

Jan KĘDZIERZAWSKI

Instytut Techniki Ciepłej, Łódź

## WENTYLATORY PROMIENIOWE OPRACOWANE W INSTYTUCIE TECHNIKI CIEPŁEJ W ŁODZI DLA ENERGETYKI I PRZEMYSŁU

**Streszczenie.** Omówiono rozwiązania wybranych wentylatorów promieniowych opracowanych na podstawie instytutowych badań modelowych. Podano przykłady wraz z podstawowymi charakterystykami aerodynamicznymi: zmodernizowanego wentylatora wyciągowego dla energetyki, wentylatora promieniowego z wirnikiem bębnowym do typoszeręgu palników blokowych gazowych oraz wentylatora promieniowego z tworzyw sztucznych. Opisano przybliżoną metodę obliczenia optymalnego punktu pracy wentylatora promieniowego, wykorzystującą dotychczasowe badania wentylatorów modelowych.

## CENTRIFUGAL FANS ELABORATED IN THE INSTITUTE OF HEAT ENGINEERING FOR POWER ENGINEERING AND INDUSTRY

**Summary.** Some new designs of selected centrifugal fans elaborated on basis of model investigations in the Institute were discussed. The examples of designs supplied with aerodynamic characteristics were given i.e. modernized exhaust fan for power engineering, centrifugal fan with drum-type impeller for the series of block-type gas burners and plastic centrifugal fan. The approximate calculation method of centrifugal fan optimum point of operation utilizing previous investigations of fan models was described.

## BEARBEITETE IN DEM INSTITUT DER WÄRMETECHNIK IN ŁÓDŹ RADIALVENTILATOREN FÜR ENERGETIK UND INDUSTRIE

**Zusammenfassung.** Einige neue Entwicklungen der Radialventilatoren bearbeiteten auf der Basis von Modelversuchen wurden beschrieben. Folgende Beispiele mit aerodynamischen Charakteristiken wurden gezeigt: modernisierter Saugzugventilator für Kraftwerke, Radialventilator mit Trommelrotor für die Reihe von Gasbrenner und Radialventilator aus dem Kunststoff. Eine

Annäherungsmethode zur Berechnung des optimalen Arbeitspunktes, die auf den Untersuchungen von Modelventilatoren beruht, wurde beschrieben.

## 1. WSTĘP

W Instytucie Techniki Ciepłej od czterdziestu lat prowadzone są prace związane z wentylatorami, dotyczące problemów aerodynamicznych, konstrukcyjnych i technologicznych, jednostek nowo projektowanych i modernizowanych oraz badania poznawcze w laboratoriach aerodynamiki wentylatorów i wibroakustyki.

Wyniki prac przedstawione w niniejszym opracowaniu udowadniają, że pomimo trudności na krajowym rynku wentylatorowym udało się zmaterializować z pozytywnym skutkiem nowe rozwiązania wentylatorów przeznaczonych dla energetyki i przemysłu.

## 2. WENTYLATORY PROMIENIOWE DLA ENERGETYKI

Wentylatory dla energetyki opracowywane i wykonywane są w Instytucie tylko w trudnych przypadkach, w specjalnym jednostkowym wykonaniu.

W ostatnich trzech latach opracowano i wykonano modernizację sześciu wentylatorów wyciągowych i podmuchowych oraz przeprowadzono szereg pomiarów charakterystyk wentylatorów kotłowych w warunkach ruchowych.

Przykładowo można podać modernizację wentylatora wyciągowego dla EC-I w Łodzi [3], w której urządzenia odpylające (ze względu na brak miejsca) zainstalowane są za wentylatorem. Zaprojektowano i wykonano wentylatory wyciągu spalin, zapewniające:

- większą pewność ruchową,
- przedłużony czas bezawaryjnej pracy (bez naprawy wentylatora), w porównaniu z dotychczas eksploatowanymi wentylatorami,
- zmniejszenie wartości pobieranej mocy.

Założenia konstrukcyjne modernizowanego wentylatora obejmowały następujące wymagania:

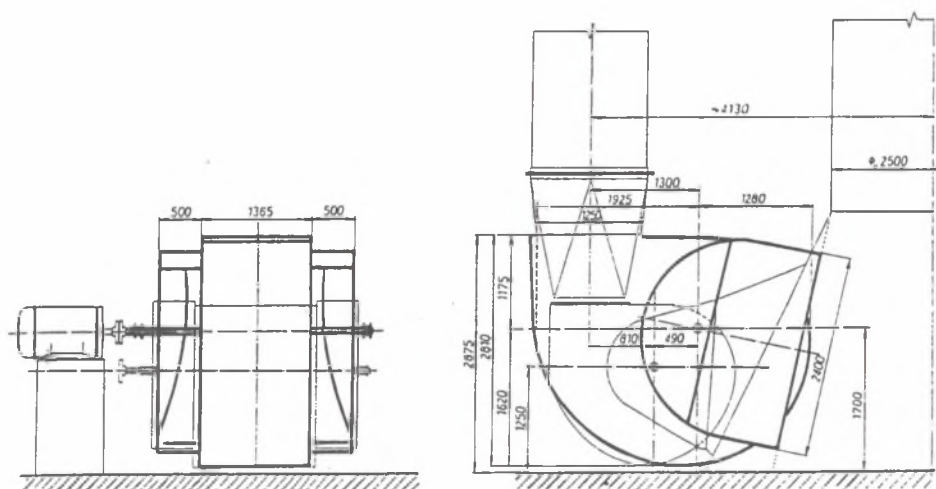
wydajność znamionowa  $\dot{V}(Q_0) = 121800 \text{ m}^3/\text{h}$

spiętrzenie całkowite  $\Delta p_c = 1128 \text{ Pa}$  (115 mm H<sub>2</sub>O)

przetlaczane spaliny o temp.  $t = 130^\circ\text{C}$  ( $\rho = 0,9 \text{ kg/m}^3$ )

wykorzystanie istniejącego ułożyskowania wentylatora,  
zaprojektowanie nie dzielonej obudowy spiralnej,  
dobranie silnika do napędu wentylatora odpowiednio do zapotrzebowania  
mocy,  
wykorzystanie istniejącego sprzęgła.

Przed modernizacją wentylatory pracowały z prędkością obrotową  $980 \text{ min}^{-1}$ . Po przeanalizowaniu dwu wersji modernizacji (dla prędkości  $980$  i  $735 \text{ min}^{-1}$ ) przyjęto projekt wentylatora z prędkością obrotową  $n = 735 \text{ min}^{-1}$ . Schemat konstrukcji zmodernizowanego wentylatora WPPD-103/70 w porównaniu z konstrukcją dotychczasowego wentylatora przedstawiono na rys. 1, natomiast jego przewidywaną charakterystykę na rys. 2 (A – punkt żądany).

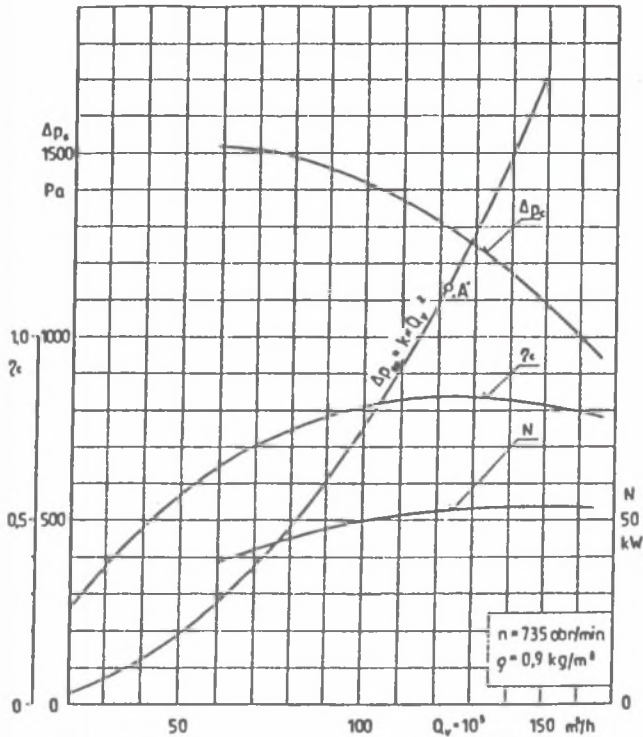


Rys. 1. Porównanie wymiarów gabarytowych wentylatora przed i po modernizacji (linia gruba)

Fig. 1. Comparison of fans dimensions before and after modernisation

W wentylatorze WPPD-103/70, w celu przedłużenia prawidłowej pracy jego wirnika (w porównaniu z dotychczas stosowanymi wirnikami) zastosowano wieniec łopatkowy charakteryzujący się następującymi właściwościami:

- łagodnym opóźnieniem prędkości względnych  $w$  i merydionalnych  $c_m$ , zapewniających korzystny rozkład prędkości na całej szerokości wieńca łopatkowego  $b$ ,
- łopatką jest o stałej grubości, jednopowłokowa, o jednej krzywiznie, ze stali węglowej,



Rys. 2. Przewidywana charakterystyka dwustrumieniowego wentylatora wyciągowego WPPD-103/70

Fig. 2. Predicted characteristic of WPPD-103/70 double flow

– nakładka na łopatkę jest ze stali austenitycznej, która ze względu na jednorodność struktury jest odporna na korozję i erozję.

Obudowę spiralną wykonano z grubej blachy węglowej St3s, wyłożonej od wewnątrz na promieniu  $R_{\varphi} = 0^{\circ} + 360^{\circ}$  wraz z jęczyzkiem – płytami odpornymi na ścieranie, odlanymi z żeliwa niklowo-chromowego.

Po roku eksploatacji zmodernizowanych wentylatorów w EC-I stwierdzono, że spełniają one postawione wymagania. Wyeliminowano silne drgania układu, występujące przy poprzednich wentylatorach, uzyskując parametry pracy wentylatorów zgodne z założeniami. Zastosowane nakładki na łopatki wirników umożliwiły eksploatację wentylatorów w okresie grzewczym, bez konieczności ich napraw (uprzednio występowała konieczność wykonywania kilku napraw łopatek w jednym sezonie grzewczym).

W trakcie przeprowadzania remontu stwierdzono:

- wylizanie powierzchni nakładek na całej długości, największe rzędu 2 mm, w pasie szerokości około 100 mm, od strony tarczy,
- całkowite wytarcie czoła nakładki na wlocie, na szerokości około 100 mm, od strony tarczy,
- miejscowe wytarcie nakładek o głębokości 2 + 3 mm, za śrubami mocującymi nakładki,
- brak znaczącego wytarcia wykładzin obudowy spiralnej.

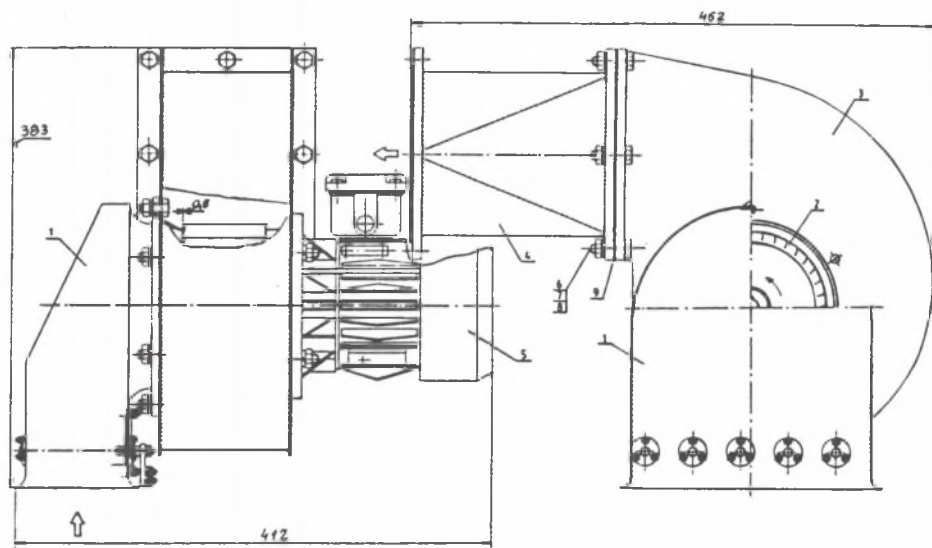
### 3. WENTYLATORY PROMIENIOWE Z WIRNIKAMI BĘBNOWYMI

Do typoszeregu palników gazowych blokowych (opracowanych w Instytucie Energetyki i Urządzeń Hutniczych Politechniki Śląskiej), w Instytucie Techniki Ciepłej w Łodzi zaprojektowano, wykonano i przebadano dwa prototypy wentylatorów promieniowych bębnowych o średnicach kół wirnikowych  $D_2 = 140$  i  $200$  mm [1]. Wentylatory przystosowane na wlocie do współpracy z blokowymi palnikami gazowymi posiadały wloty kolanowe z kierownicą żaluzjową (rys. 3).

Wentylatory badano na stoisku przystosowanym do pomiarów po stronie tłoczni, co odpowiadało warunkom ich współpracy z palnikami. Wyniki pomiarów sprowadzono do wspólnej wartości gęstości powietrza  $\rho = 1,2$  kg/m<sup>3</sup> oraz rzeczywistych, występujących w czasie pomiarów prędkości obrotowych wirnika ( $n_{zn\text{silnika}} = 2970$  min<sup>-1</sup>). Wyniki pomiarów przeliczono na komputerze IBM.

Charakterystyki wentylatorów, współpracujących z regulacją, przedstawiono w postaci pagórków sprawności (rys. 4), gdzie:  $\alpha$  – kąt ustawienia łopatek kierownicy żaluzjowej we wlocie kolanowym.

Przez optymalne parametry wentylatorów przeprowadzono parabole oporów, wyznaczające zmiany parametrów:  $\dot{V}(Q_v)$ ,  $\Delta p_c$ ,  $\eta_c$ , w funkcji kąta ustawienia łopatek kierowniczych  $\alpha$  lub odległości tarczy od wentylatora  $L$ . Zmianę wydajności, spiętrzenia i sprawności dla paraboli oporów, przechodzącej



Rys. 3. Wentylator promieniowy bębnowy WPB-140

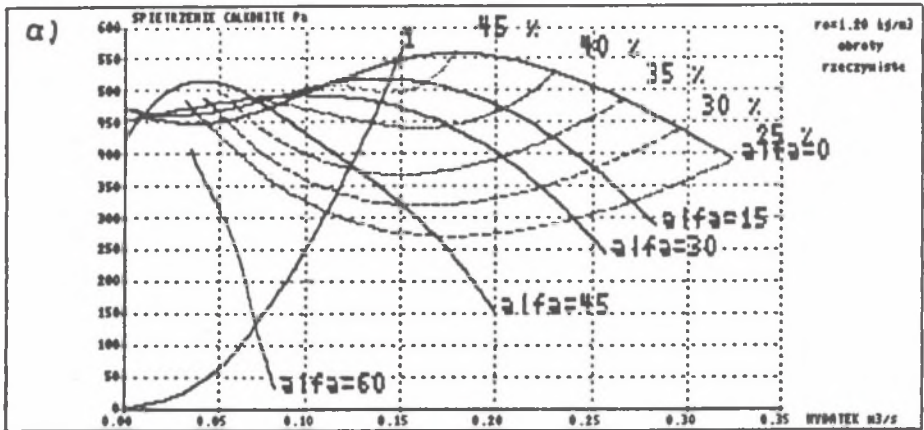
Fig. 3. WPB-140 centrifugal drum fan

przez optymalny punkt pracy wentylatora, przykładowo przedstawiono (rys. 5) dla wentylatora WPB-200.

Wyniki badań prototypów pozwoliły na dobór trzech wielkości wentylatorów (o średnicach  $D_2 = 100, 150$  i  $200$  mm) do typoszeregu pięciu wielkości palników gazowych blokowych. Przeprowadzone Politechniką Śląską badania prototypu wentylatora  $D_2 = 140$  mm we współpracy z palnikiem blokowym w pełni potwierdziły walory techniczne zaprojektowanego wentylatora. Uzyskano odpowiednie strumienie powietrza i prędkości wylotowe z dyszy powietrznej palnika oraz stwierdzono możliwość precyzyjnej regulacji strumienia powietrza za pomocą załuzi we wlocie kolanowym [6].

Badania potwierdziły prawidłowość przyjętego rozwiązania aerodynamicznego i konstrukcyjnego wentylatorów, spełniających założone wysokie wartości spiętrzeń ( $\Psi_c \approx 2,0$ ) i sprawności (dla  $D_2 = 200$  mm,  $\eta_c = 60\%$ ), przy zagwarantowaniu wymaganych wydajności objętościowych.





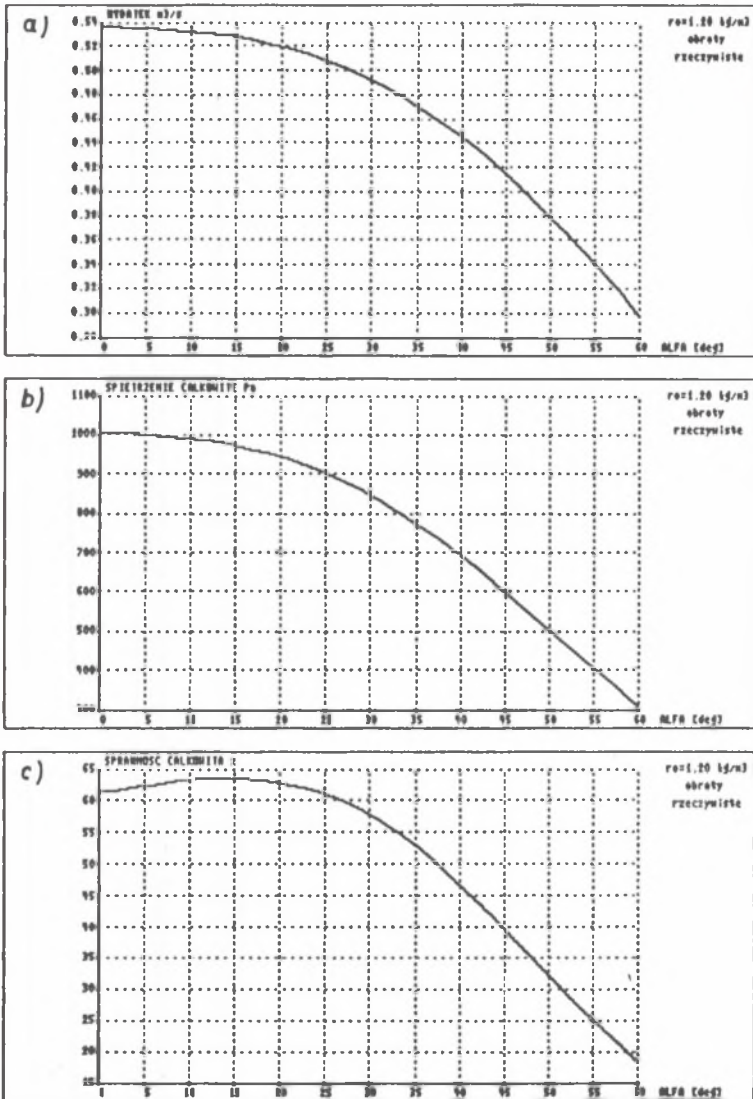
Rys. 4. Pagórek sprawności całkowitej w funkcji wydajności z przebiegiem zadanych parabol i oporów: a) dla  $D_2 = 140$ ,

Fig. 4. Efficiency in fauction of volume with resistance parabolas a) for  $D_2 = 140$  b) for  $D_2 = 200$

#### 4. WENTYLATOR PROMIENIOWY Z TWORZYW SZTUCZNYCH

Wentylatory promieniowe z tworzyw sztucznych (PCV) wykonywane w kraju charakteryzują się niskimi sprawnościami, bardzo pracochłonną technologią wykonania obudów spiralnych oraz wysokim hałasem.

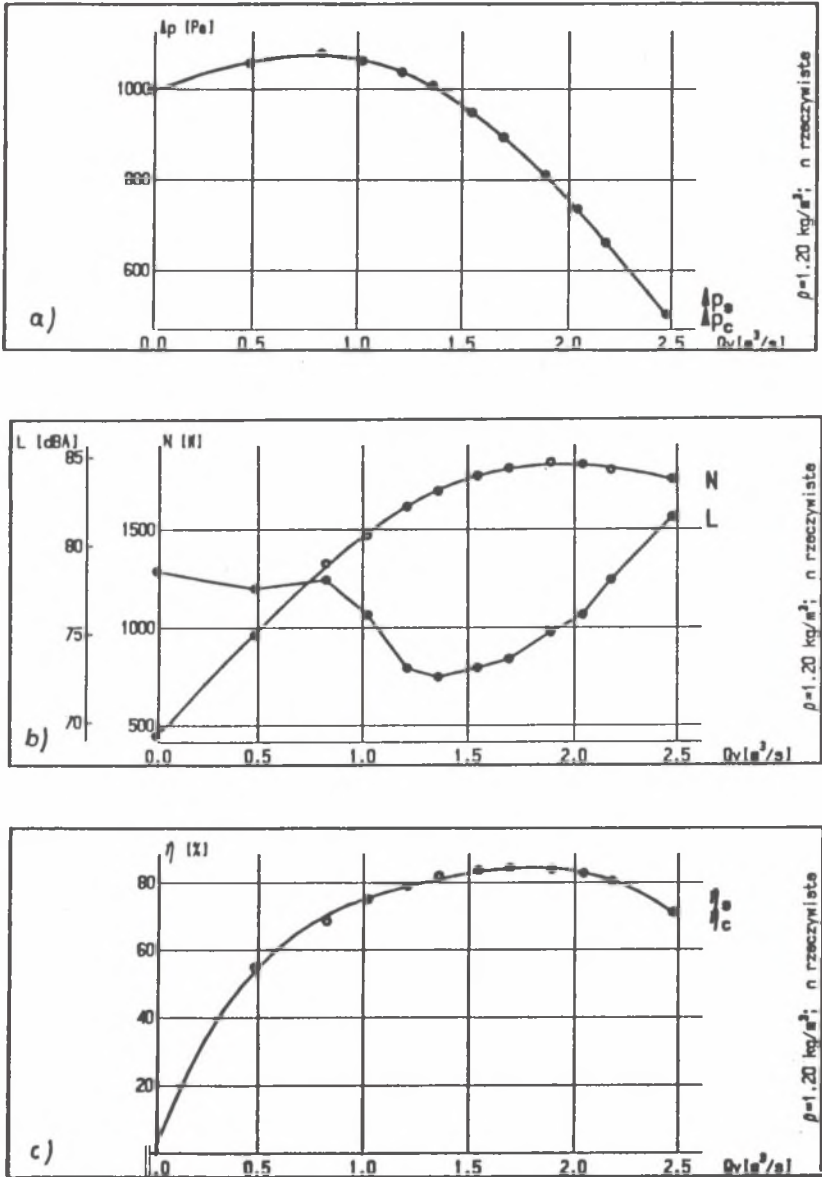
Na zlecenie i we współpracy (w wykonaniu prototypu) ze spółdzielnią ELEKTROMONT w Łodzi zmodernizowano wentylator WB-40. W wyniku zmiany aerodynamiki, konstrukcji oraz technologii wykonania koła wirnikowego (specjalne oprzyrządowanie) i obudowy spiralnej wentylatora uzyskano (dla tych samych prędkości obwodowych i nie większych wymiarów zewnętrznych) charakterystyki wentylatora WPST-40 [3] przedstawione na rys. 6 i 7. Przybliżo-



Rys. 5. Zmiana parametrów wentylatora WPB-200 dla kątów  $\alpha = 0^\circ + 60^\circ$ :  
a) wydatek, b) spiętrzenie, c) sprawność

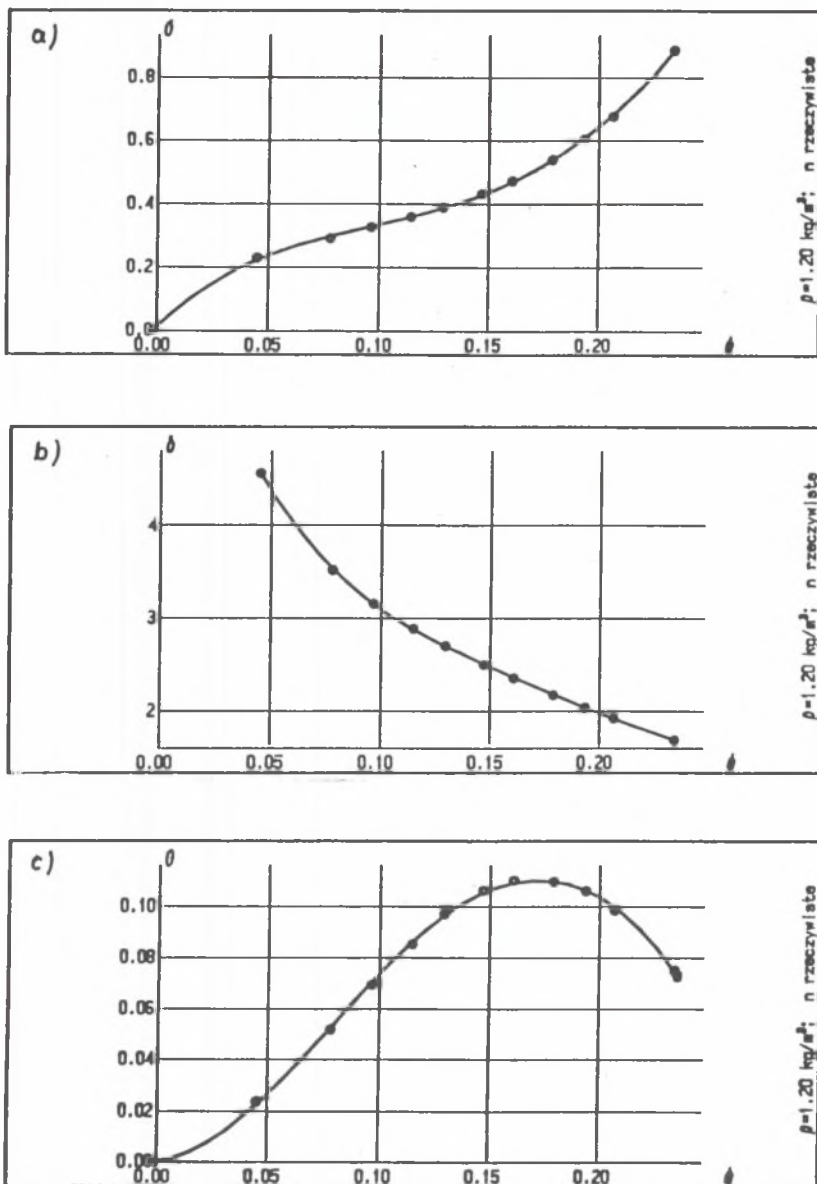
Fig. 5. Change of WPB-200 fan parameters for angles  $\alpha = 0^\circ + 60^\circ$  a) volume b) pressure rise c) efficiency





Rys. 6. Charakterystyki wentylatora WPST-40 w funkcji wydajności: a) spiętrzenie, b) moc i hałas, c) sprawność

Fig. 6. Characteristics of WPST-40 fan in function of volume a) pressure rise, b) power and noise, c) efficiency

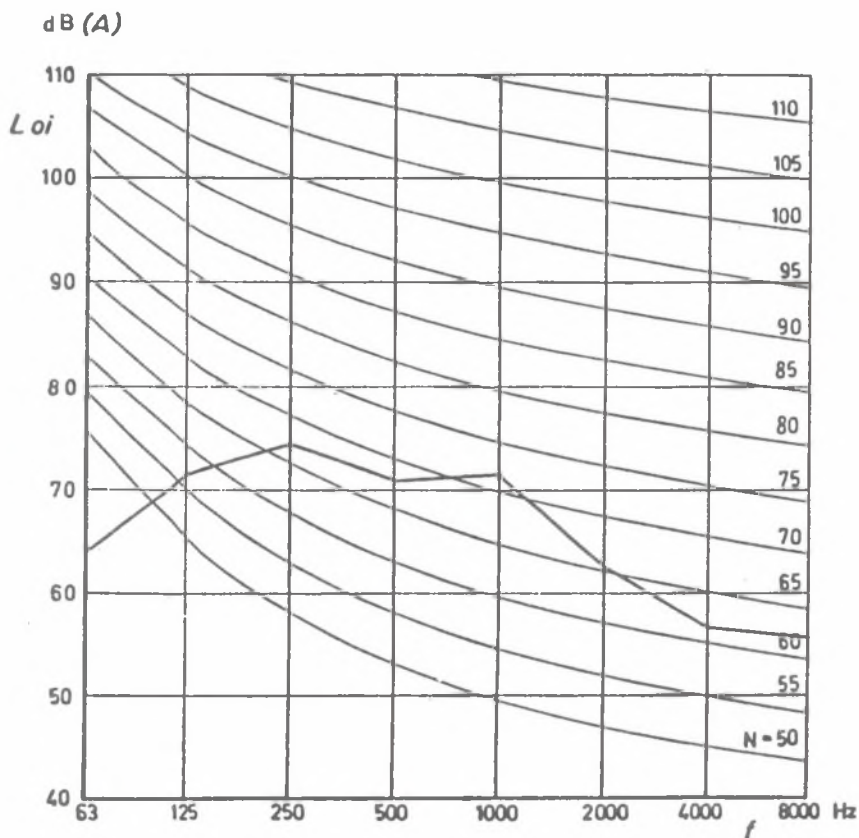


Rys. 7. Charakterystyki wentylatora WPST-40 w funkcji wskaźnika wydajności: a) wyróżnik szybkobieżności, b) wskaźnik średnicy, c) wskaźnik jakości

Fig. 7. Characteristics of WPST-40 fan in function of volume index a) shape number, b) diameter index, c) quality index

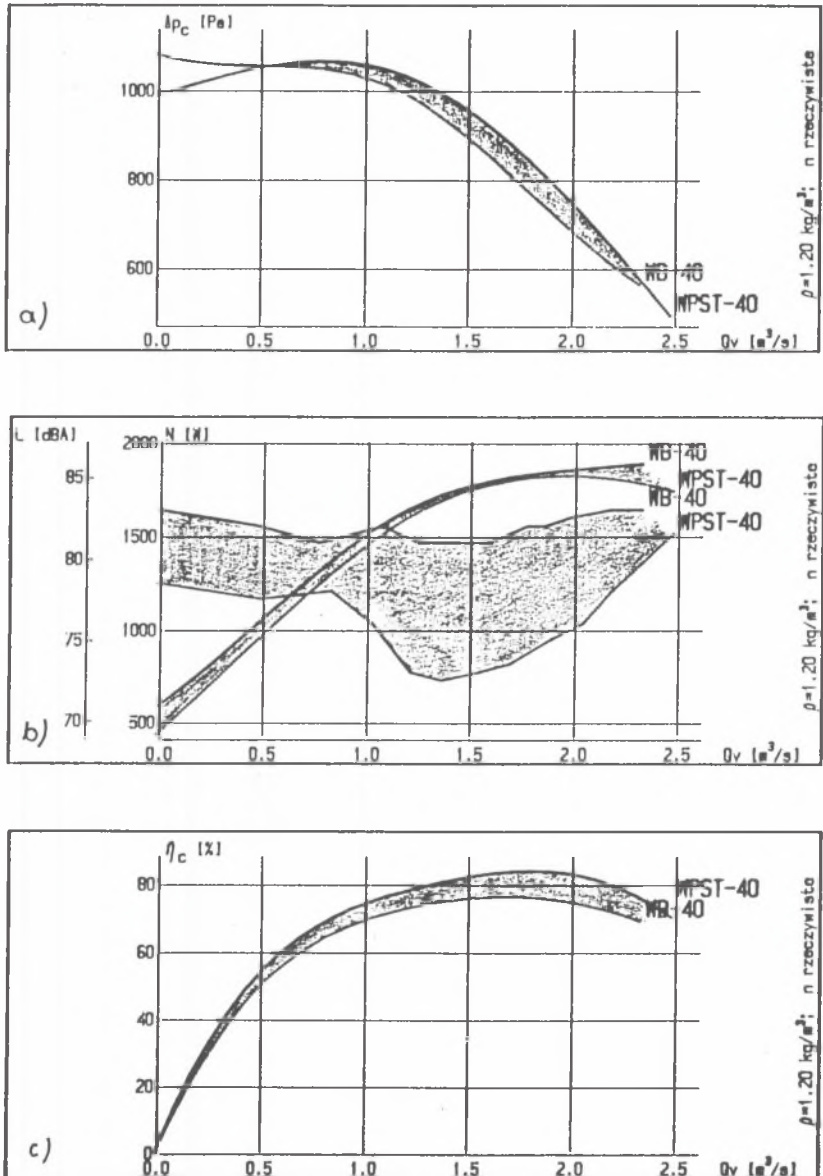
ne widmo poziomu dźwięku w optymalnym punkcie pracy wentylatora WPST-40, określające liczbę hałasu  $N$ , przedstawia rys. 8.

Porównanie charakterystyk wentylatorów WB-40 i WPST-40 (rys. 9) pozwala na ocenę przeprowadzonej modernizacji. Charakterystyki wentylatorów mierzone były po stronie ssania wentylatorów, na tym samym stoisku, a wyniki badań opracowano na komputerze IBM. Z porównania wynika, że w zmodernizowanym wentylatorze (WPST-40) uzyskano wyższe spiętrzenie całkowite, mniejsze moce i wyższe sprawności, przy obniżeniu hałasu w pobliżu optymalnego punktu pracy wentylatora o około 11 dB(A).



Rys. 8. Widmo poziomu dźwięku w optymalnym punkcie pracy wentylatora WPST-40

Fig. 8. Sound level spectrum in optimum working point of WPSR-40 fan



Rys. 9. Porównanie charakterystyk (w funkcji wydajności) wentylatorów WB-40 i WPST-40: a) ciśnienie, b) moc i hałas, c) sprawność

Fig. 9. Comparison of WB-40 and WPST-40 fans characteristics a) pressure rise, b) power and noise, c) efficiency

Należy nadmienić, że wentylator WPST-40 posiada napęd bezpośredni, ustawiony jest na z trzema wibroizolatorami, a jego obudowa spiralna jest skręcana z trzech elementów o przetłoczonych ścianach bocznych.

## 5. O PRZYBLIŻONEJ METODZIE OBLICZANIA OPTYMALNEGO PUNKTU PRACY WENTYLATORA PROMIENIOWEGO

W wielu przypadkach przy obliczaniu kinematyki wentylatora dla nowych parametrów aerodynamicznych występuje potrzeba szybkiego przeliczenia geometrii wirnika w optymalnym punkcie jego pracy.

W tym celu na podstawie komputerowej obróbki wyników charakterystyk modelowych wentylatorów promieniowych (około 20 modeli) wyznaczono zależność kąta natarcia "i" oraz kąta odchylenia strugi na wylocie z wirnika  $\vartheta$  w funkcji kątów zamocowania łopatek  $\beta_1^*$  i  $\beta_2^*$ .

Rzeczywiste parametry wentylatora promieniowego określa się z zależności:

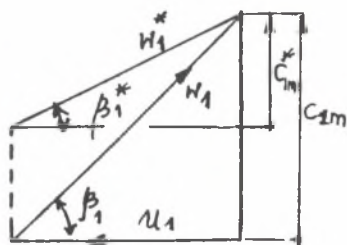
$$\dot{V} = c_{1m} \pi D_1 b_1$$

gdzie:

- $\dot{V}$  – wydajność wentylatora,
- $c_{1m} = \text{tg } \beta_1 u_1$  – prędkość merydionalna,
- $b_1$  – szerokość wieńca łopatkowego na średnicy  $D_1$ .

Wprowadzając pojęcie kąta natarcia "i", odpowiadającego różnicy pomiędzy kątem zamocowania  $\beta_1^*$  a średnim kątem przepływowym  $\beta_1$ :

$$i = \beta_1^* - \beta_1$$



Rys. 10. Trójkąt prędkości na wlocie do wieńca łopatkowego

otrzymuje się zależność (rys. 10):

Fig. 10. Velocity triangle in inlet blade ring

$$\dot{V} = \pi D_1 b_1 \text{tg}(\beta_1^* - i)$$

Śpiętrzenie teoretyczne dla wartości kąta odchylenia strugi na wylocie wieńca łopatkowego  $\vartheta = 0$  odpowiada:

$$\Delta p_{cT}^* = \rho u_2 c_{2u}^*$$

Teoretyczna wartość spiętrzenia dla wartości  $\vartheta > 0$  wynosi:

$$\Delta p_{cT} = \rho u_2 c_{2u}$$

gdzie  $c_{2u}$  jest rzeczywistą średnią wartością składowej obwodowej prędkości  $c_2$  na wylocie z wieńca łopatkowego.

Z trójkątów prędkości (rys. 11) otrzymuje się zależność:

$$c_{2u} = u_2 - \Delta u_2 = u_2 - c_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2$$

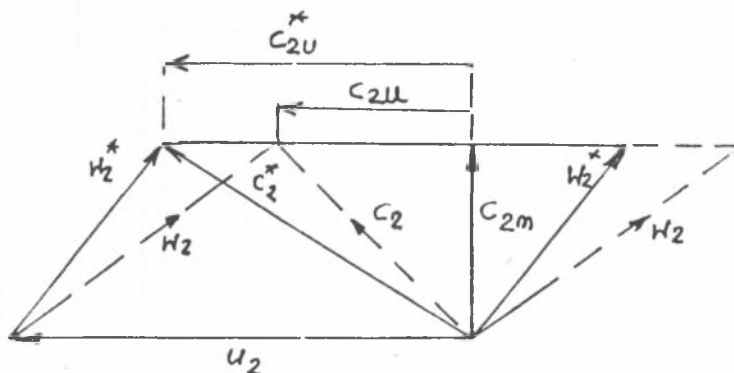
gdzie:

$$\beta_2 = \beta_2^* - \vartheta$$

$\beta_2^*$  – kąt zamocowania łopatek na średnicy  $D_2$ ,

$\beta_2$  – kąt średni strumienia czynnika na wylocie z wieńca łopatkowego,

$\vartheta$  – kąt odchylenia strugi na wylocie z wieńca,



Rys. 11. Trójkąt prędkości na wylocie z wieńca łopatkowego

Fig. 11. Velocity triangle in outlet blade ring



a zatem:

$$c_{2u} = u_2 - u_{2m} \operatorname{ctg}(\beta_2^* - \vartheta)$$

stąd:

$$\Delta p_{cT} = \rho u_2 [u_2 - c_{2m} \operatorname{ctg}(\beta_2^* - \vartheta)]$$

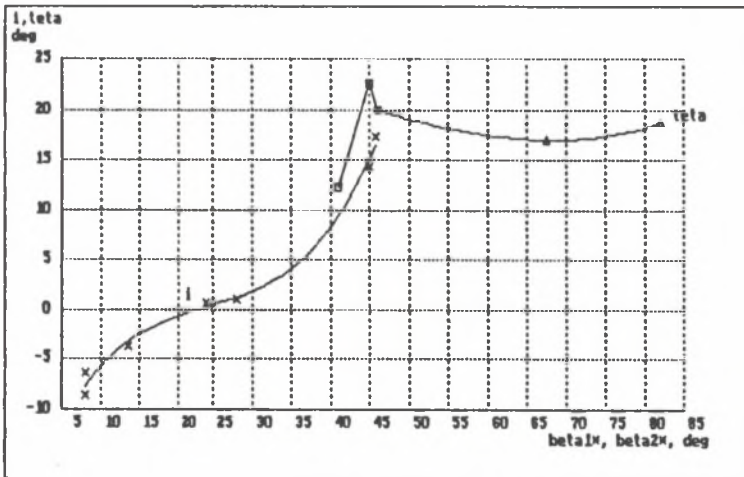
Rzeczywista wartość ciśnienia będzie pomniejszona o straty energii, a zatem:

$$\Delta p_c = \Delta p_{cT} \eta_c$$

Na podstawie wyników obliczeń kątów "i" i "ϑ", charakterystyk aerodynamicznych oraz charakterystyk mocy, gdzie:

$$N = Q_v \Delta p_{cT}$$

otrzymano przebieg zależności "i" oraz "ϑ" w funkcji kątów  $\beta_1^*$  i  $\beta_2^*$  (rys. 12). Wyniki obliczeń odnoszą się do optymalnego punktu charakterystyki wentyla-



Rys. 12. Zależność kąta natarcia "i" oraz kąta odchylenia strugi na wylocie z wieńca łopatekowego "ϑ" w funkcji kątów zamocowania łopatek

Fig. 12. Relationship between angle of incidence "i" and angle of yaw "ϑ" in outlet blade ring in function of blade retting angles  $\beta_1^*$  and  $\beta_2^*$

tora, przy czym każdy z punktów zaznaczonych na wykresie jest średnią z kilku wentylatorów o zbliżonych do siebie charakterystykach. Wyniki analizy obejmują wirniki o stosunku średnic  $v = 1,4 + 2,0$  i kątach  $\beta_1^* = 8 + 45^\circ$ , a  $\beta_2^* = 45 + 82^\circ$ .

## LITERATURA

- [1] Kędzierzawski J.: Wentylatory palników blokowych, Sprawozdania ITC nr ewid. 5256, 5452, 5593, (nie opublikowane), Łódź 1987–89.
- [2] Kędzierzawski J.: Modernizacja i unifikacja wentylatora promieniowego WB–40, Sprawozdanie ZORPOT (nie opublikowane, Łódź 1988.
- [3] Kędzierzawski J.: Badania aerodynamiczne prototypu wentylatora promieniowego z tworzywa typ WPST–40 z 3 kołami wirnikowymi, Sprawozdanie ENERGOITECE nr ewid. 72/JK/89 (nie opublikowane), Łódź 1989.
- [4] Kędzierzawski J.: Modernizacja wentylatora wyciągowego na kotle K–25, Sprawozdanie ITC nr ewid. 5827 (nie opublikowane), Łódź 1990.
- [5] Wzór użytkowy nr W–86588 pt.: Obudowa spiralna wentylatora promieniowego w szczególności winidurowego, zgł. 01. 1988.
- [6] Patent nr P–279414, pt.: Koło wirnikowe z promieniowym wieńcem łopatkowym, zgł. 05. 1992.

## Abstract

The paper presents some new designs of centrifugal fans evolved from models worked elaborated in the institute. Also, examples of designs, together with the aerodynamic characteristics are given, such as: modernized exhaust fan for power engineering, centrifugal fan with drum–type impeller for the series of block–type gas burners, plastic centrifugal fan. Next, the approximate calculation method of the optimum operation point of a centrifugal fan is described, following the investigations of model fans.

The basis of the calculation method is provided by the relation between inflow angle “ $i$ ” and blade angle “ $\beta_1^*$ ” that is by the function:

$$i = f(\beta_1^*)$$

and by the relation between downwash angle "V" at the impeller outlet and blade angle " $\beta_2$ ", that is by the function:

$$\vartheta = f(\beta_2)$$

After introducing the concept of inflow angle "i", which corresponds to the difference between blade angle " $\beta_1^*$ " and average downwash angle " $\beta_1$ "

$$i = \beta_1^* - \beta_1$$

the following dependence is derived:

$$V = \pi D_1 b_1 \operatorname{tg} (\beta_1^* - i)$$

Next, after introducing the concept of downwash angle V, which corresponds to the difference between blade angle  $\beta_2^*$  and average downwash angle  $\beta_2$

$$\vartheta = \beta_2^* - \beta_2$$

the dependence determining the real value of pressure gain is achieved:

$$\Delta p_c = \eta \rho u_2 [u_2 - c_{2m} \operatorname{ctg} (\beta_2^* - \vartheta)]$$

After the results were analyzed by computer methods, for optimum conditions the function is

$$i = f(\beta_1^*) \text{ and } \vartheta = f(\beta_2^*)$$

as it is illustrated in figure 12.