowe. W związku z tym, konieczne jest przeliczenie kształtu żeber w celu wyznaczenia ekwiwalentnej średnicy zewnętrznej żebra pierścieniowego ( $r_{zewn}$ ). Funkcja *Annular Rectangular Fin* wymaga powierzchni żeber wyznaczonych z zależności (39):

$$A_{\text{zebra\_ekwiwalentnego}} = 2\pi(r_{zewn}^2 - r_{wewn}^2) \quad (39)$$

W modelu przyjmuje się, że średnica wewnętrzna pierścienia równa się średnicy rurki ciepła, natomiast powierzchnia żebra ekwiwalentnego  $A_{\text{zebra\_ekwiwalentnego}}$ , jest to powierzchnia pojedynczego żebra z modułu wymiennika podzielona przez liczbę rurek ciepła w module. Z przekształcenia zależności 39 wyznaczana jest średnica zewnętrzna żebra pierścieniowego  $r_{zewn}$ , będąca parametrem wejściowym dla funkcji *Annular Rectangular Fin*.

Dla zobrazowania poszczególnych powierzchni, związanych z wyznaczeniem efektywności ożebrowania  $\varepsilon_z$ , posłużono się przykładem trzech żeber prostych połączonych z powierzchnią o wymiarach  $H \times w$ , przedstawionych na rys. 37.



$$A_{\text{nieożebrowana}} = H \cdot w$$

$$A_{\text{pomiędzyżebrami}} = H \cdot w - 3 \cdot w \cdot t$$

$$A_{\text{zeber}} = 3 \cdot 2 \cdot L \cdot w + t \cdot (2L + w) \approx 3 \cdot 2 \cdot L \cdot w$$

Rys. 37. Powierzchnie związane z wyznaczeniem skuteczności ożebrowania [9]

Współczynnik wnikania ciepła w sekcji spalin  $\alpha_z$ , wyznaczono jako średnia z trzech wartości. Dwie z wartości są obliczane przez funkcję *DuctFlow* [29], trzecia wartość jest zwracana przez funkcję *External\_Flow\_Cylinder* [29, 73].

Funkcja *DuctFlow* wyznacza dwie wartości współczynnika dla płynu przepływającego w kanale o prostokątnej geometrii i jest związana z przepływem spalin w kanałach utworzonych w przestrzeniach między żebrami. Zwraca dwie wartości współczynnika wnikania ciepła; jedną przy założeniu, że ściany kanału mają stałą temperaturę na całej jego długości (najgorszy przypadek); drugą, przy założeniu stałego strumienia ciepła na długości kanału – stała różnica temperatur pomiędzy spalinami, a żebrami (najkorzystniejszy przypadek).

Funkcja *External\_Flow\_Cylinder* zwraca wartość współczynnika przejmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni rurek ciepła, znajdujące się pomiędzy żebrami. Ostatecznie, rozwiązanie modelu, opiera się na równaniu bilansowym (40).

$$\dot{m}_{spalin} \cdot c_{sp} \cdot t_{sp} = \dot{m}_{spalin} \cdot c_{sk} \cdot t_{sk} + \dot{Q}_{s,w} \quad (40)$$

gdzie:

$t_{sp}$  – temperatura początkowa spalin (na wlocie do wymiennika) [°C],

$t_{sk}$  – temperatura końcowa spalin (na wylocie z wymiennika) [°C],

$c_{sp}$  – ciepło właściwe spalin dla temperatury  $t_{sp}$  [J/(kg·K)],

$c_{sk}$  – ciepło właściwe spalin dla temperatury  $t_{sk}$  [J/(kg·K)],

$\dot{Q}_{s,w}$  – strumień ciepła pomiędzy spalinami a wodą [W].

Ciepło właściwe spalin w powyższym równaniu wyznaczane jest na podstawie ich składu, analogicznie jak opisano w równaniu 13.

Dla wyznaczenia strumienia masy wody chłodzącej wykorzystano równanie bilansowe (41):

$$\dot{m}_{wody} \cdot c_{wk} \cdot t_{wk} = \dot{m}_{wody} \cdot c_{wp} \cdot t_{wp} + \dot{Q}_{s,w} \quad (41)$$

gdzie:

$t_{wp}$  – temperatura początkowa wody (na wlocie do wymiennika) [°C],

$t_{wk}$  – temperatura końcowa wody (na wylocie z wymiennika) [°C],

$c_{wp}$  – ciepło właściwe wody dla temperatury  $t_{wp}$  [J/(kg·K)],

$c_{wk}$  – ciepło właściwe wody dla temperatury  $t_{wk}$  [J/(kg·K)],

$\dot{Q}_{s_w}$  – strumień ciepła pomiędzy spalinami a wodą [W].

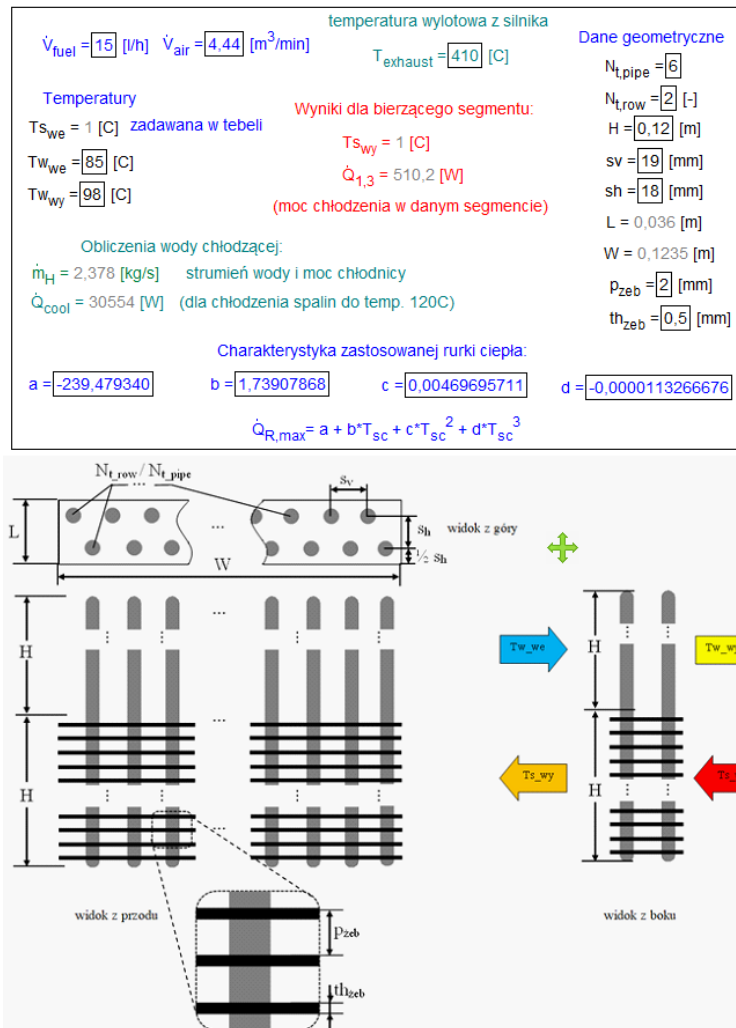
W równaniach (40) i (41) przyjęto uproszczenie polegające na pominięciu odpływu ciepła przez konstrukcję wymiennika do otoczenia.

### 6.3.3. Obliczenia z wykorzystaniem modelu

Model stanowi narzędzie służące do doboru wstępnej konstrukcji wymiennika, według przedstawionej koncepcji, dla dowolnego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym.

Do zdefiniowania parametrów modelu, służy okno przedstawione na rys. 38. Przed rozpoczęciem obliczeń należy podać:

- parametry dotyczące silnika spalinowego (w rozpatrywanym punkcie pracy): strumień paliwa, zapotrzebowanie na powietrze oraz maksymalną temperaturę spalin na wylocie z kolektora wydechowego,
- parametry definiujące sekcję wymiennika: liczbę rurek ciepła w rzędzie, liczbę rzędów, długość sekcji równą połowie długości rurki ciepła, siatkę rozmieszczenia rurek ciepła, grubość żeber oraz ich podziałkę,
- równanie opisujące strumień ciepła przepływający przez pojedynczą rurkę ciepła w zależności od temperatury gorącego końca,
- temperaturę na wlocie  $T_{w_{we}}$  oraz na wylocie  $T_{w_{wy}}$  sekcji chłodzącej.



Rys. 38. Widok okna do parametryzowania modelu wymiennika [45]

Podział całej konstrukcji wymiennika na moduły (z powodów opisanych w rozdziale 6.3.1) oraz sposób działania oprogramowania Engineering Equation Solver, wymagają iteracyjnego postępowania przy prowadzeniu obliczeń. W tym celu skorzystano z tabeli parametrów przygotowanej do przeprowadzenia iteracji – rys. 39 przedstawia przykład dla 8 iteracji. Wartości parametrów będące wynikiem obliczeń modelu prezentowane są w tabeli kolorem niebieskim, a wartości definiowane przez użytkownika kolorem czarnym.



	$T_{s_{we}}$ [C]	$T_{s_{wy}}$ [C]	$\dot{Q}_{s_w}$ [W]	$\dot{Q}_{tube}$ [W]	$\dot{Q}_{tube,max}$ [W]	$N_{tubes}$ [-]	$N_{tubes,rec}$ [%]	CO2 [%]	O2 [%]	N2 [%]	H2O [%]	$\lambda$	$\Delta P_c$ [Pa]
Run 1	410	330.4	8806	366.9	467	24	18.86	8.039	8.263	75.34	8.362	1.703	70.15
Run 2	330.4	270.2	6457	269.1	384.1	24	16.81	8.039	8.263	75.34	8.362	1.703	57.97
Run 3	270.2	226.1	4607	192	288.1	24	15.99	8.039	8.263	75.34	8.362	1.703	49.28
Run 4	226.1	194.3	3262	135.9	206	24	15.83	8.039	8.263	75.34	8.362	1.703	43.22
Run 5	194.3	171.4	2312	96.34	143	24	16.17	8.039	8.263	75.34	8.362	1.703	39.01
Run 6	171.4	155	1643	68.44	96.46	24	17.03	8.039	8.263	75.34	8.362	1.703	36.07
Run 7	155	143.2	1172	48.84	62.84	24	18.65	8.039	8.263	75.34	8.362	1.703	34.02
Run 8	143.2	134.7	838.8	34.95	38.62	24	21.72	8.039	8.263	75.34	8.362	1.703	32.56

Rys. 39. Widok okna z tabelą parametrów [45]

Dla pierwszej iteracji (Run1) temperatura  $T_{s_{we}}$ , będąca temperaturą spalin na wlocie do modułu wymiennika, definiowana jest w oknie przedstawionym na rys. 38. W tabeli, poza temperaturą spalin na wylocie z sekcji wymiennika  $T_{s_{wy}}$ , prezentowane są m.in. dane dotyczące wyznaczonego składu spalin ( $CO_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $H_2O$ ), współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ , maksymalnego strumienia ciepła możliwego do przeniesienia przez pojedynczą rurkę ciepła  $\dot{Q}_{tube,max}$ , strumienia ciepła przenieszonego przez rurkę ciepła dla danej geometrii ożebrowania  $\dot{Q}_{tube}$ , strumienia ciepła pomiędzy spalinami, a wodą  $\dot{Q}_{s_w}$  oraz spadku ciśnienia w segmencie  $\Delta P_c$  (wyznaczanego przez funkcję DuctFlow).

#### 6.3.4. Wyniki obliczeń z wykorzystaniem opracowanego modelu

Z wykorzystaniem modelu matematycznego przeprowadzono obliczenia dla jednostki napędowej BF4M 1013M dla dwóch trybów pracy silnika:

- największego momentu obrotowego na wale silnika – Tryb 1,
- maksymalnej mocy – Tryb 2.

Obliczenia przeprowadzono w oparciu o dane katalogowe producenta [15] zestawione w tabeli 12.

#### Parametry pracy silnika BF4M 1013M dla wybranych trybów pracy [15]

Tabela 12.

Tryb	Moment na wale silnika	Moc na wale silnika	Zużycie paliwa	Zużycie powietrza	Temperatura spalin
	[Nm]	[kW]	[dm <sup>3</sup> /h]	[m <sup>3</sup> /min]	[°C]
Tryb 1	382	60	15	4,44	410
Tryb 2	336	81	22	8,64	350

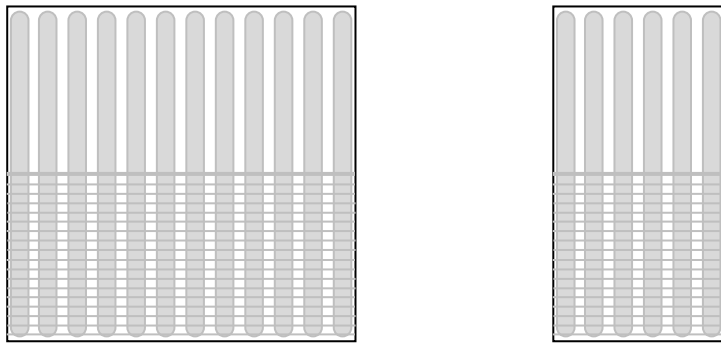
Do obliczeń przyjęto temperaturę spalin podawaną przez producenta. Wynikało to z następujących przesłanek:

- w praktyce, zawsze pomiędzy wylotem spalin z turbosprężarki a wymiennikiem, występuje odcinek rurowy z płaszczem wodnym, w którym następuje wstępne obniżenie temperatury,
- w przeprowadzonych badaniach identyfikacyjnych, na wlocie wymiennika ciepła, temperatura spalin była niższa niż temperatura spalin przyjęta do obliczeń. Były to odpowiednio wartości: 376°C dla Trybu 1 i 327°C dla Trybu 2.

Na podstawie założonej koncepcji wymiennika ciepła i przeprowadzonych badań z wykorzystaniem modelu, dobrano parametry geometryczne pojedynczego modułu wymiennika. Dla zwiększenia dokładności obliczeń modelu przyjęto, że jeden moduł składa się z dwóch rzędów rurek ciepła. Dobór liczby rurek ciepła w jednym rzędzie oraz siatki rozmieszczenia rurek przeprowadzono tak, aby powierzchnia żeber była jak najskuteczniej wykorzystywana w stosunku do zastosowanych rurek ciepła. Przez najskuteczniejsze wykorzystanie powierzchni żeber rozumie się takie rozmieszczenie rurek ciepła oraz ich liczbę w module, dla którego przepływający strumień ciepła jest jak najbliższy maksymalnemu teoretycznemu strumieniowi jaki może zostać przeniesiony przez rurki ciepła.

Rozważania przeprowadzono dla następujących wariantów (rys. 40):

- przekrój poprzeczny całego wymiennika, zbliżony był do kwadratu,
- przekrój poprzeczny sekcji spalin i sekcji wody zbliżony był do kwadratu.



Rys. 40. Rozpatrywane warianty parametrów geometrycznych przekroju poprzecznego wymiennika [45]

Pierwszy z powyższych wariantów umożliwia zwiększenie liczby rurek ciepła w pojedynczym rzędzie co skutkuje tym, że długość całego wymiennika jest mniejsza. Wadą takiego rozwiązania jest nierównomierny przepływ medium w poszczególnych sekcjach – ze względu na doprowadzenie mediów rurociągiem o przekroju kołowym, znacząca rozbieżność wymiarów poprzecznych powoduje, że prędkość przepływu mediów jest większa w centralnej części sekcji niż na obrzeżach. Można uniknąć powyższego zjawiska poprzez zmianę rozmieszczenia gęstości rurek ciepła w rzędzie. Jednak takie rozwiązanie może zwiększać trudność podczas produkcji.

Drugi z rozpatrywanych wariantów, ze względu na symetryczność wymiarów poszczególnych sekcji znacząco wyrównuje prędkość przepływu mediów dostarczanych do wymiennika symetrycznym rurociągiem. Takie rozwiązanie, ze względu na znaczące ograniczenie liczby rurek w rzędzie, jak również szerokości żeber powoduje, że długość całego wymiennika znacząco się zwiększa w stosunku do wariantu pierwszego.

W rozważanych wariantach przeprowadzono również obliczenia w zależności od gęstości ożebrowania (Wariant 3 oparty jest na kształcie Wariantu 2, ale o innej podziałce ożebrowania). Ostatecznie analizowano parametry geometryczne wymiennika opisane wielkościami zestawionymi w tabeli 13.

#### Rozpatrywane konfiguracje sekcji wymiennika

Tabela 13.

Wariant	Liczba rzędów rurek ciepła w sekcji, $N_{t\_row}$	Liczba rurek ciepła w rzędzie, $N_{t\_pipe}$	Podziałka rurek ciepła		Podziałka ożebrowania $p_{zeb}$	Grubość żebra $th_{zeb}$
			pionowa $S_v$	pozioma $S_h$		
[-]	[szt.]	[szt.]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Wariant 1	2	12	20	20	2	0,5
Wariant 2	2	6	19	18	2	0,5
Wariant 3	2	6	19	18	3	0,5

Wynik obliczeń symulacyjnych dla powyższych wariantów wymiarów geometrycznych sekcji wymiennika i poszczególnych trybów pracy silnika, przedstawiono w tabelach 14 do 16.

**Wyniki obliczeń dla geometrii sekcji wymiennika w Wariancie 1**

Tabela 14.

Moduł wymiennika	Tryb 1			Tryb 2		
	$t_{sp}$	$t_{sk}$	$\dot{Q}_{S,W}$	$t_{sp}$	$t_{sk}$	$\dot{Q}_{S,W}$
	[°C]	[°C]	[W]	[°C]	[°C]	[W]
1	410,0	330,4	8806	350,0	312,2	7820
2	330,4	270,2	6457	312,2	279,8	6587
3	270,2	226,1	4607	279,8	252,4	5501
4	226,1	194,3	3262	252,4	229,3	4573
5	194,3	171,4	2312	229,3	210,0	3792
6	171,4	155,0	1643	210,0	193,8	3143
7	155,0	143,2	1172	193,8	180,3	2602
8	143,2	134,7	838,8	180,3	169,1	2156
9	Brak konieczności stosowania większej ilości modułów dla Trybu 1			169,1	159,7	1789
10				159,7	151,9	1484
11				151,9	145,4	1232
12				145,4	140,0	1024

## Wyniki obliczeń dla geometrii sekcji wymiennika w Wariancie 2

Tabela 15.

Modul wymennika	Tryb 1			Tryb 2		
	$t_{sp}$	$t_{sk}$	$\dot{Q}_{S,W}$	$t_{sp}$	$t_{sk}$	$\dot{Q}_{S,W}$
	[°C]	[°C]	[W]	[°C]	[°C]	[W]
1	410,0	367,3	4769	350,0	329,7	350,0
2	367,3	329,5	4142	329,7	310,9	329,7
3	329,5	296,7	3542	310,9	293,5	310,9
4	296,7	268,5	3001	293,5	277,5	293,5
5	268,5	244,4	2530	277,5	262,8	277,5
6	244,4	223,9	2125	262,8	249,3	262,8
7	223,9	206,6	1783	249,3	237,0	249,3
8	206,6	191,9	1496	237,0	225,7	237,0
9	191,9	179,5	1254	225,7	215,4	225,7
10	179,5	169,1	1051	215,4	206,0	215,4
11	169,1	160,3	883	206,0	197,5	206,0
12	160,3	152,9	742	197,5	189,7	197,5
13	152,9	146,6	624	189,7	182,6	189,7
14	146,6	141,3	524	182,6	176,2	182,6
15	141,3	136,8	441	176,2	170,4	176,2
16	Brak konieczności stosowania większej ilości modułów dla Trybu 1			170,4	165,1	170,4
17				165,1	160,3	165,1
18				160,3	155,9	160,3
19				155,9	151,9	155,9
20				151,9	148,3	151,9
21				148,3	145,0	148,3
22				145,0	142,0	145,0
23				142,0	139,3	142,0

## Wyniki obliczeń dla geometrii sekcji wymiennika w Wariancie 3

Tabela 16.

Moduł wymiennika	Tryb 1			Tryb 2		
	$t_{sp}$	$t_{sk}$	$\dot{Q}_{s,w}$	$t_{sp}$	$t_{sk}$	$\dot{Q}_{s,w}$
	[°C]	[°C]	[W]	[°C]	[°C]	[W]
1	410,0	372,5	4187	350,0	331,7	3792
2	372,5	339,2	3660	331,7	314,7	3504
3	339,2	309,9	3180	314,7	298,9	3232
4	309,9	284,2	2752	298,9	284,3	2960
5	284,2	261,7	2377	284,3	270,9	2708
6	261,7	242,1	2050	270,9	258,5	2477
7	242,1	225,1	1767	258,5	247,1	2264
8	225,1	210,3	1524	247,1	236,7	2069
9	210,3	197,4	1314	236,7	227,1	1894
10	197,4	186,2	1133	227,1	218,3	1733
11	186,2	176,5	978	218,3	210,2	1587
12	176,5	168,1	845	210,2	202,7	1453
13	168,1	160,8	730	202,7	195,8	1331
14	160,1	153,9	622	195,8	189,5	1220
15	153,9	148,5	539	189,5	183,7	1120
16	148,5	143,8	466	183,7	178,4	1028
17	143,8	139,7	404	178,4	173,5	946
18	Brak konieczności stosowania większej ilości modułów dla Trybu 1			173,5	169,0	870
19				169,0	164,8	801
20				164,8	160,9	737
21				160,9	157,3	678
22				157,3	154,0	625
23				154,0	151,0	576
24				151,0	148,2	532
25				148,2	145,6	491
26				145,6	143,2	453
27				143,2	141,0	418
28				141,0	138,9	386,9

Z punktu widzenia ilości ciepła koniecznego do odebrania ze spalin, w celu obniżenia temperatury poniżej wymaganej wartości 150°C, najbardziej niekorzystnym jest Tryb 2 pracy silnika (tryb maksymalnej mocy silnika). Dla zachowania pewnego marginesu bezpieczeństwa, w powyższych analizach, obliczenia przeprowadzono do momentu osiągnięcia temperatury spalin ~140°C.

Wyznaczony z równania bilansowego 41, strumień masy wody chłodzącej, konieczny do obniżenia temperatury spalin do 140°C wynosi dla poszczególnych trybów:

- 1,17 kg/s dla Trybu 1,
- 1,71 kg/s dla Trybu 2.

### 6.3.5. Podsumowanie obliczeń wymiennika uzyskanych z wykorzystaniem modelu

Ostateczne wymiary wymiennika oraz potrzebna liczba rurek ciepła, wynika z liczby sekcji niezbędnych do ochłodzenia spalin silnika pracującego z maksymalnym obciążeniem. Biorąc to pod uwagę oraz rozpatrywane warianty sekcji wymiennika, wyznaczone końcowe parametry graniczne wymiennika przedstawiono w tabeli 17.

#### Końcowe parametry wymiennika dla poszczególnych wariantów

Tabela 17.

Wariant	Wymiary geometryczne <sup>1)</sup>			Liczba rurek ciepła	T <sub>wyjściowa dla Trybu 2</sub>
	Szerokość	Wysokość	Długość		
	[mm]	[mm]	[mm]	[szt.]	[°C]
Wariant 1	250	250	480	288	139,3
Wariant 2	123	250	828	276	140,0
Wariant 3	123	250	1008	336	138,9

<sup>1)</sup> – wymiary wewnętrzne wymiennika

Poszczególne warianty wymiarów geometrycznych pokazują możliwość zbudowania wymiennika o dość kompaktowych wymiarach. W najgorszym z rozpatrywanych przypadków długość wymiennika wynosi 1008 mm, a uwzględniając jego małe wymiary przekroju poprzecznego, nadal ma niewielkie rozmiary w stosunku do istniejących rozwiązań.

Różnica liczby rurek ciepła pomiędzy Wariantem 1 a 2 nie jest istotna i w zasadzie pomijalna z punktu widzenia kosztów produkcji. Ze względu na przyjęte uproszczenia w modelu (model zakłada wyrównany, uśredniony profil prędkości w całym przekroju wymiennika) dla Wariantu 1 można spodziewać się wyników gorszych aniżeli przedstawione powyżej.

W zakresie temperatury poniżej 200°C wydajność rurki ciepła znacząco się zmniejsza, co przekłada się, na coraz mniejszą skuteczność schładzania spalin w końcowych modułach. Analizy przeprowadzono z założeniem, że temperaturę spalin należy obniżyć do 140°C, co stanowi zapas 10°C w stosunku do wymagań normatywnych [55]. Takie obniżenie temperatury wymagało użycia czterech modułów rurek ciepła, co przełożyło się w Wariancie 2 na długość 144 mm wymiennika. O taki wymiar, wymiennik byłby krótszy przy założeniu obniżenia temperatury do 150°C.

Model, w trakcie obliczeń, na podstawie charakterystyki wyznaczonej dla pojedynczej rurki ciepła oraz założenia, że temperatura gorącego końca rurki jest mniejsza od temperatury spalin o 10°C, wyznacza teoretyczną maksymalną moc, możliwą do przeniesienia przez rurkę ciepła  $\dot{Q}_{tube\ max}$ . Praktyczna moc przenoszona przez rurki w poszczególnych modułach wymiennika  $\dot{Q}_{tube}$ , jest mniejsza aniżeli możliwości rurek ciepła  $\dot{Q}_{tube\ max}$ . Powodem takiej sytuacji jest ograniczone odbieranie ciepła ze spalin przez ożebrowanie. Dowodem tego jest porównanie wyników dla Wariantu 2 i 3. W Wariancie 2, gdzie zagęszczenie ożebrowania jest większe, wymiennik charakteryzuje się większą sprawnością w stosunku do Wariantu 3, pomimo takiej samej podziałki rurek ciepła. Wynika to z wielkości powierzchni, która przejmuje ciepło ze spalin (większa liczba żeber jest równa większej powierzchni przejmującej ciepło), jak również z prędkości przepływających spalin w kanałach międzyżebrowych. Przekłada się to na współczynnik wnikania ciepła (węższe kanały powodują większą prędkość przepływu spalin, z czego wynika większy współczynnik wnikania ciepła).

Porównanie powyższych strumieni oraz uwzględnienie spadku ciśnienia w całym wymienniku (suma spadku ciśnienia na wszystkich modułach) stanowi



pomoc w dobieraniu wymiarów geometrycznych ożebrowania i pozwala zoptymalizować wymiennik.

W analizowanych rozważaniach, dla żeber o grubości 0,5 mm jako optymalną podziałkę przyjęto 2 mm (odstęp między żebrami = 1,5 mm). Podziałka taka pozwala osiągnąć optymalne parametry wymiennika przy zachowaniu dopuszczalnego spadku ciśnienia w wymienniku. Przy pracy silnika w trybie 2 dla Wariantu 2 spadek ciśnienia wynosi ok. 5,04 kPa, a dla Wariantu 3 około 2,06 kPa. Mimo istotnej różnicy dla obu rozwiązań, spadek ciśnienia dla Wariantu 2 jest znacząco mniejszy od wartości dopuszczonej przez producenta analizowanego silnika, która wynosi 7,5 kPa.

## **6.4. Model CFD wymiennika z rurkami ciepła**

### **6.4.1. Cel modelowania CFD**

Modelowanie oraz analiza CFD pozwala na dostarczenie wiarygodnych wyników w przypadku wielu zagadnień projektowych. Oprogramowanie wykorzystywane do tego typu prac, pozwala na trójwymiarowe modelowanie analizowanych rozwiązań, a dostępność profesjonalnych narzędzi w połączeniu z właściwym ich użyciem, gwarantuje rzetelność uzyskiwanych wyników. Uwzględniając powyższe oraz uproszczony charakter jednowymiarowego modelu analizowanego w badaniach symulacyjnych, analizy CFD przeprowadzono w celu:

- weryfikacji jednowymiarowego modelu matematycznego wymiennika opartego na rurkach ciepła,
- wykrycia potencjalnych problemów z nierównomiernymi warunkami przepływu i wymiany ciepła, a także gorących punktów, które mogą mieć wpływ na zmniejszenie wydajności rurek ciepła,
- wykrycia innych problemów konstrukcyjnych (np. erozje).

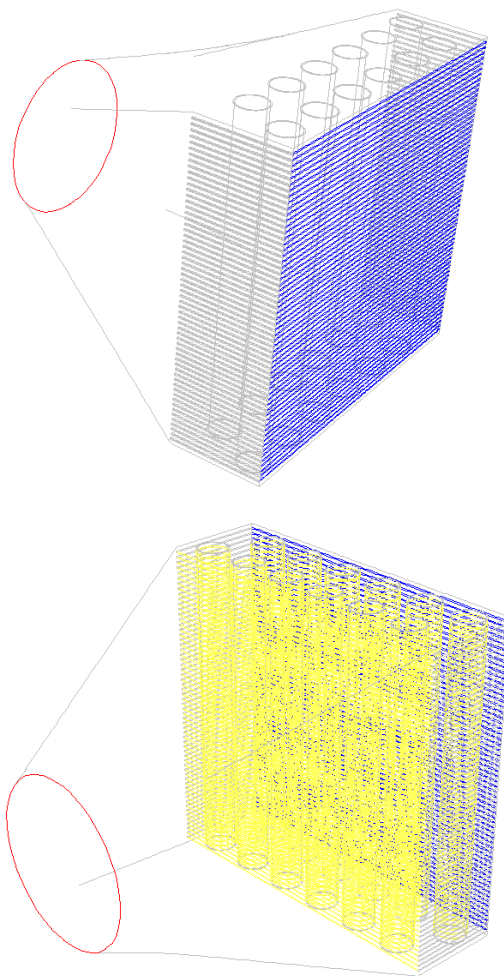
Ze względu na trójwymiarowy charakter oraz złożoność obliczeń termodynamicznych, analizy CFD są bardzo czasochłonne. Z tego względu jedną z metod analizowania konstrukcji metodą CFD, jest modelowanie fragmentów, które są najistotniejsze lub najbardziej problematyczne.

W związku z powyższym stworzony model CFD:

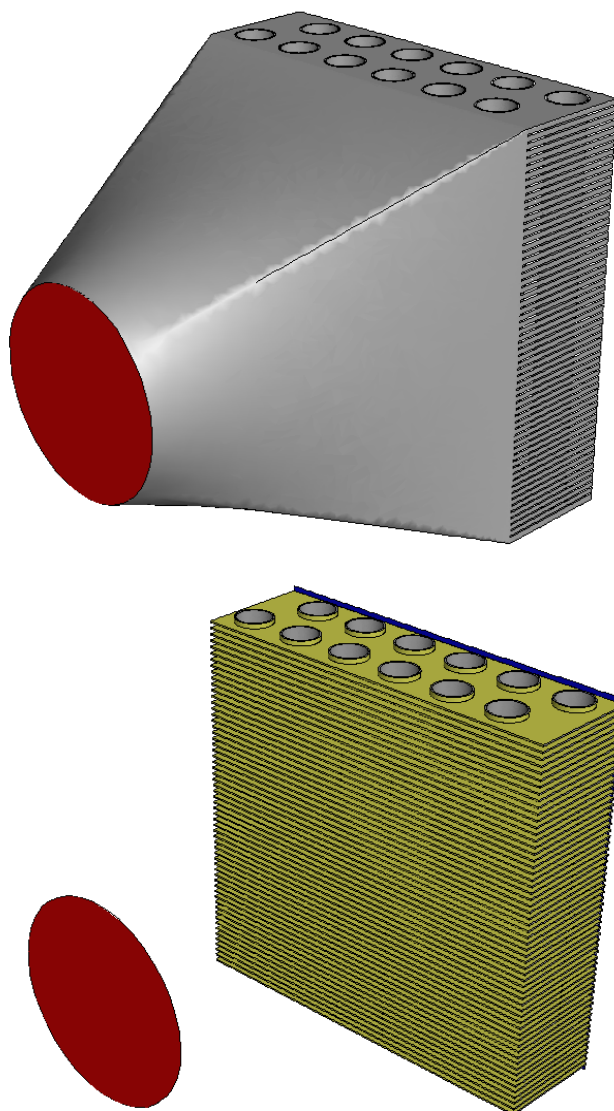
- koncentruje się na sekcji spalin proponowanego wymiennika ciepła i uwzględnia przepływ spalin z silnika przez żebrowaną sekcję wymiennika z rurkami ciepła do wylotu z wymiennika,
- uwzględnia pojedynczy, pierwszy moduł wymiennika ciepła.

### 6.4.2. Opis modelu CFD

Model geometryczny analizowanego układu przedstawiono na rys. 41. Model zawiera blok żeber zabudowany na rurkach ciepła (rys. 42) i kończy się na wewnętrznej powierzchni metalowej powłoki bezpośrednio stykającej się z powierzchnią rurek ciepła. Jest to najbardziej problematyczna część proponowanego wymiennika ciepła, stąd w niniejszej analizie skupiono się właśnie na niej.



Rys. 41. Rozpatrywany wariant geometrii przekroju poprzecznego wymiennika [45]



Rys. 42. Blok żeber sekcji spalin zabudowany na rurkach ciepła [45]

Wymiary wymiennika przyjęto na podstawie wstępnych obliczeń z wykorzystaniem jednowymiarowego modelu matematycznego opisywanego w rozdziale 6.3. W analizach CFD rozpatrywano Wariant 2 proponowanej geometrii wymiennika ciepła. Oparty jest on na modułach zbudowanych z dwunastu rurek ciepła ułożonych w dwóch rzędach, po sześć w każdym rzędzie.

Rurki ciepła wbudowane są w blok żeber o grubości 0,5 mm oddzielonych 1,5 mm szczelinami. W analizie CFD zaproponowano oraz uwzględniono w obliczeniach stożek wlotowy stanowiący połączenie pomiędzy kołowym przekrojem przewodu doprowadzającego spaliny do wymiennika, a sekcją spalin wymiennika o przekroju kwadratowym, odpowiadający za prawidłowe rozprowadzenie spalin w tej sekcji wymiennika. Średnica otworu dolotowego stożka wynosi 60 mm, jego podstawa oparta jest na kwadracie o boku długości 123 mm, a długość stożka wynosi 200 mm.

W rozpatrywanym modelu przyjęto następujące warunki brzegowe:

- temperatura otoczenia  $T_{am} = 25^{\circ}\text{C}$ ,
- różnica ciśnienia na powierzchni wylotowej modułu wymiennika w stosunku do ciśnienia otoczenia  $p_{am} = 0 \text{ Pa}$ ,
- doskonała izolacja ścian zewnętrznych, co oznacza, że transfer ciepła do otoczenia jest równy 0. Odpowiada to matematycznemu modelowi jednowymiarowemu opisywanemu w rozdziale 6.3 i jest również klasycznym podejściem, w którym spaliny nie są schładzane przez zewnętrzne ścianki wymiennika.

Przyjęto dwa tryby przepływu spalin rozpatrywane w rozdziale 6.3 tj.:

- Tryb 1: masowy przepływ spalin na wlocie turbosprężarki: 0,09 kg/s, normalny do wlotu, rozkład równomierny, temperatura równa  $410^{\circ}\text{C}$ ,
- Tryb 2: masowy przepływ spalin na wlocie turbosprężarki: 0,173 kg/s, normalny do wlotu, rozkład równomierny, temperatura równa  $350^{\circ}\text{C}$ .

Model został opracowany w środowisku Ansys-Fluent, ale bazuje na ogólnej metodzie objętości skończonych (FVM), która pozwala na opracowanie symulacji procesów wymiany ciepła i przepływu z wykorzystaniem różnych kodów FVM.

Przenikanie ciepła w częściach stałych modelu (metalowych rurkach i żebrach) jest analizowane za pomocą równania energii w postaci:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla \cdot (v\rho h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (42)$$

Rozwiązanie obszaru płynu bazuje na równaniu ciągłości (43), równaniu zachowania pędu (44) i równaniu energii (45) [3]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v_r) = 0 \quad (43)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \nabla \cdot (\rho v_r v) + \rho[\omega \times (v - v_r)] = -\nabla p + \nabla \bar{v} + \rho g \quad (44)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla \cdot (\rho v_r h + p u_r) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T + \bar{v}) \cdot v + S_h + S_{rad} \quad (45)$$

Do modelowania turbulencji w płynie wykorzystano model  $k - \varepsilon$  [67], który można wyrazić układem równań turbulentnej energii kinetycznej  $k$  (równanie 46) oraz rozpraszania  $\varepsilon$  (równanie 47).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho v k) - \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] = G_k + G_b - \rho \quad (46)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho v \varepsilon) - \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] \\ = C_1 \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_3 G_b) - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (47)$$

gdzie:  $\mu_t$  oznacza lepkość turbulentną (poszukiwaną w modelu):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (48)$$

Człony źródłowe  $G_k$  reprezentują generowanie energii kinetycznej turbulencji ze względu na średnie gradienty prędkości,  $G_b$  jest to generowanie energii kinetycznej turbulencji z powodu wyporu.  $C_1, C_2, C_\mu, \sigma_k$  i  $\sigma_\varepsilon$  są stałymi [20].

Radiacyjny przepływ ciepła dla całej domeny obliczeniowej wyznaczono przy użyciu schematu objętości skończonych modelu promieniowania (DO), zaproponowanego dla siatek niestrukturalnych przez Murthy'ego i Mathura [27]. Model promieniowania rozwiązuje równanie transferu promieniowania dla skończonej liczby dyskretnych kątów bryłowych (49), z których każdy jest powiązany z kierunkiem wektora  $s$  ustalonym w globalnym układzie kartezjańskim.

$$\nabla \cdot (I(r, s)s) + aI(r, s) = a \frac{\sigma T^4}{\pi} \quad (49)$$

gdzie:

$I$  – intensywność radiacji,

$s$  – wektor kierunku,

$a$  – współczynnik absorpcji, w analizie pominięto człony rozpraszające,

$\sigma$  – stała Stefana-Boltzmana.

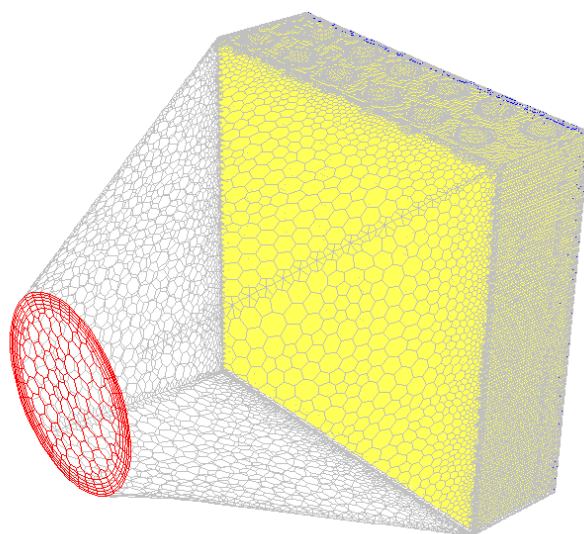
Dla każdego kierunku, równanie transferu promieniowania jest całkowane przez objętość kontrolną w celu uzyskania członu źródła promieniowania w równaniu energii (45). Radiacyjne strumienie ciepła na powierzchniach ścian pełnych obliczono jak dla szarych ścian rozpraszających:

$$\dot{q} = (1 - \epsilon) \int I_{in} S \, d\Omega + \epsilon \sigma T_w^4 \quad (50)$$

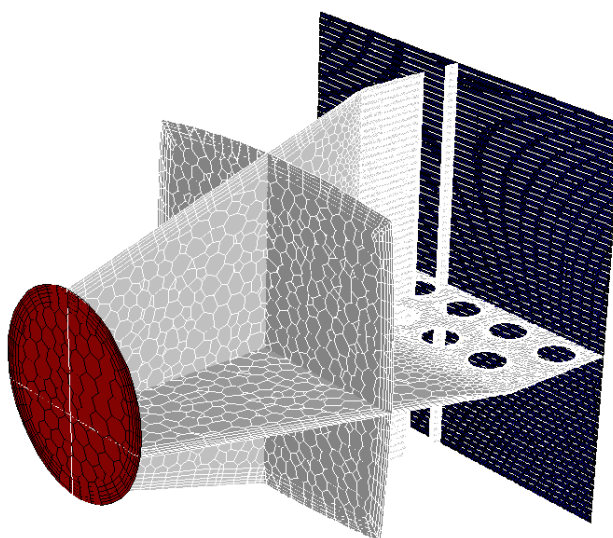
gdzie:

$\epsilon$  – współczynnik emisyjności powierzchni.

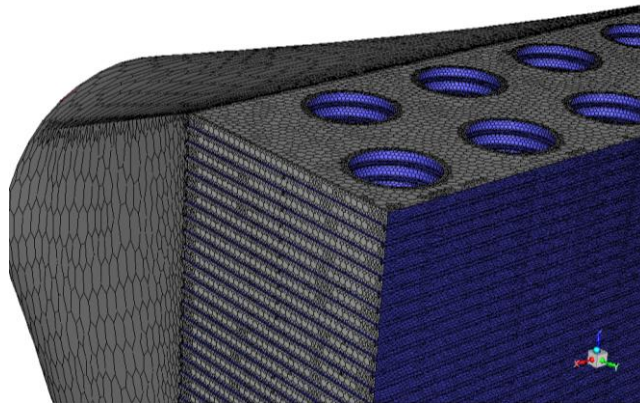
DO to popularny i elastyczny model, dostępny w większości oprogramowania FVM. Teoria metody DO jest omówiono w [27]. Model został wybrany ze względu na jego zdolność do objęcia szerokiego zakresu grubości optycznych, od promieniowania powierzchniowego po promieniowanie uczestniczące w gazach promieniujących, takich jak gazy spalinowe. Objętość modelu geometrycznego podzielono na 10 milionów komórek. Do obliczeń wykorzystano stacjonarną siatkę wielościenną niestrukturalną, jak pokazano na rys. 43 do rys. 45. Ten typ siatki pozwala na uproszczenie procesu tworzenia siatki w porównaniu do siatki strukturalnej o rozsądnym upakowaniu objętości przy ograniczonej liczbie komórek. Ze względu na spodziewane znaczne różnice gradientów temperatury i prędkości przepływu spalin w domenie obliczeń, wymagana była odpowiednia adaptacja siatki. Dostępne oprogramowanie CFD nie pozwala na automatyczną adaptację siatki wielościennej podczas obliczeń, dlatego siatka musiała zostać przygotowana w oparciu o wstępne obliczenia i zewnętrzną iteracyjną korekcję siatki. Na każdym etapie podwajano gęstość oczek, aż do ustabilizowania się rozkładu temperatury wzdłuż metalowych części pomiędzy iteracjami. Oczekuje się, że przygotowana siatka może być wykorzystywana w szerszym zakresie przypadków w podobnych warunkach termicznych. W przypadku modeli o znacznych różnicach w gęstości siatki, przy stosunkowo dużych objętościach, o ile możliwe jest wykonanie preadaptacji siatki poza obliczeniami, korzyść z zastosowania tego typu oczek wydaje się przeważać, zwłaszcza ze strony kosztów obliczeń.



Rys. 43. Siatka numeryczna stożka dolotowego oraz pierwszego modułu wymiennika [45]



Rys. 44. Siatka numeryczna z przekrojami poprzecznymi i wzdłużnymi [45]

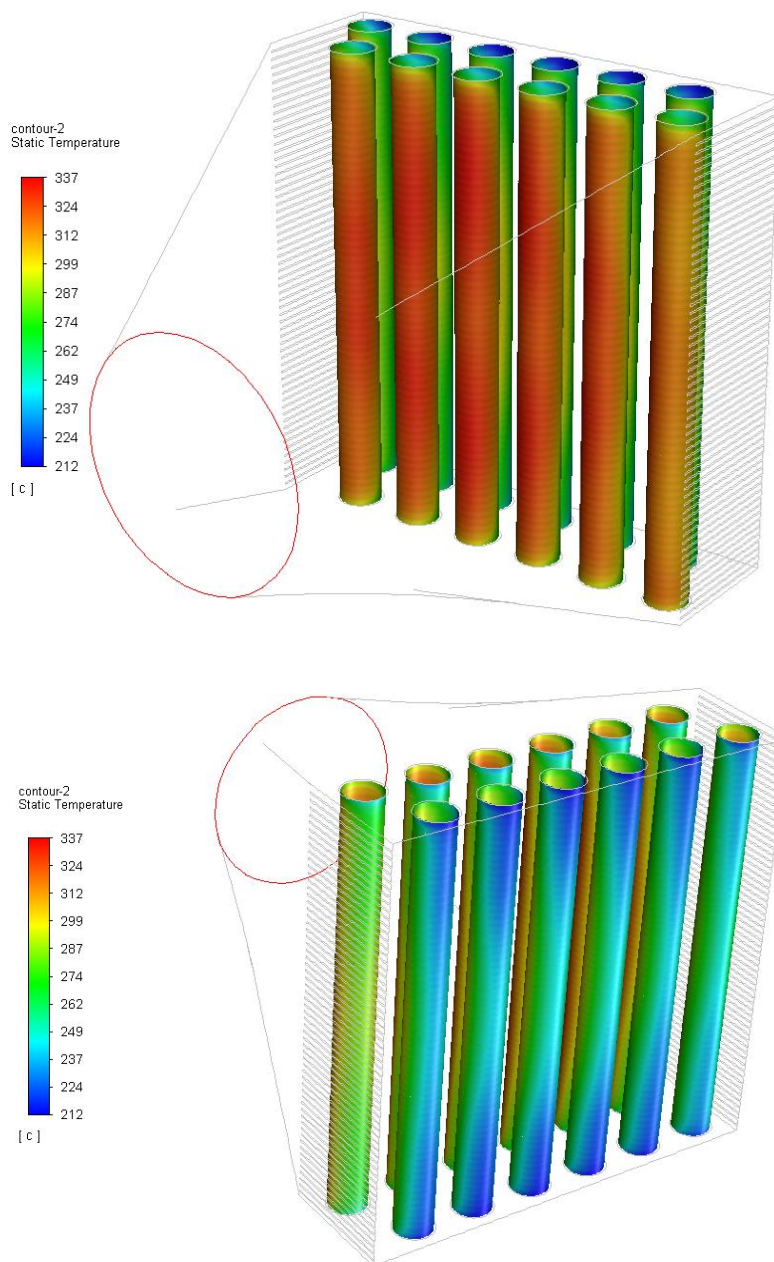


Rys. 45. Siatka numeryczna bloku żeber [45]

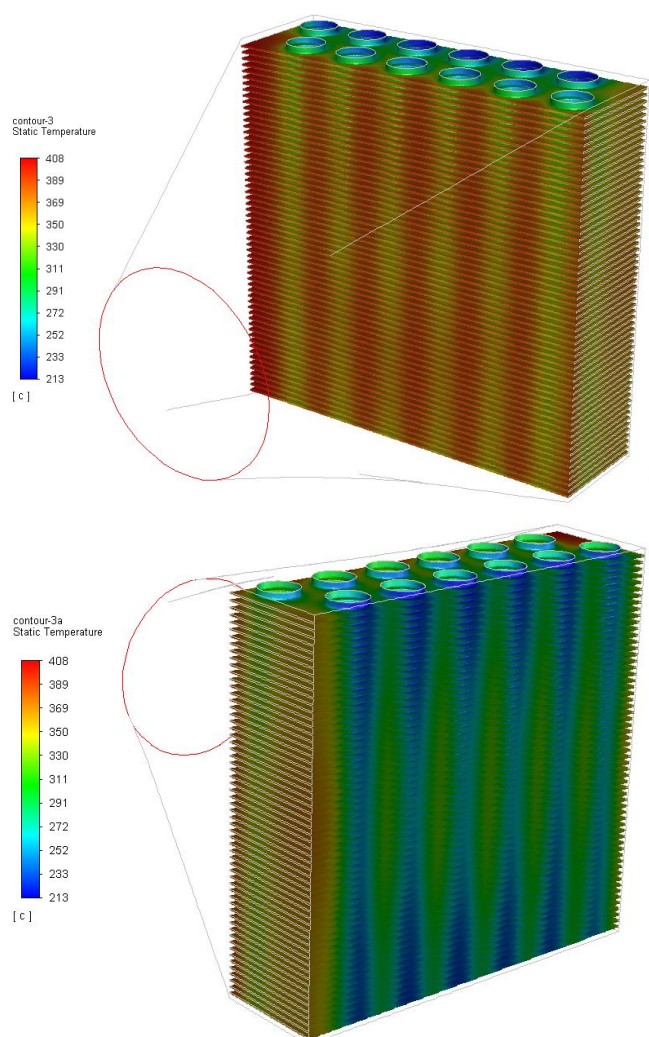
### 6.4.3. Analiza wyników

Głównym celem obliczeń CFD było pole temperatury w elementach konstrukcyjnych wymiennika ciepła (rys. 46 i rys. 47) oraz skuteczność chłodzenia spalin (rys. 48 i rys. 49). Symulacja 3D CFD w odróżnieniu od jednowymiarowego modelu matematycznego pozwala uwzględnić więcej szczegółów związanych z przepływem płynu i przenoszeniem ciepła w rzeczywistej, złożonej geometrii oraz pozwala na weryfikację konwekcyjnego przepływu ciepła pomiędzy spalinami, a ożebrowanym blokiem rurek ciepłych. Modele jednowymiarowe pozwalają jedynie na średnie obliczenia dla całej geometrii, podczas gdy symulacja 3D CFD może zidentyfikować szczegółowe pole strumienia ciepła na powierzchni rurek ciepła (rys. 50). Ważną rolę w procesie projektowania, zwłaszcza ze względu na erozję, odgrywają również wyniki dla linii prądu (rys. 48) oraz pola prędkości wewnątrz wymiennika (rys. 51).

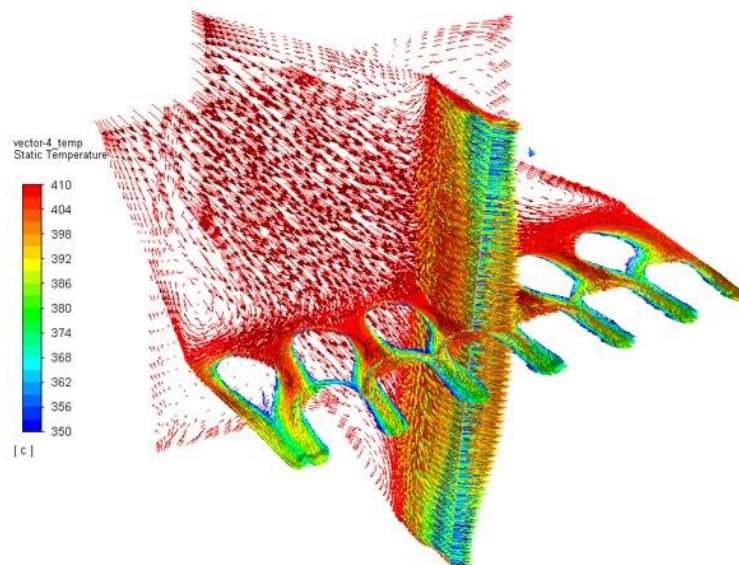




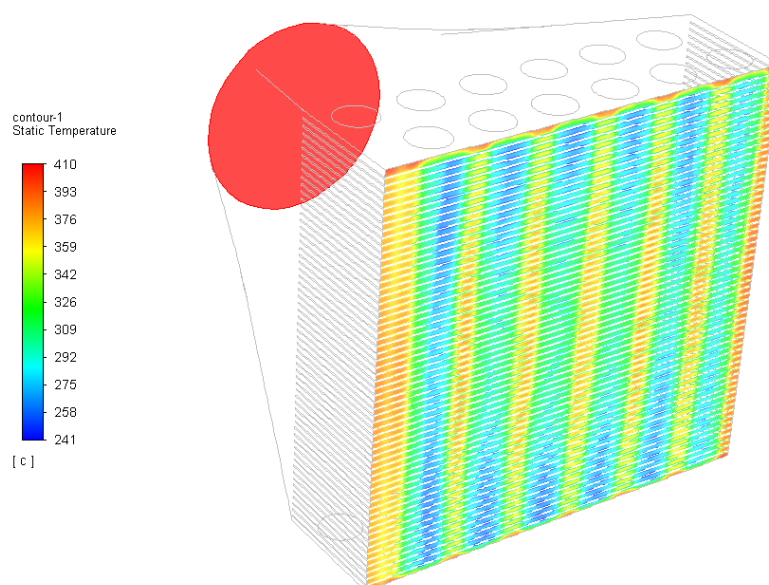
Rys. 46. Pole temperatury na powierzchniach rurek ciepła dla Trybu 1 [45]



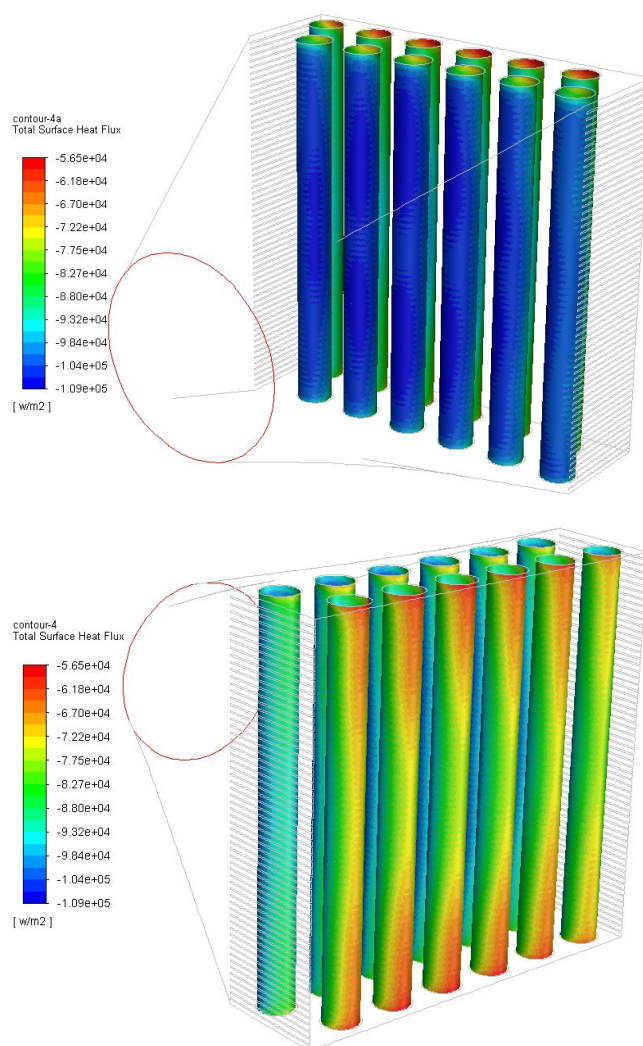
Rys. 47. Pole temperatury na bloku żeber rurek ciepła dla Trybu 1 [45]



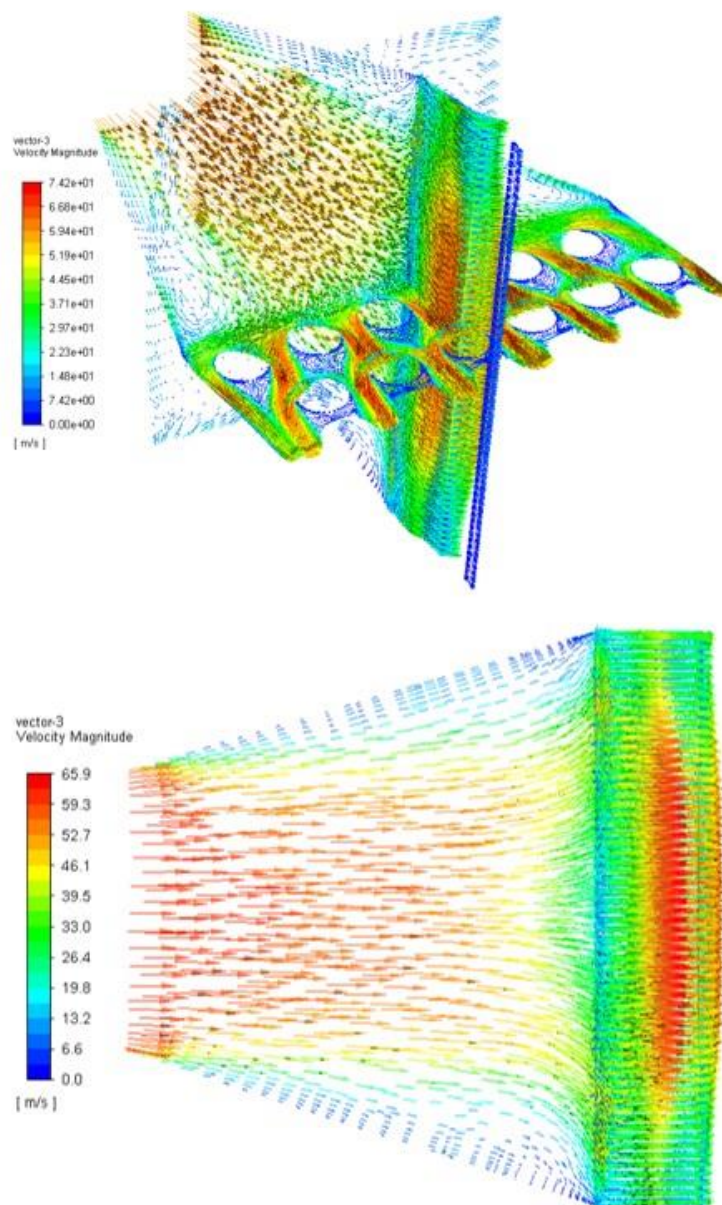
Rys. 48. Temperatura i schemat przepływu spalin wewnątrz sekcji wymiennika ciepła dla Trybu 1 [45]



Rys. 49. Pole temperatury spalin na wlocie i wylocie w sekcji wymiennika ciepła dla Trybu 1 [45]



Rys. 50. Strumień ciepła na powierzchni rurek ciepła dla Trybu 1 [45]



Rys. 51. Pole prędkości spalin wewnątrz sekcji wymiennika ciepła dla Trybu 1 [45]

Prezentowane rysunki analizy CFD, przedstawiają wyniki obliczeń przeprowadzone dla Trybu 1 pracy silnika. W tabeli 18 i tabeli 19 przedstawiono wyniki obliczeń temperatury spalin, odpowiednio dla Trybu 1 i Trybu 2, na wylocie poszczególnych modułów wymiennika. Powyższe dane zobrazowano w formie wykresu odpowiednio na rys. 52 oraz rys. 53.

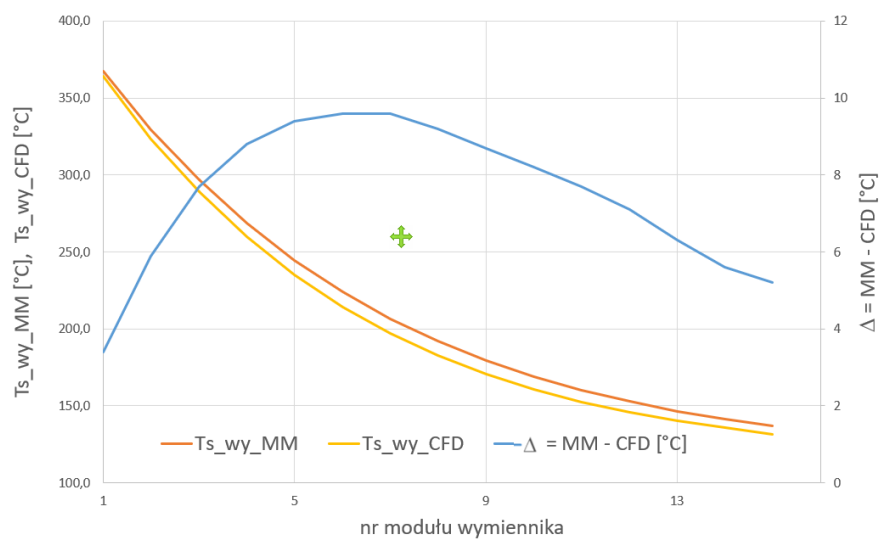
W tabelach oraz na wykresach przyjęto następujące oznaczenia:

- $T_{s\_we}$  – temperatura spalin na wlocie danego modułu wymiennika,
- $T_{s\_wy\_MM}$  – temperatura spalin na wylocie danego modułu wymiennika uzyskana z wykorzystaniem modelu matematycznego,
- $T_{s\_wy\_CFD}$  – temperatura spalin na wylocie danego modułu wymiennika uzyskana z wykorzystaniem analizy CFD.

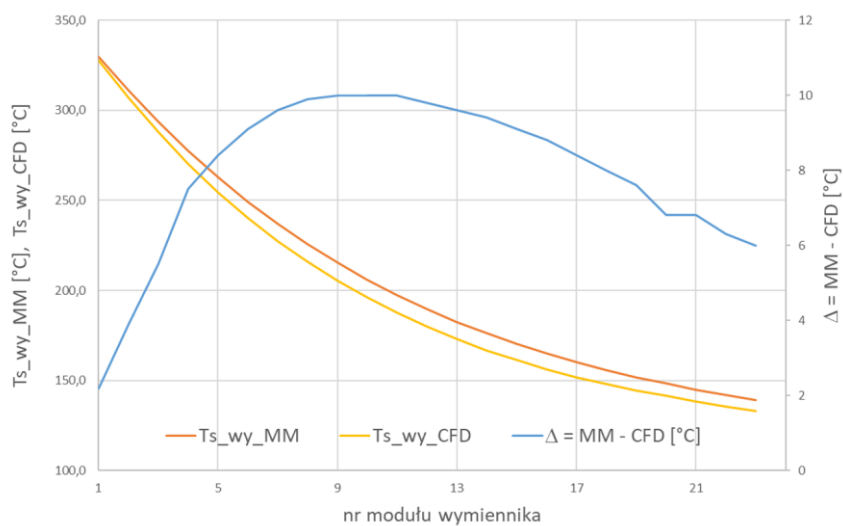
**Porównanie wyników uzyskanych na drodze obliczeń modelu matematycznego oraz analizy CFD dla Trybu 1 pracy silnika**

Tabela 18.

Moduł wymiennika	Model Matematyczny		Model CFD		$\Delta$	
	$T_{s\_we}$	$T_{s\_wy\_MM}$	$T_{s\_we}$	$T_{s\_wy\_CFD}$	$T_{s\_wy\_MM} - T_{s\_wy\_CFD}$	
-	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	% MM
1	410,0	367,3	410,0	363,9	3,4	0,9
2	367,3	329,5	363,9	323,6	5,9	1,8
3	329,5	296,7	323,6	289,0	7,7	2,6
4	296,7	268,5	289,0	259,7	8,8	3,3
5	268,5	244,4	259,7	235,0	9,4	3,8
6	244,4	223,9	235,0	214,3	9,6	4,3
7	223,9	206,6	214,3	197,0	9,6	4,6
8	206,6	191,9	197,0	182,7	9,2	4,8
9	191,9	179,5	182,7	170,8	8,7	4,8
10	179,5	169,1	170,8	160,9	8,2	4,8
11	169,1	160,3	160,9	152,6	7,7	4,8
12	160,3	152,9	152,6	145,8	7,1	4,6
13	152,9	146,6	145,8	140,3	6,3	4,3
14	146,6	141,3	140,3	135,7	5,6	4,0
15	141,3	136,8	135,7	131,6	5,2	3,8



Rys. 52. Porównanie wyników uzyskanych na drodze obliczeń modelu matematycznego oraz analizy CFD dla Trybu 1 pracy silnika [45]



Rys. 53. Porównanie wyników uzyskanych na drodze obliczeń modelu matematycznego oraz analizy CFD dla Trybu 2 pracy silnika [45]

**Porównanie wyników uzyskanych na drodze obliczeń modelu matematycznego  
oraz analizy CFD dla Trybu 2 pracy silnika [45]**

Tabela 19.

Moduł wymiennika	Model Matematyczny		Model CFD		$\Delta$	
	Ts_we	Ts_wy_M M	Ts_we	Ts_wy_CF D	Ts_wy_MM-Ts_wy_CFD	% MM
-	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	% MM
1	350,0	329,7	350,0	327,5	2,2	0,7
2	329,7	310,9	327,5	307,0	3,9	1,3
3	310,9	293,5	307,0	288,0	5,5	1,9
4	293,5	277,5	288,0	270,0	7,5	2,7
5	277,5	262,8	270,0	254,4	8,4	3,2
6	262,8	249,3	254,4	240,2	9,1	3,7
7	249,3	237,0	240,2	227,4	9,6	4,1
8	237,0	225,7	227,4	215,8	9,9	4,4
9	225,7	215,4	215,8	205,4	10	4,6
10	215,4	206,0	205,4	196,0	10	4,9
11	206,0	197,5	196,0	187,5	10	5,1
12	197,5	189,7	187,5	179,9	9,8	5,2
13	189,7	182,6	179,9	173,0	9,6	5,3
14	182,6	176,2	173,0	166,8	9,4	5,3
15	176,2	170,4	166,8	161,3	9,1	5,3
16	170,4	165,1	161,3	156,3	8,8	5,3
17	165,1	160,3	156,3	151,9	8,4	5,2
18	160,3	155,9	151,9	147,9	8	5,1
19	155,9	151,9	147,9	144,3	7,6	5,0
20	151,9	148,3	144,3	141,5	6,8	4,6
21	148,3	145,0	141,5	138,2	6,8	4,7
22	145,0	142,0	138,2	135,7	6,3	4,4
23	142,0	139,3	135,7	133,3	6	4,3



#### 6.4.4. Podsumowanie symulacji CFD

Wykonany model wymiennika oraz przeprowadzone analizy CFD wykazały dużą zgodność z wynikami otrzymanymi za pomocą matematycznego modelu jednowymiarowego, co świadczy o poprawności jednowymiarowego modelu matematycznego oraz jego dużej przydatności jako narzędzia wspierającego proces projektowania wymienników o zbliżonej konstrukcji.

Wyniki obrazujące pole prędkości spalin wewnątrz zaproponowanego stożka, nie wykazują żadnych zawirowań wstecznych (ang. backflow), co świadczy o jego poprawnej konstrukcji dla rozpatrywanego przypadku (masowy przepływ spalin).

#### 6.5. Podsumowanie badań symulacyjnych

Opracowane jednowymiarowe modele matematyczne stanowią kompleksowy zestaw narzędzi wspomagających projektowanie układu wylotowego górniczych spalinowych układów napędowych, według zaproponowanej koncepcji. Dla zwiększenia uniwersalności modeli, obliczenia przebiegają w oparciu o obliczenia stechiometryczne procesu spalania oleju napędowego o średnim składzie  $C_{12,9}H_{23,9}$  (jak opisano w rozdziale 6.3.2). Dzięki temu, danymi wejściowymi dotyczącymi silnika spalinowego (poza temperaturą spalin) jest jedynie zużycie paliwa oraz powietrza, które mogą pochodzić z badań doświadczalnych lub zostać odczytane z karty katalogowej dostarczonej przez producenta silnika.

Jednowymiarowy model wymiennika wykorzystującego rurki ciepła, pozwala również na implementację charakterystyki cieplnej dowolnej rurki ciepła, poprzez podanie współczynników wielomianu trzeciego rzędu w opracowanym modelu, zwiększając jego uniwersalność.

Opracowane modele jednowymiarowe zostały zweryfikowane:

- metodami eksperymentalnymi – dla odcinków rurowych z płaszczem wodnym, przez porównanie wyników otrzymanych za pomocą modelu z wynikami otrzymanymi podczas badań laboratoryjnych,
- metodą niezależnego modelowania 3D – dla głównego wymiennika z rurkami ciepła, poprzez porównanie wyników modelu jednowymiarowego z uśrednionymi na powierzchni wynikami modelu CFD.

Zbieżność otrzymanych wyników na poziomie nie przekraczającym 5,3%, stanowi o zadowalającej dokładności modeli jednowymiarowych.

Przeprowadzone badania symulacyjne pozwoliły m.in. na określenie parametrów proponowanego wymiennika ciepła z rurkami ciepła. Porównanie najistotniejszych parametrów proponowanego wymiennika ciepła wykorzystującego rurki ciepła z zastosowanym w badaniach identyfikacyjnych wymiennikiem BWC prezentuje tabela 20. Podane wymiary geometryczne oraz masa wymiennika i rurek ciepła, uwzględniają Wariant 2 wymiennika wraz z płaszczem wodnym dla sekcji spalin.

**Porównanie wymienników: proponowanego z rurkami ciepła oraz wykorzystanego w badaniach identyfikacyjnych**

Tabela 20.

	<b>Wymiennik z badań identyfikacyjnych</b>	<b>Proponowany wymiennik z rurkami ciepła</b>
Wymiary zewnętrzne (szer. x wys. x dł.) mm	430 x 560 x 680	150 x 265 x 860
Objętość wynikająca z wymiarów zewnętrznych dm <sup>3</sup>	163	34
Masa samego wymiennika [kg]	~115	~60
Masa wody chłodzącej w wymienniku [kg]	141	9 – w sekcji wody 4 – w płaszczu wodnym sekcji spalin
Skuteczność chłodzenia spalin - przy założeniu stałego strumienia masy i temperatury spalin na wlocie wymiennika	Zmienna, zależna od poziomu wody chłodzącej	Stała
Zagrożenie wyłączenia maszyny	Przy zmniejszonym poziomie wody chłodzącej i pełnym obciążeniu silnika	NIE
Konieczność bieżącego (w zakresie zmiany roboczej) monitorowania/uzupełniania poziomu wody	TAK	NIE
Konieczność stosowania dodatkowego układu chłodzenia	NIE	TAK / NIE – możliwe jest zastosowanie jednego układu chłodzenia zarówno dla silnika, jak i układu chłodzenia spalin
Możliwość pełnienia dodatkowych funkcji	NIE	Przerywacz płomienia

## 7. Wnioski końcowe

Od początku rewolucji przemysłowej, rozwojowi maszyn i urządzeń towarzyszy wzrost ich wydajności, sprawności oraz automatyzacji. Obecnie ludzkość znalazła się w takim miejscu swojego rozwoju, że coraz więcej i coraz częściej zaczyna się myśleć zarówno o pojedynczym człowieku, jak i całej planecie. Jest to proces powolny, szczególnie istotny w naszej części świata, gdyż Europa znajduje się w czołówce regionów, które stawiają duży nacisk zarówno na ochronę środowiska, jak i na ochronę zdrowia człowieka. Dziś Europa obiera kierunek odwrotu od paliw kopalnych, w szczególności od węgla, lecz w wyniku ostatnich wydarzeń politycznych proces ten może spowolnić. Przedstawiona propozycja nowego układu wylotowego dla górniczych spalinowych systemów napędowych stanowi propozycję nowego rozwiązania, który wpisuje się w przedstawioną powyżej politykę proekologiczną UE. Poprzez zastosowanie reaktora katalitycznego DOC, przyczynia się zarówno do poprawy warunków pracy, jak również ogranicza zanieczyszczenia emitowane do środowiska, które w wyniku wentylacji z podziemi kopalń wydostają się do atmosfery. Po drugie, poprzez zaproponowane rozwiązania zmniejsza się zaangażowanie obsługi przy codziennej eksploatacji, jednocześnie zwiększając efektywność ich pracy.

Przeprowadzone badania i symulacje pozwalają stwierdzić, że zastosowanie wymiennika z rurkami ciepła w układzie wylotowym górniczego zespołu spalinowego, przyczyni się do wyeliminowania bieżącej obsługi układu schładzania spalin oraz zmniejszenia jego masy i wymiarów. Opracowano również nowoczesne, obliczeniowe narzędzie inżynierskie, wykorzystujące uproszczony model matematyczny, które może wspomagać projektowanie i służyć do doboru konfiguracji systemów wylotowych silników spalinowych zarówno w górniczych spalinowych układach napędowych, jak również we wszelkiego typu systemach przemysłowych, podlegających szczegółowym przepisom dotyczącym temperatury oraz wygaszania płomienia.

Opracowane rozwiązanie, dzięki zamkniętemu obiegowi czynnika chłodzącego, eliminuje konieczność codziennej obsługi układu chłodzenia spalin. Objętość zaproponowanego wymiennika jest prawie pięciokrotnie mniejsza, a masa niemal dwukrotnie mniejsza, od użytego w badaniach identyfikacyjnych wymiennika BWC, który jest jednym z najmniejszych gabarytowo wymienników stosowanych w praktyce.

Zastosowanie rurek ciepła w połączeniu z kompaktowymi wymiarami przekroju poprzecznego nowego rozwiązania wymiennika, w łatwy sposób

umożliwia na rozdzielanie urządzenia na osobne moduły połączone odcinkami rurowymi. Dzięki temu możliwe jest lepsze zagospodarowanie przestrzeni obrysu głównego przedziału maszynowego kompletnej maszyny.

Opracowane jednowymiarowe modele matematyczne pozwalają znacząco przyspieszyć proces projektowania układu wylotowego, z jednoczesnym uwzględnieniem wymagań przepisów bezpieczeństwa w zakresie temperatury gazów wylotowych i powierzchni wymiennika.

Sporządzone modele charakteryzuje duża elastyczność, pozwalająca w obliczeniach na stosowanie rurek ciepła o innych charakterystykach cieplnych. Model umożliwia również na zastosowanie innego niż wykorzystywanego w pracy typu silnika spalinowego, ponieważ masowy strumień spalin wyznaczany jest na podstawie równań stechiometrycznych spalania, a zdefiniowania wymaga jedynie zużycie paliwa oraz zapotrzebowanie silnika na powietrze.

Mimo, że zaproponowany układ wylotowy wymaga dodatkowego osprzętu:

- pompy obiegu wody chłodzącej,
- dodatkowych przewodów wody chłodzącej,
- powiększenia istniejącego lub dodatkowego układu chłodzenia cieczy,

to ostateczny bilans masy jest korzystniejszy dla zaprezentowanej w pracy koncepcji układu chłodzenia, w stosunku do obecnie stosowanych rozwiązań.

Rozważania opisane w rozdziale 4 pozwalają sądzić, że zastosowanie utleniającego reaktora katalitycznego DOC, oprócz oczywistych funkcji zmniejszenia emisji produktów niecałkowitego i niepełnego spalania, przyczyni się do przejęcia funkcji wygaszacza płomieni. Według założeń, zaproponowane rozwiązania będą spełniać przy tym wymagania odpowiednich przepisów, dotyczących warunków eksploatacji maszyn górniczych.

Wyniki uzyskane w drodze badań symulacyjnych, tj. możliwość odbierania ciepła od przepływających spalin, w połączeniu z gabarytami głównego wymiennika, potwierdzają prawidłowość założeń proponowanej koncepcji układu wylotowego górniczego spalinowego układu napędowego. Opracowane jednowymiarowe modele, pozwalają na sprawdzenie wielu kombinacji geometrycznych układu wylotowego, a tym samym na szybki (w porównaniu do analiz CFD) dobór wstępnych gabarytów układu i głównego wymiennika ciepła.

Z punktu widzenia otrzymanych wyników, istotny jest również fakt, że przeprowadzone analizy i obliczenia zakładają najbardziej niekorzystne, raczej niespotykane w normalnych warunkach, scenariusze pracy tj.:

- ciągłą pracę silnika spalinowego przy maksymalnym jego obciążeniu – w normalnych warunkach pracy, taki tryb jest realizowany krótkotrwale, tylko przy stromych podjazdach i pełnym załadunku maszyny,
- temperaturę spalin na wlocie do wymiennika, równą temperaturze spalin za turbosprężarką – w rzeczywistości część ciepła zostanie odebrana na odcinkach rurowych z płaszczem wodnym.

Przyjmując najtrudniejsze warunki eksploatacji górniczego spalinowego układu napędowego otrzymujemy potencjalnie przewymiarowany system schładzania, zawierający dużą rezerwę termodynamiczną. W związku z tym podczas projektowania układu chłodzenia dla cyklu obciążenia występującego w rzeczywistych warunkach eksploatacji można liczyć na dalsze zmniejszenie wymiarów i masy układu np. poprzez zmniejszenie jego długości.

Otrzymane wyniki w zakresie liczby potrzebnych rurek ciepła w Wariancie 2 (276 szt.), pozwalają określić ich koszt zakupu, który jest szacowany na około 15 tys. zł netto (cena w maju 2022 r.) w ogólnodostępnej dystrybucji. W kontekście ceny całego zespołu napędowego, kwota ta nie stanowi znaczącej pozycji, co w połączeniu ze spodziewanymi efektami technicznymi proponowanego rozwiązania, stanowi o jego przewadze w stosunku do obecnie stosowanych rozwiązań.

Badania symulacyjne pozwoliły na analizę i optymalizację kilku rozwiązań, jednak nie mogą zastąpić badań obiektu rzeczywistego.

## Literatura

- [1] Andrzejewski T., Chachulski B., Gębicki J., Hołowacz I., Kamiński M., Konopacka-Lyskawa D.: Podstawy inżynierii chemicznej i procesowej. Politechnika Gdańska.
- [2] Baolin L., Jiusheng B., Zhixin B., Kedi C.: Experimental investigation on performance of non-metallic flexible fire-resistance materials in flameproof diesel engine locomotive. *Advances in Mechanical Engineering* 2018, Vol. 10(6) 1–6.
- [3] Batchelor G. K.: *An Introduction to Fluid Dynamics*. Cambridge Univ. Press. Cambridge, England. 1967.
- [4] Bernhardt M., Dobrzyński St., Loth E.: *Silniki samochodowe*. Kraków: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1988. ISBN 9780429491474.
- [5] Biuletyn techniczny: Diesel Oxidation Catalyst General Information. United States Environmental Protection Agency. Technical Bulletin: Diesel Oxidation Catalyst General Information (EPA-420-F-10-031) (May 2010).
- [6] Brzeżański M., Pieczora E., Kaczmarczyk K.: Rozwiązania napędów spalinowych do zastosowań w wyrobiskach podziemnych węgla kamiennego. *Combustion Engines* 3/2010 (142).
- [7] Brzeżański M., Kaczmarczyk K.: Impact of flameproof exhaust system on efficiency of selective catalytic reduction. *Combustion Engines*, No. 4/2015 (163), s. 26-33.
- [8] Butrymowicz D., Głuch J., Hajduk T., Trela M., Gardzilewicz A.: Analysis of fouling thermal resistance of feed-water heaters in steam power plants. *Polish Maritime Research. Special issue 2009/S1*, pp. 3-8.
- [9] Cengel Y. A., Ghajar A.J., *Heat and mass transfer: fundamentals & applications*. Fifth edition, McGraw-Hill Education, 2015.
- [10] Cengel Y.A.: *Heat Transfer A Practical Approach*, McGraw-Hill (Tx), 2nd edition (November 1, 2002).
- [11] Churchill, S.W., and Bernstein, M.: A Correlating Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Cross Flow, *J. Heat Transfer*, 99, 300-306. in Bejan, Adrian; Kraus, Allan D. *Heat Transfer Handbook*. John Wiley & Sons. 1977.

- [12] Ciekłe paliwa opałowe i napędowe. Wykłady, Politechnika Wrocławska, Zakład Kotłów, Spalania i Procesów Energetycznych.
- [13] Czerczak S., Szymczak W., Lebrecht G., Hanke W.: Spaliny silnika Diesla. Podstawy i Metody Oceny Środowiska Pracy 2005, nr 3(45), s. 89-133.
- [14] Dane techniczne sensora AMBII, firmy Sensors, Inc.
- [15] Dane techniczne silnika Deutz BF4M 1013M.
- [16] Dobrzaniecki P.: Opracowanie metodyki kontroli konserwacji i użytkowania zespołu silnikowego w wersji przeciwwybuchowej dla lokomotyw dołowych spalinowych. KOMAG 2008 - E/BDC-9750 (niepublikowana).
- [17] Dobrzaniecki P., Kaczmarczyk K., Suffner H.: Kierunki prac badawczych zmierzających do ograniczenia substancji toksycznych emitowanych przez napędy spalinowe maszyn stosowanych w kopalniach głębinowych. Masz. Gór. 2010 nr 3-4 s. 163-168.
- [18] Dobrzaniecki P., Pieczora E.: O wymaganiach dla napędów spalinowych do podziemnych wyrobisk kopalń węgla kamiennego. Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering 01(533), 2018.
- [19] Dobrzaniecki P.: Nowoczesne oprzyrządowanie silników spalinowych przeznaczonych do pracy w warunkach zagrożenia wybuchu metanu i/lub pyły węglowej. KOMAG 2010 - E/BDC-05521 (niepublikowana).
- [20] Dokumentacja programu Ansys Fluent [11.2021].
- [21] Dokumentacja programu Engineering Equation Solver [11.2021].
- [22] Drenda J.: Ocena klimatycznych warunków pracy górników w polskich kopalniach węgla kamiennego i rudy miedzi. Górnictwo i Geologia Tom 7 Zeszyt 3, Politechnika Śląska, 2012.
- [23] Durczak T., Sander P., Górski K.: Analiza systemów oczyszczania spalin i metod ich regeneracji. Autobusy 12/2017.
- [24] Dyrektywa 2006/42/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 17 maja 2006 r. w sprawie maszyn, zmieniająca dyrektywę 95/16/WE.
- [25] Dyrektywa 97/68/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 16 grudnia 1997 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych

z silników spalinowych montowanych w maszynach samojezdnych nieporuszających się po drogach.

- [26] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/34/UE z dnia 26 lutego 2014 r. w sprawie harmonizacji ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej.
- [27] E. H. Chui and G. D. Raithby: Computation of Radiant Heat Transfer on a Non-Orthogonal Mesh Using the Finite-Volume Method. *Numerical Heat Transfer, Part B*. 23. 269–288. 1993
- [28] Fuksa D., Kęsek M., Ślósarz M., Bator A.: Koncepcja zintegrowanego systemu transportu poziomego w kopalniach węgla kamiennego. *Przegląd Górniczy*. Nr 8 2015, 23-25.
- [29] G.F. Nellis and S.A. Klein: *Heat Transfer*. Cambridge University Press, 2009
- [30] Hasan M.: Filtration and oxidation characteristics of a diesel oxidation catalyst and a catalyzed particulate filter: development of a 1-D catalyst and a catalyzed particulate filter: development of a 1-D 2-layer model 2-layer model. Michigan Technological University 2005
- [31] Heat Pipe Selection Guide. Karta informacyjna firmy Wakefield Thermal Solutions Inc.
- [32] Jaglarz G., Taler D.: Experimental study of fouling in plate heat exchangers in district heating systems. *Journal of Power Technologies* 95, 2015, 42–46.
- [33] Jakóbowski P.: Budowa, działanie i zastosowanie rurki ciepła. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*. 2009 nr 3, 94-100.
- [34] Jędra M.: Transformacja energetyczna w Polsce. Raport Forum Energii. Edycja 2021.
- [35] Kaczmarczyk K., Brzeżański M.: Problemy ekologiczne silników spalinowych eksploatowanych w wyrobiskach podziemnych węgla kamiennego. *Prace naukowe – Monografie ITG KOMAG*, Gliwice 2015. Monografia nr 46, ISBN 978-83-60708-87-3
- [36] Kaczmarczyk K., Dobrzaniecki P.: Wybrane metody oczyszczania spalin możliwe do zastosowania w górniczych napędach spalinowych. W: *Paliwo - Bezpieczeństwo – Środowisko*. KOMEKO 2010, ITG KOMAG, Gliwice 2010, s. 215-226.



- [37] Kakaz S.& Liu, H. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design. CRC: New York, 1998.
- [38] Kapustenko P., Arsenyeva O., Matsegorac O., Kusakovc S., Tovazhnianskyi V.: The Mathematical Modelling of Fouling Formation Along PHE Heat Transfer Surface. Chemical Engineering Transactions. Vol. 61, 2017.
- [39] Karta charakterystyki Bromku glinu [07.2021]
- [40] Karta charakterystyki Cezu [07.2021]
- [41] Karta charakterystyki Naftalenu [07.2021]
- [42] Karta charakterystyki rurek ciepła QG-SHP-DX-YYY. Quick-Ohm Küpper & Co. GmbH
- [43] Karta charakterystyki rurki ciepła 8x350 Sintered heatpipe. GELID Solutions.
- [44] Kwiatkowski K., Zóltowski B.: Pomiary składu spalin silników spalinowych. Zeszyty Naukowe Nr 5(77) Akademii Morskiej w Szczecinie, 2005.
- [45] Lesiak K.: Rozprawa doktorska: Nowe rozwiązanie układu wylotowego silników spalinowych maszyn górniczych przeznaczonych do prac w strefie zagrożonej wybuchem. Gliwice, luty 2023 (niepublikowana).
- [46] Lesiak K.: Wyznaczanie charakterystyk pracy rurek ciepła. KOMAG 2019 - E/BT-25040 (niepublikowana)
- [47] Lesiak K., Brzeżański M.: Concept of the exhaust system of combustion engines used in underground mining. Combustion Engines 2017, 169(2), 97-100.
- [48] Lesiak K., Brzeżański M.: Concept of the exhaust system for diesel engines used in underground mining. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering Vol. 421, Scientific Conference on Automotive Vehicles and Combustion Engines (KONMOT 2018), Kraków 2018.
- [49] Lesiak K., Brzeżański M., Prostański D.: Concept of using the heat pipes in the heat exchanger of diesel engine exhaust system intended for use in potentially explosive atmospheres. Combustion Engines, No. 2 (177), s. 127-132.
- [50] Materiały informacyjne firmy DCL International Inc.
- [51] Materiały informacyjne firmy Nett Technologies Inc.
- [52] Materiały informacyjne firmy EMITEC

- [53] Pabiś A., Koszut A.: Rurki ciepła - zasada działania, budowa, zastosowanie. Czasopismo Techniczne Chemia, pp. 149-161, 2012.
- [54] PN-EN 1679-1+A1:2011 Silniki spalinowe tłokowe - Bezpieczeństwo - Część 1: Silniki o zapłonie samoczynnym.
- [55] PN-EN 1834-2:2002 Silniki spalinowe tłokowe - Wymagania bezpieczeństwa dotyczące projektowania i budowy silników przeznaczonych do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem - Część 2: Silniki grupy I przeznaczone do stosowania w pracach podziemnych zagrożonych występowaniem metanu i/lub palnego pyłu.
- [56] PN-EN 60079-1:2014-12 Atmosfery wybuchowe - Część 1: Zabezpieczenie urządzeń za pomocą osłon ognioszczelnych „d”.
- [57] PN-EN 60079-11:2012 Atmosfery wybuchowe - Część 11: Zabezpieczenie urządzeń za pomocą iskrobezpieczeństwa „i”.
- [58] PN-EN 60079-7:2016-02 Atmosfery wybuchowe - Część 7: Zabezpieczenie urządzeń za pomocą budowy wzmocnionej „e”.
- [59] PN-EN ISO/IEC 80079-20-1:2020-03 Atmosfery wybuchowe - Część 20-1: Właściwości materiałowe dotyczące klasyfikacji gazów i par - Metody badawcze i dane.
- [60] Praca zbiorowa pod red. Pieczora E.: Maszyny transportowe z napędem spalinowym do kopalń węgla kamiennego. ITG KOMAG 2022. ISBN 978-83-65593-28-3.
- [61] Pudlik W.: Wymiana i wymienniki ciepła. Politechnika Gdańska. Wydanie 5 cyfrowe. 2012.
- [62] Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Cho Y.I.: Handbook of Heat Transfer. McGraw-Hill: Madison, 1998.
- [63] Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych (Dz.U. 2017 poz. 1118).
- [64] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 21 października 2008 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn (Dz.U. 2008 Nr. 199, poz. 1228).

- [65] Rozporządzenie Ministra Rozwoju z dnia 6 czerwca 2016 r. w sprawie wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej (Dz.U. 2016 poz. 817).
- [66] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2016/1628 z dnia 14 września 2016 r. w sprawie wymogów dotyczących wartości granicznych emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych oraz homologacji typu w odniesieniu do silników spalinowych wewnętrznego spalania przeznaczonych do maszyn mobilnych nieporuszających się po drogach, zmieniające rozporządzenia (UE) nr 1024/2012 i (UE) nr 167/2013 oraz zmieniające i uchylające dyrektywę 97/68/WE.
- [67] Shih T.H., Liou W. W., Shabbir A., Yang Z., and Zhu J.: A New-Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation. *Computers Fluids*. 24(3). 227–238. 1995.
- [68] Spalanie i Paliwa pod red. Włodzimierza Kordylewskiego. Wydanie IV. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2005.
- [69] Struś M.S.: Ocena wpływu biopaliw na wybrane właściwości eksploatacyjne silników o zapłonie samoczynnym. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej Wrocław 2012. ISBN 978-83-7493-717-7.
- [70] Suffner H., Lesiak K.: Bench tests of BWC pressure-free heat exchanger - part 1: IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 545 (2019).
- [71] Teleszewski T.J., Żukowski M.: The Influence of Sludge on Thermal Performance of Heat Exchanger Tubes Inside in an Anaerobic Digester. *Environmental Science, Engineering. Rocznik Ochrona Środowiska* 2018. Tom 20, cz.1. 763-779.
- [72] Underhill R., Moyst H., Hiltz J.: A Discussion of Polymeric Materials for Fire-Safe Naval Applications. Technical Memorandum. DRDC Atlantic TM 2007-051. 2007.
- [73] White, F.M.: *Viscous Fluid Flow*. McGraw Hill. New York, 1991.
- [74] Wiciak G.: Analiza gazów spalinowych. Laboratorium miernictwa, Politechnika Śląska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych.
- [75] Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników tłokowych. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności Warszawa 1972.

- [76] Zukauskas, A.: Heat Transfer from Tubes in Crossflow. Advances in Heat Transfer. Vol. 8, Academic Press, New York, 1972.
- [77] <http://www.fchart.com/> [02.2022]
- [78] <http://www.thermalfluidscentral.org> [02.2022]
- [79] <https://analizatory.info.pl/> [07.2021]
- [80] <https://en.wikipedia.org> [01.2022]
- [81] <https://ourworldindata.org/> [11.2021]
- [82] <https://www.1-act.com/> [02.2022]
- [83] <https://www.1-act.com/resources/heat-pipe-calculator> [10.2020]
- [84] <https://www.firesafe.org.uk/> [10.2022]
- [85] Patent nr 234328 Zgłoszenie patentowe - Brzeżański M., Lesiak K.: Urządzenie do schładzania spalin z silników spalinowych o zapłonie iskrowym, nr zgłoszenia: 422029, data publikacji BUP 2.01.2017. data publikacji WUP 2020-02-28.
- [86] Zgłoszenie patentowe - Prostański D., Brzeżański M., Lesiak K., Sedlaczek J., Suffner H.: Wymiennik ciepła w procesie chłodzenia czynnika chłodzącego spaliny silników maszyn górniczych, nr zgłoszenia: 428528, data publikacji BUP 09.01.2019.
- [87] Zgłoszenie patentowe - Prostański D., Brzeżański M., Lesiak K., Sedlaczek J., Suffner H.: Wymiennik ciepła w procesie chłodzenia spalin, wydanych w czasie pracy silników spalinowych, zwłaszcza silników maszyn górniczych, nr zgłoszenia: 428529, data publikacji BUP 9.01.2019.

### Spis rysunków

- Rys. 1. Górniczy spalinowy układ napędowy [18]
- Rys. 2. Mokry wymiennik ciepła [70]
- Rys. 3. Suchy wymiennik ciepła z cyrkulującą wodą chłodzącą [19]
- Rys. 4. Suchy wymiennik ciepła bez obiegu wody chłodzącej [70].
- Rys. 5. Przerzywacz płomienia górniczego spalinowego układu napędowego [16]
- Rys. 6. Koncepcja układu wylotowego górniczego spalinowego układu napędowego [45]
- Rys. 7. Koncepcja wymiennika ciepła [45]
- Rys. 8. Budowa rurki ciepła [82]
- Rys. 9. Charakterystyki rurek ciepła rurki o długości 20 cm (strefa parowania i skraplania o długości 7cm) [83]
- Rys. 10. Trójkąt spalania i czworobok spalania [72]
- Rys. 11. Model reakcji łańcuchowej [45]
- Rys. 12. Ceramiczny rdzeń reaktora CPSI 200 [45]
- Rys. 13. Rdzeń reaktora katalitycznego wykonany ze stali nierdzewnej, paski stali nierdzewnej przed formowaniem rdzenia (po lewej), gotowy rdzeń (po prawej) [52]
- Rys. 14. Typowa efektywność reaktora DOC dla ciężkich pojazdów pozadrogowych [50]
- Rys. 15. Schemat zadawanych i mierzonych wielkości [70]
- Rys. 16. Charakterystyka prędkościowa silnika A) moc w funkcji prędkości obrotowej, B) moment obrotowy w funkcji prędkości obrotowej [15]
- Rys. 17. Stanowisko ITG KOMAG do badań górniczych spalinowych układów napędowych [45]
- Rys. 18. Układ wylotowy (odcinek rurowy z płaszczem wodnym, wymiennik ciepła, zespół przerywaczy płomienia, kolektor zbiorczy, rura odprowadzające spaliny) [45]
- Rys. 19. Układ kontroli prędkości obrotowej silnika spalinowego [45]
- Rys. 20. Bezstykowy momentomierz zabudowany na stanowisku elektrycznej hamowni silnikowej [45]
- Rys. 21. Układ wylotowy - połączenie rury w płaszczu wodnym z wymiennikiem ciepła [45]

- Rys. 22. Układ pomiaru masy paliwa [45]
- Rys. 23. Bezstykowy pomiar prędkości obrotowej wału silnika spalinowego [45]
- Rys. 24. Stanowisko do badań rurek ciepła [46]
- Rys. 25. Widok ogólny stanowiska do badań rurek ciepła [45]
- Rys. 26. Rurka ciepła z termoparami na zewnątrz sekcji skraplacza [45]
- Rys. 27. Pomiar temperatury gorącego końca (dla rurki 400 mm) [45]
- Rys. 28. Charakterystyki cieplne wybranych rurek ciepła dla temperatury wody w przedziale 85°C do 97°C [45]
- Rys. 29. Charakterystyki cieplne rurek  $\phi 12 \times 400$  mm dla różnych zakresów temperatury wody, odbierającej ciepło z sekcji skraplacza rurki [45]
- Rys. 30. Przebieg czasowy średniej temperatury wody oraz temperatury powierzchni sekcji skraplacza rurki ciepła – rurka  $\phi 12 \times 250$  mm, temperatura gorącego końca 340°C [45]
- Rys. 31. Przykład elementu elastycznego (kompensatora), w rurociągu wylotowym, górniczego spalinowego układu napędowego [45]
- Rys. 32. Przykładowy moduł wymiennika ciepła dla jednego kroku obliczeniowego modelu [45]
- Rys. 33. Parametry opisujące pojedynczy moduł wymiennika w modelu matematycznym (widok z góry i z przodu) [45]
- Rys. 34. Założenia geometryczne oraz parametry rozkładu rurek ciepła dla funkcji External\_Flow\_Staggered\_Bank [21]
- Rys. 35. Zależność współczynnika przewodzenia  $\lambda$  od temperatury dla stali AISI316 [21]
- Rys. 36. Żebra okrągłe o prostokątnym przekroju [45]
- Rys. 37. Powierzchnie związane z wyznaczeniem skuteczności ożebrowania [9]
- Rys. 38. Widok okna do parametryzowania modelu wymiennika [45]
- Rys. 39. Widok okna z tabelą parametrów [45]
- Rys. 40. Rozpatrywane warianty parametrów geometrycznych przekroju poprzecznego wymiennika [45]
- Rys. 41. Rozpatrywany wariant geometrii przekroju poprzecznego wymiennika [45]
- Rys. 42. Blok żeber sekcji spalin zabudowany na rurkach ciepła [45]

- Rys. 43. Siatka numeryczna stożka dolotowego oraz pierwszego modułu wymiennika [45]
- Rys. 44. Siatka numeryczna z przekrojami poprzecznymi i wzdłużnymi [45]
- Rys. 45. Siatka numeryczna bloku żeber [45]
- Rys. 46. Pole temperatury na powierzchniach rurek ciepła dla Trybu 1 [45]
- Rys. 47. Pole temperatury na bloku żeber rurek ciepła dla Trybu 1 [45]
- Rys. 48. Temperatura i schemat przepływu spalin wewnątrz sekcji wymiennika ciepła dla Trybu 1 [45]
- Rys. 49. Pole temperatury spalin na wlocie i wylocie w sekcji wymiennika ciepła dla Trybu 1 [45]
- Rys. 50. Strumień ciepła na powierzchni rurek ciepła dla Trybu 1 [45]
- Rys. 51. Pole prędkości spalin wewnątrz sekcji wymiennika ciepła dla Trybu 1 [45]
- Rys. 52. Porównanie wyników uzyskanych na drodze obliczeń modelu matematycznego oraz analizy CFD dla Trybu 1 pracy silnika [45]
- Rys. 53. Porównanie wyników uzyskanych na drodze obliczeń modelu matematycznego oraz analizy CFD dla Trybu 2 pracy silnika [45]

**Spis tabel**

- Tabela 1. Wybrane związki i grupy związków wchodzące w skład spalin silnika Diesla [13]
- Tabela 2. Dopuszczalne wartości emitowanych substancji [54]
- Tabela 3. Wartości graniczne emisji z silników specjalnego przeznaczenia (SPE) w odniesieniu do silników kategorii NRE [66]
- Tabela 4. Wartości graniczne emisji dla etapu V w odniesieniu do silników kategorii NRE [66]
- Tabela 5. Przykładowe płyny robocze i wynikający z ich zastosowania zakres pracy rurek ciepła [78]
- Tabela 6. Rodzaj zagrożenia dla rozpatrywanych płynów roboczych
- Tabela 7. Konfiguracje badawcze obciążeń napędu spalinowego
- Tabela 8. Zestawienie wyników zużycia paliwa oraz temperatury podczas badań identyfikacyjnych
- Tabela 9. Zestawienie wyników składu spalin podczas badań identyfikacyjnych
- Tabela 10. Porównanie wybranych parametrów pracy badanego silnika zabudowanego w górnym spalinowym układzie napędowym z danymi katalogowymi
- Tabela 11. Porównanie wyników uzyskanych za pomocą modelu matematycznego z wynikami uzyskanymi w trakcie badań identyfikacyjnych
- Tabela 12. Parametry pracy silnika BF4M 1013M dla wybranych trybów pracy [15]
- Tabela 13. Rozpatrywane konfiguracje sekcji wymiennika
- Tabela 14. Wyniki obliczeń dla geometrii sekcji wymiennika w Wariancie 1
- Tabela 15. Wyniki obliczeń dla geometrii sekcji wymiennika w Wariancie 2
- Tabela 16. Wyniki obliczeń dla geometrii sekcji wymiennika w Wariancie 3
- Tabela 17. Końcowe parametry wymiennika dla poszczególnych wariantów
- Tabela 18. Porównanie wyników uzyskanych na drodze obliczeń modelu matematycznego oraz analizy CFD dla Trybu 1 pracy silnika
- Tabela 19. Porównanie wyników uzyskanych na drodze obliczeń modelu matematycznego oraz analizy CFD dla Trybu 2 pracy silnika [45]
- Tabela 20. Porównanie wymienników: proponowanego z rurkami ciepła oraz wykorzystanego w badaniach identyfikacyjnych



## **Nowe rozwiązanie układu wylotowego silników spalinowych maszyn górniczych przeznaczonych do prac w strefie zagrożonej wybuchem**

### **Streszczenie**

W monografii zaprezentowano opracowany system wylotowy silników spalinowych, przeznaczonych do pracy w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Przedstawiono wymagania stawiane tego typu układom napędowym z uwzględnieniem obecnie obowiązujących przepisów krajowych i unijnych. Zaprezentowano obecnie stosowane rozwiązania techniczne wykorzystywane w górniczych spalinowych układach napędowych. Opisano zaproponowaną koncepcję układu wylotowego spalin obejmującego m.in. nowe podejście do budowy wymiennika ciepła, stosowanego w tego typu urządzeniach, wykorzystującego rurki ciepła. Wskazano na celowość opracowania nowego rozwiązania, które przyczyni się do wyeliminowania bieżącej obsługi układu schładzania spalin oraz zmniejszenia jego masy i wymiarów. Zawarto wyniki, z przeprowadzonych badań identyfikacyjnych górniczego spalinowego układu napędowego oraz badań laboratoryjnych rurek ciepła, które posłużyły m.in. jako dane wejściowe do dalszych badań modelowych. Opracowano narzędzia inżynierskie w postaci modeli matematycznych, wspomagające projektowanie systemów wylotu spalin silników według proponowanej koncepcji. W wyniku analizy trzech konfiguracji geometrycznych nowego rozwiązania wymiennika, zaproponowano docelową konfigurację, którą poddano weryfikacji z wykorzystaniem badań CFD.

## **A new solution for the exhaust system of internal combustion engines of mining machines for work in explosive atmospheres**

### **Abstract**

The monograph presents the development of a new exhaust system for internal combustion engines intended for use in potentially explosive atmospheres. The requirements for this type of drive systems have been presented, taking into account the current national and EU regulations. The currently used technical solutions applied in exhaust systems of combustion engines in mining machines were presented. A proposed concept for the exhaust gas system is described, including a new approach to the construction of the heat exchanger used in such devices, utilizing heat pipes. The advisability of developing a new solution has been highlighted, which would help eliminate the need for ongoing maintenance of the exhaust cooling system and reduce its weight and dimensions. The results of the conducted identification tests of the mining combustion drive system and laboratory tests of heat pipes, which were used, among others, as input data for further model studies, have been included. As a result of the work, engineering tools were developed in the form of mathematical models, supporting the design of engine exhaust systems according to the proposed concept. As a result of the analysis of three geometrical configurations of new solution of the heat exchanger, a final configuration was proposed, which was verified with the use of CFD simulations.

ISBN 978-83-65593-42-9