

Marian Branny, Bernard Nowak*, Bogusław Ptasiński*,
Zbigniew Kuczera*, Rafał Łuczak*, Piotr Życzkowski**

WPŁYW PARAMETRÓW USTALONEGO PRZEPŁYWU DWUFAZOWEGO W SZYBIE WENTYLACYJNYM NA PARAMETRY PRACY WENTYLATORA GŁÓWNEGO**

1. Wstęp i cel pracy

Przepływ powietrza w sieci wentylacyjnej kopalni podziemnej wymuszony jest działającymi w sposób ciągły źródłami energii mechanicznej zwanymi wentylatorami głównego przewietrzania. W stanie stacjonarnym niezmienny w czasie strumień powietrza przepływa przez wyrobiska podziemne kopalni, w tym przez szyb wentylacyjny. Często w szybie wentylacyjnym występuje przepływ dwufazowy, w którym fazą ciągłą jest powietrze wilgotne, natomiast fazą dyskretną woda [3]. Źródłami wody występującej w strumieniu powietrza płynącym w górę szybem są najczęściej dopływy spoza obudowy szybu [5]. Pomimo starań, aby ująć tę wodę do rurociągów, część z niej dostaje się do płynącego strumienia powietrza. Może ona być przez strumień powietrza wynoszona w górę w stronę wentylatora głównego, skąd wyrzucana jest do powietrza atmosferycznego, lub też może opadać w dół szybu do jego rzepia. Ze względu na to, że profile prędkości powietrza w szybie nie są uformowane na znacznej jego długości, a także na możliwe rozkłady średnic kropeł wody występującej w powietrzu, w rzeczywistości możemy mieć do czynienia z jednoczesnym dwukierunkowym przepływem fazy dyskretniej w szybie, przy jednym, zdeterminowanym kierunku przepływu powietrza w szybie. Interesujące jest również to, czy przepływ fazy dyskretniej może wywołać zmianę kierunku przepływu powietrza w szybie, pomimo działającego wentylatora głównego przewietrzania. W praktyce kopalnianej zarejestrowano takie zjawisko.

Celem artykułu jest zbudowanie stosownego modelu matematycznego oraz wykonanie obliczeń numerycznych, które miałyby za zadanie sprawdzenie, czy przepływ dwufazowy w szybie wentylacyjnym może mieć tak duży wpływ na punkt pracy wentylatora

* Wydział Górnictwa i Geoinżynierii, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków

** Artykuł powstał w ramach pracy statutowej nr 11.11.100.193

głównego, że pomimo jego działania jako źródła ssącego, powietrze zostanie „przecignięte” przez ten wentylator w przeciwnym kierunku. Badania obejmowały jedynie stany ustalone przepływów i wykonane zostały przy wykorzystaniu oprogramowania Fluent [4]. Założono, że dopływ wody do szybu zlokalizowany jest na pewnym poziomie odcinka pionowego szybu, a dopływające krople wody do powietrza mają tę samą średnicę. Uwzględniano średnice kropeł: 0,5 mm, 1 mm, 2 mm, 3 mm. Charakterystykę wentylatora przyjęto jako liniowo opadającą wraz z wzrostem wydatku objętościowego powietrza przepływającego przez wentylator. Wyniki obliczeń zamieszczono w postaci graficznej.

2. Praca wentylatora w sieci wentylacyjnej

Wentylator w sieci wentylacyjnej powinien pracować stabilnie. Oznacza to, że przy stałych obrotach wentylatora i konkretnym kącie ustawienia łopatek wirnika lub kierownicy jego wydatek i depresja całkowita nie zmieniają się w czasie. Jeśli natomiast podczas pracy wentylatora występują samoczynne zmiany wydatku przepływu i depresji wentylatora, to taką pracę uważa się za niestabilną. Niestabilna praca wentylatora oznacza niepewność doprowadzenia założonych wydatków powietrza do wyrobisk górniczych, co grozi pogorszeniem bezpieczeństwa pracy.

Stabilność układu wentylator–sieć polega na takim reagowaniu układu na określone czynniki zakłócające o charakterze losowym, że w miarę upływu czasu, po wyprowadzeniu układu ze stanu równowagi, zdąża on do odnośnego stanu równowagi lub do stanu stałych drgań zwanych pompowaniem wentylatora.

W praktyce górniczej, w celu uniknięcia komplikacji, jakie może spowodować zjawisko pompowanie wentylatora, należy dodatkowo zachować margines bezpieczeństwa.

W celu przeprowadzenia rozważań nad stabilnością przepływu w stanie ustalonym analizuje się sieć jednooczkową.

Każdą sieć wentylacyjną można uprościć do jednooczkowej normalnej. Przedstawione niżej rozważania wprowadzone przez W. Trutwina [1] miały na celu określenie kryteriów właściwej pracy wentylatorów głównych w sieci, w której oddziałuje depresja naturalna.

Sieć taka składa się z bocznicy i wentylatora. Zakłada się, jak już wspomniano, że w oczku działa depresja naturalna. Zakładając dalej nieściśliwość powietrza w takim układzie wentylacyjnym, scałkowano równanie ruchu po oczku zamkniętym. Przyjmie ono wtedy następującą postać [1]:

$$\beta \frac{dV}{dt} = H_m + H_n - \text{sgn}(V)RV^2 \quad (1)$$

gdzie:

β — współczynnik bezwładności

$$\beta = \bar{\rho} \oint F^{-1} ds$$

$\bar{\rho}$ — gęstość średnia powietrza wzdłuż przewodu

$F = F(s)$ — przekrój poprzeczny wyrobiska,

$V = V(t)$ — wydatek przepływu powietrza,

$H_m = H_m(V)$ — depresja mechaniczna (charakterystyka wentylatora),

$H_n = H_n(V)$ — depresja naturalna,

- R — opór boczniczy wentylacyjnej będący sumą oporu rozłożonego wzdłuż przewodu oraz oporów lokalnych w niej występujących,
- $\text{sgn}(V)$ — funkcja znaku liczby V :
- + gdy obliczanie wartości straty naporu odbywa się zgodnie z kierunkiem przepływu powietrza,
 - – gdy obliczanie wartości straty naporu odbywa się przeciwnie do kierunku przepływu powietrza.

Przez V_0 oznaczono stan przepływu ustalonego, który nazywamy stanem równowagi lub punktem pracy układu wentylator – sieć. W rozważanym przypadku stan równowagi określany jest przez punkt przecięcia charakterystyki wypadkowej wentylatora H_m i ewentualnej depresji naturalnej H_n z oporem sieci wentylacyjnej. Punktów przecięcia może być więcej niż jeden, zależnie od kształtu wypadkowej charakterystyki wentylatora i depresji naturalnej.

Oznaczając przez ΔV odchylenie układu od stanu równowagi V_0 w momencie $t = 0$, można przepływ powietrza scharakteryzować jego wydatkiem, zgodnie z wzorem:

$$V = V_0 + V \quad (2)$$

W dalszych rozważaniach oznaczono:

$$W(V) = \text{sgn}(V)RV^2$$

Wartości funkcji $H_m(V) + H_n(V)$ oraz $W(V)$ w pobliżu punktu równowagi, można otrzymać, rozwijając te funkcje w szereg Taylora wokół tego punktu:

$$\begin{aligned} H_m(V) + H_n(V) &= \\ &= H_m(V_0) + H_n(V_0) + \frac{d[H_m(V) + H_n(V)]}{dV} \Big|_{V_0} \Delta V + \dots \end{aligned} \quad (3)$$

oraz

$$W(V) = W(V_0) + \frac{d[W(V)]}{dV} \Big|_{V_0} \Delta V + \dots \quad (4)$$

Po odrzuceniu w dwóch ostatnich zależnościach wyrazów wyższego rzędu, można napisać:

$$\begin{aligned} \frac{d(V_0 + \Delta V)}{dt} &= H_m(V_0) + H_n(V_0) + \left[\frac{d[H_m(V) + H_n(V)]}{dV} \right] \Big|_{V_0} \Delta V + \\ &- \left[W(V_0) + \frac{d[W(V)]}{dV} \right] \Big|_{V_0} \Delta V \end{aligned} \quad (5)$$

Dla stanu ustalonego zachodzi

$$\frac{dV_0}{dt} = 0$$

oraz obowiązuje zależność

$$H_m(V) + H_n(V) - W(V) = 0 \quad (6)$$

Uwzględniając więc powyższe zależności, można napisać:

$$\beta \frac{d(\Delta V)}{dt} = \left[\frac{dH_m(V)}{dV} + \frac{dH_n(V)}{dV} \right] \Big|_{V_0} \Delta V - \frac{dW(V)}{dV} \Big|_{V_0} \Delta V \quad (7)$$

Po przekształceniu równania (7) i rozdzieleniu zmiennych otrzymujemy:

$$\frac{d(\Delta V)}{\Delta V} = \frac{1}{\beta} \left[\frac{dH_m(V)}{dV} \Big|_{V_0} + \frac{dH_n(V)}{dV} \Big|_{V_0} - \frac{dW(V)}{dV} \Big|_{V_0} \right] dt \quad (8)$$

Całkując otrzymane równanie, mamy

$$\ln(V) = \alpha t + C \quad (9)$$

gdzie przyjęte oznaczenie ma postać

$$\alpha = \frac{1}{\beta} \left[\frac{dH_m(V)}{dV} \Big|_{V_0} + \frac{dH_n(V)}{dV} \Big|_{V_0} - \frac{dW(V)}{dV} \Big|_{V_0} \right] \quad (10)$$

Wyrażenie (9) jest równoważne poniższemu:

$$\Delta V(t) = \bar{C} \exp(\alpha t) \quad (11)$$

Dla warunku początkowego $t = 0$, wartość $\bar{C} = \Delta V(t=0) = \Delta V_0$, czyli ostateczny wzór ma postać:

$$\Delta V(t) = \Delta V_0 \exp(\alpha t) \quad (12)$$

Ze wzoru tego wynika, że od wartości zależy charakter przepływu po wytrąceniu stanu układu z równowagi.

A więc gdy

$$\alpha \leq 0$$

to jest, gdy

$$\left[\frac{dH_m(V)}{dV} \Big|_{V_0} + \frac{dH_n}{dV} \Big|_{V_0} \right] \leq 2RV_0 \quad (13)$$

to przepływ jest stabilny w otoczeniu punktu równowagi, bowiem $\Delta V(t)$, przy $t \rightarrow \infty$, zmierza do zera:

Jeśli $\alpha \leq 0$, to $\Delta V(t) = \Delta V_0 \exp(\alpha t) \rightarrow 0$ przy $t \rightarrow \infty$.

Natomiast gdy

$$\alpha > 0$$

to znaczy, gdy

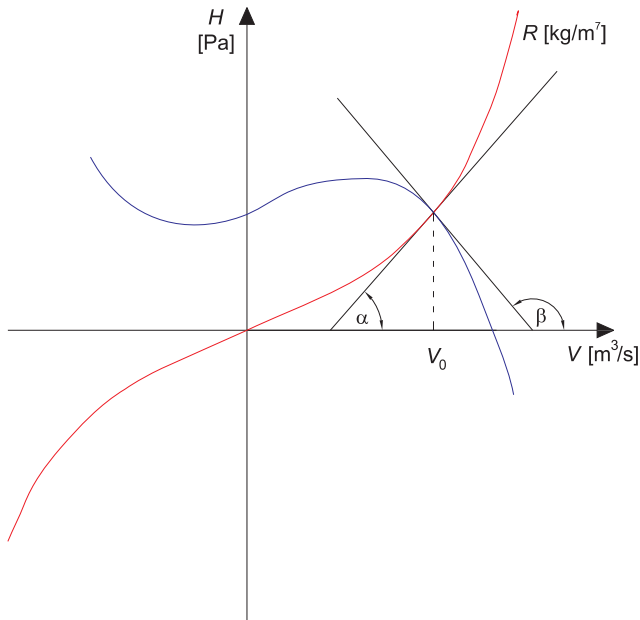
$$\left[\frac{dH_m(V)}{dV} \Big|_{V_0} + \frac{dH_n(V)}{dV} \Big|_{V_0} \right] > 2RV_0 \quad (14)$$

to przepływ przez sieć i wentylator jest niestabilny. Wtedy to bowiem zmiany wydatku przepływu $\Delta V(t)$ rosną w czasie

Jeśli $\alpha > 0$, to $\Delta V(t) = \Delta V_0 \exp(\alpha t) \rightarrow \infty$ przy $t \rightarrow \infty$.

Tym samym nawet małe zaburzenie wydatku przepływu ΔV może powodować w czasie jego duże zmiany.

Interpretację graficzną warunku stabilności pracy wentylatora w sieci przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Nachylenie stycznych do wypadkowej charakterystyki wentylatora w punkcie pracy [1, 2]

Jeżeli tangens nachylenia stycznej do wypadkowej charakterystyki wentylatora i depresji naturalnej, wyznaczonej w punkcie pracy wentylatora, jest mniejszy lub równy tangensowi stycznej do charakterystyki przewodu RV^2 , wyznaczonej w tym samym punkcie, to praca wentylatora jest stabilna.

Przy badaniu większej liczby wentylatorów i ich wzajemnej współpracy, można opierać się na wnioskach otrzymanych z przedstawionych rozważań.

Jeżeli oznaczy się

$$b = \left. \frac{dH_m(V)}{dV} \right|_{V_0} + \left. \frac{dH_n(V)}{dV} \right|_{V_0}$$

współczynnik kątowy wypadkowej charakterystyki wentylatora i depresji naturalnej w punkcie pracy oraz przez

$$k = 2RV_0$$

współczynnik kątowy charakterystyki sieci w punkcie pracy wentylatora, to otrzymamy warunek stabilnej pracy wentylatora ujęty nierównością

$$k - b < 0 \quad (15)$$

Powyższy warunek nazywamy statycznym kryterium stabilnej pracy układu wentylator-sieć.

Jeżeli punkt pracy wentylatora leży na prawej, malejącej gałęzi charakterystyki spiętrzenia wentylatora, to spełnione jest powyższe kryterium.

Ze względu na to, dopuszcza się działanie wentylatorów tylko na prawej, opadającej gałęzi ich charakterystyki.

Z uwagi na brak zweryfikowanego kryterium dynamicznego, dotyczącego stabilnej pracy wentylatorów głównych, korzysta się dodatkowo z tzw. kumulacyjnego warunku stabilnej pracy wentylatora. Warunek ten nazywany jest również warunkiem spiętrzenia. Kumulacyjny warunek stabilnej pracy wentylatora w sieci wentylacyjnej ujęty jest wzorem:

$$\Delta p_c \leq 0,9 \Delta p_{c \max} \quad (16)$$

gdzie:

Δp_c — spiętrzenie wentylatora w punkcie pracy leżącym na prawej, malejącej części charakterystyki wentylatora,

$\Delta p_{c \max}$ — rzędna lokalnego maksimum tej charakterystyki.

Biorąc pod uwagę powyższe rozważania, w praktyce górniczej uznaje się, że praca wentylatora jest stabilna, jeśli spełnione są następujące warunki:

- Charakterystyka sieci przecina charakterystykę spiętrzenia wentylatora tylko w jednym punkcie.
- Punkt przecięcia charakterystyki sieci i charakterystyki spiętrzenia wentylatora położony jest na prawej, monotonicznie opadającej gałęzi charakterystyki.
- Spiętrzenie wentylatora w jego punkcie pracy jest o 10% mniejsze od lokalnego maksymalnego spiętrzenia w najwyższym punkcie jego charakterystyki.

Stosowanie powyższych kryteriów w praktyce górniczej potwierdza ich słusność.

Niemniej jednak wydaje się, że przynajmniej w szybach wentylacyjnych o znacznych dopływach wód podziemnych mogą występować takie warunki przepływów dwufazowych, przy których stosowanie wyżej wymienionych zasad nie daje gwarancji stabilnych warunków przewietrzania wyrobisk górniczych.

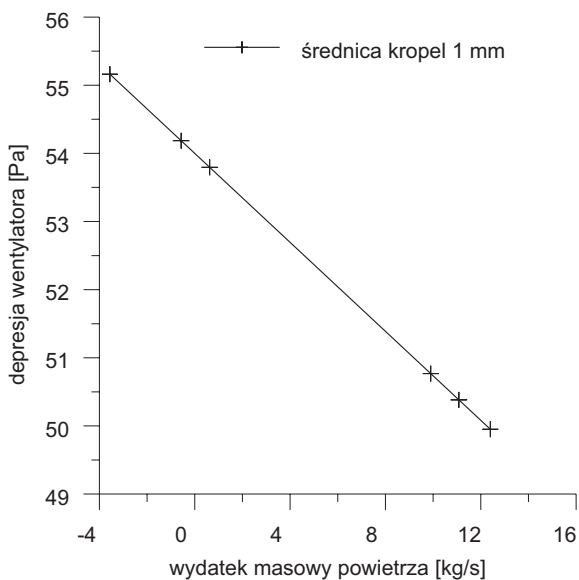
Podjęte badania symulacji numerycznych przepływów dwufazowych, które mogłyby określać ich wpływ na punkt pracy wentylatora wymagały wykonania stosownego modelu teoretycznego sieci.

3. Wyniki badań numerycznych

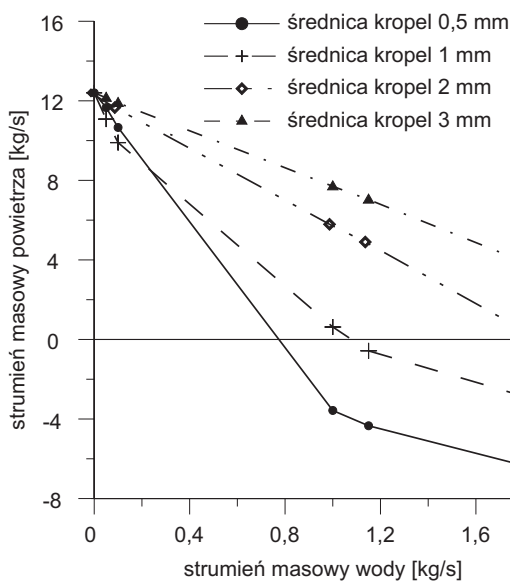
W badaniach zamodelowano układ składający się z wyrobiska doprowadzającego powietrze do szybu wentylacyjnego oraz odcinka 300-metrowego szybu wentylacyjnego o średnicy 5 m, na końcu którego zamodelowano pracę wentylatora o zadanej, liniowo opadającej charakterystyce. Połączenie wyrobiska doprowadzającego powietrze do szybu wentylacyjnego zamodelowano zgodnie z rzeczywistością, aby przez uproszczenia tego dołotu nie deformować realnych profili prędkości powietrza w szybie. Aby uwzględnić wpływ warunków przepływu w szybie na ilość powietrza doprowadzaną do szybu wentylacyjnego, zamodelowano bocznicę „zewnątrzną” tworzącą tzw. oczko zamknięte. Woda dopływająca do pionowego odcinka szybu wentylacyjnego opuścić może go przez oba końce odcinka bez możliwości powrotu do pozostałych modelowanych wyrobisk. W badaniach tych przyjęto stały wydatek wody dopływającej do przyjętego przekroju poprzecznego szybu, w płaszczyźnie poprzecznej szybu w połowie jego długości, tj. na 150 metrze. Średnice kropeł wody miały wartości: 0,5 mm, 1 mm, 2 mm, 3 mm. W badaniach założono zatem monodispersyjny rozkład kropeł dopływających do strumienia powietrza płynącego w górę szybem wentylacyjnym. Przyjęte w badaniach wielkości wydatków masowych powietrza i wody dopływających do odcinka szybu wentylacyjnego zamieszczono na rysunku zbiorczym obejmującym wyniki obliczeń wykonanych programem Fluent. Podstawowym celem niniejszych badań było określenie, czy fakt wystąpienia przepływu dwufazowego powietrza i wody w szybie wentylacyjnym może wywołać zmianę położenia początkowego punktu pracy wentylatora i jak duża może być to zmiana. Należy zaznaczyć, że charakterystyka oraz przyjęte wydatki masowe badanych faz zostały przyjęte arbitralnie. Obliczenia symulacyjne odzwierciedlające rzeczywiste warunki przepływu 3D wymagałyby użycia komputerów o dużej mocy obliczeniowej.

4. Wnioski

Z wykonanych obliczeń, przedstawionych graficznie na rys. 2 i 3 wynika, że zjawisko przepływu dwufazowego mieszaniny powietrze–woda w szybie wydechowym może mieć istotny wpływ na punkt pracy wentylatora. W skrajnych przypadkach może dojść do zmiany kierunku przepływu powietrza pomimo działającego wentylatora na szybie wentylacyjnym. Oznacza to, że znajdująca się w szybie faza rozproszona o gęstości większej niż gęstość fazy ciągłej (powietrza) ma charakter „źródła energii mechanicznej”, które umożliwia, podobnie jak depresja naturalna lub depresja pożaru, pracę wentylatora mechanicznego w modelowanej jednooczkowej sieci wentylacyjnej w drugiej ćwiartce.



Rys. 2. Charakterystyka wentylatora działającego na szybie wentylacyjnym w badanym modelu wraz z zaznaczonymi punktami pracy przy różnych wielkościach wydatku masowego dopływającej wody o średnicach kropelek równych 1 mm



Rys. 3. Wyniki badań numerycznych określających oddziaływanie dopływu monodispersyjnej fazy dyskretniej (wody) o zróżnicowanych wydatkach i średnicach jej kropelek do szybu wentylacyjnego z działającym wentylatorem na kształtowanie się kierunku i wydatku masowego przepływu powietrza w szybie

Analiza otrzymanych wyników wskazuje, że przy tym samym wydatku masowym wody w szybie wydechowym możliwość odwrócenia się kierunku przepływu powietrza w szybie jest większa dla mniejszych średnic monodispersyjnej fazy rozproszonej. Oznacza to większy wpływ koncentracji fazy dyskretnej niż wartości poślizgu międzyfazowego na zastępczą gęstość mieszaniny dwufazowej w szybie.

Przyjęte do obliczeń wielkości wydatków masowych powietrza i wody oraz długość szybu wentylacyjnego są znacznie mniejsze od tych spotykanych w rzeczywistości. Obliczenia dla warunków rzeczywistych wymagałyby sprzętu komputerowego o dużej pamięci operacyjnej i dużej szybkości wykonywania obliczeń.

LITERATURA

- [1] *Trutwin W., Kruszyński M.*: Stabilność przepływu powietrza w kopalnianej sieci wentylacyjnej, Zeszyty Problematyczne Górnictwa 1972, t. 10, z. 2
- [2] *Pawiński J., Roszkowski J., Strzeziński J.*: Przewietrzanie kopalń, Śląskie Wydawnictwo Techniczne, Katowice 1995
- [3] *Ptaszyński B.*: Strata naporu wywołana wykraplaniem pary wodnej w szybie wydechowym, praca doktorska AGH, Kraków 1986
- [4] Fluent Inc. 2005, Fluent 6.1 Documentation.
- [5] *Lisiecki B.*: Ocena stopnia zawiłzania powietrza w mokrych szybach wdechowych, praca doktorska, Pol. Śl., Gliwice 1979