

Joachim J. OTTE

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

ZAGADNIENIE DOBORU CECH GEOMETRYCZNYCH SKRZYŃ WLOTOWYCH WENTYLATORÓW OSIOWYCH

Streszczenie. W pracy przeprowadzono analizę danych literaturowych dotyczących doboru cech geometrycznych skrzyń wlotowych wentylatorów osiowych. Przedstawiono wyniki badań własnych. Sformułowano zalecenia dotyczące kształtowania skrzyń o wysokiej doskonałości przepływowej.

1. Wstęp

Do ważnych elementów układu przepływowego wentylatora osiowego należy skrzynia wlotowa. Jakkolwiek jej udział w procesie sprężania, w porównaniu z pracą układu łopatkowego, jest niewielki, to jednakże może ona istotnie wpływać na charakterystykę pracy wentylatora. Przy uzyskiwanych obecnie wysokich sprawnościach układów łopatkowych, koniecznym staje się bliższe rozważenie zagadnień związanych z doбором optymalnych cech geometrycznych takich elementów układu przepływowego jak skrzynie wlotowe, które w opracowaniach literaturowych potraktowane są dosyć skąpo.

Zadaniem skrzyń wlotowych wentylatorów osiowych jest doprowadzenie czynnika do przekroju wlotowego łopatek, przy czym żąda się tu spełnienia następujących warunków:

- równomiernego rozkładu prędkości na wlocie do układu łopatkowego,
- małych strat ciśnienia,
- prostego i taniego wykonawstwa,
- względnie małych wymiarów gabarytowych skrzyni.

Określenie geometrii skrzyni wlotowej spełniającej w sposób wyważony powyższe wymagania uzyskuje się w rezultacie dosyć żmudnych badań. Należy tu podkreślić, że badanie skrzyń wlotowych jest utrudnione przez to, że są one tworamizdecydowanie przestrzennymi.

Wśród stosowanych metod badawczych można wyróżnić:

- doświadczalne badania przepływowe na obiektach rzeczywistych i ich modelach,
- badania z zastosowaniem metod analogii,
- badania wizualizacyjne,
- teoretyczną analizę przepływu.

Doświadczalne badania skrzyń wlotowych względnie ich modeli w strumieniu powietrza dają najlepsze wyniki, gdyż uwzględniają one prawie wszystkie wpływy. Zasadniczą wadą tej metody jaką jest wysoki koszt badań, nie pozwala na szersze jej wykorzystanie do analizy, np. wpływu cech geometrycznych na jakość przepływu i najczęściej też bywa stosowana do oceny przepływu w wybranych pojedynczych konstrukcjach.

Badania wizualizacyjne przepływu bazujące na formalnym podobieństwie geometrycznym jakkolwiek nie pozwalają uzyskać danych ilościowych, to dają one ocenę jakościową wpływu cech geometrycznych skrzyni na strukturę przepływu.

Pozostałe metody opierające się na założeniu przepływu potencjalnego dają wyniki mniej adekwatne do rzeczywistości. Uzasadnienie celowości stosowania tych metod opiera się na fakcie, że im bardziej zbliżamy się do geometrii skrzyni o minimalnych stratach przepływu to w coraz większym stopniu zostają zachowane warunki przepływu potencjalnego. Stąd więc za pomocą tych metod w badaniach wstępnych i podstawowych można jednak uzyskać dobre rozeznanie odnośnie korzystnego kształtowania cech geometrycznych elementów wlotowych.

2. Zagadnienie określenia strat w skrzyni wlotowej

Doskonałość aerodynamiczną kształtów skrzyni wlotowej można określać poprzez mające tutaj miejsce efekty dysypacyjne jak i również poprzez wpływ na charakterystykę pracy wentylatora. Wpływ ten bierze się nie tylko z tego, że w samych elementach wlotowych zachodzą straty ciśnienia lecz również z tego, że może się tu kształtować, nawet przy niewielkich stratach ciśnienia, struktura przepływu bardzo niekorzystna dla układu łopatkowego powodująca wzrost strat. Stąd też stratę mocy użytecznej wywołaną przez skrzynię wlotową wentylatora można podzielić na dwie części:

- stratę bezpośrednią w samej skrzyni wlotowej,
- stratę (pośrednią) w dalszych elementach układu przepływowego wentylatora.

Efekty energetyczne składające się na drugi element straty przepływu mogą być dodatnie lub ujemne, tzn., że kanały wlotowe nie zawsze powodują wzrost strat w dalszych częściach wentylatora. Czasem wprost przeciwnie, kanały wlotowe wywołują zmniejszenie tych strat. Może więc nawet zdarzyć się, że sprawność wentylatora ze skrzynią jest większa niż bez skrzyni wlotowej, co należy interpretować w ten sposób, że układ łopatkowy jest lepiej dostosowany do pracy w warunkach napływu (rozkłady prędkości) wytworzonych przez skrzynię wlotową. Nasuwa się tu bardziej ogólny wniosek, że poprawnie zaprojektowany, a więc i wysokosprawny układ łopatkowy uzyskuje się przy uwzględnieniu rzeczywistych rozkładów parametrów przepływu w jego przekroju wlotowym. W tym kontekście można mieć więc wiele za-

strzeżeń co do racjonalności postępowania projektanta, który najpierw zakłada sobie w modelu obliczeniowym rozkład prędkości na wlocie do wirnika $c_m = \text{const}$ a następnie, niekiedy przy dużym nakładzie pracy badawczej, usiłuje tak dobrać cechy geometryczne wlotów i skrzyń wlotowych, by zbliżyć się do swojego założenia i tym samym by uzyskać zadowalającą sprawność.

Jeżeli chodzi o ilościowe określenie efektów dysypacji energii strumienia w elementach wlotowych, to brak jest jednoznacznych danych. Wynika to m.in. ze złożoności stosunkowo mało zbadanego zagadnienia przepływu w tych elementach. Pewną niejasność wprowadzają tu także różne sposoby badań.

Straty przepływu można wyznaczyć prowadząc badania kanałów wlotowych jako elementów samoistnych, odosobnionych lub przez porównanie charakterystyk pracy wentylatora bez i z dołączonymi kanałami wlotowymi (np. mierząc raz sprawność wentylatora bez skrzyni, drugi raz ze skrzynią). Otrzymane wyniki dosyć znacznie się różnią, co jest zrozumiałe, gdyż mierzone są tu różne straty.

Dla skrzyń wlotowych stratę ciśnienia określa się najczęściej jednym z poniższych wzorów:

$$\Delta p = \xi_1 \frac{1}{2} \rho \left(\frac{\dot{V}}{A_1} \right)^2 \quad (1)$$

$$\Delta p = \xi_2 \frac{1}{2} \rho \left(\frac{\dot{V}}{A_2} \right)^2, \quad (2)$$

gdzie:

A_1 - pole przekroju początkowego skrzyni wlotowej,

A_2 - pole przekroju wylotowego ze skrzyni wlotowej.

Wielkości ξ_1 i ξ_2 są odpowiednimi współczynnikami straty wlotowej.

Przedstawione w pracy [2] badania skrzyń wlotowych przeprowadzone na specjalnym stanowisku wykazały, że dla optymalnych skrzyń współczynniki strat wynoszą

$$\xi_1 = 1.3 \quad \xi_2 = 0.14$$

Dla porównania można podać, za Idielczikiem [4], że współczynniki strat optymalnego kolana przyspieszającego wynoszą:

$$\xi_1 = 0.46 \quad \xi_2 = 0.07$$

Badania porównawcze Bernarda [1] prowadzone ze skrzynią a następnie bez skrzyni wlotowej wykazały, że wynikający z pomiarów współczynnik strat

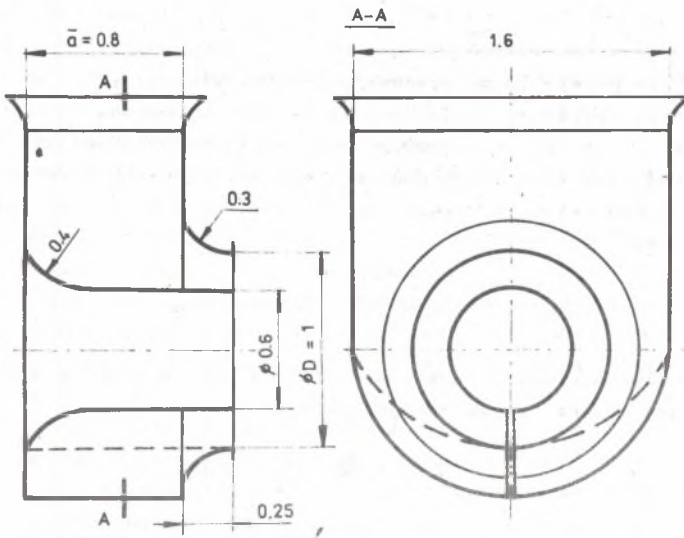
wybranej optymalnej skrzyni wlotowej (bez konfuzora wlotowego) wynosi $\xi_1 = 0.26$, a uwzględniając błędy pomiarów mieści się w granicach $\xi_1 = 0.2-0.32$. Jeżeli uwzględnić tutaj straty w konfuzorze wlotowym rzędu 2%, to współczynniki strat mieszczą się w zakresie

$$\xi_1 = 0.3 - 0.42$$

Przykładem tego, że badania porównawcze mogą znacznie wypaczyć obraz rzeczywistości jest praca Surnowa [10]. W badaniach skrzyń, których geometrie można ocenić jako odbiegającą od optymalnych, uzyskał on współczynnik strat $\xi_2 = 0.01$. Tak mały współczynnik strat jest tu więc nie tyle wynikiem dobrze dobranych cech geometrycznych skrzyni wlotowej, ile złej pracy układu łopatkowego. To stwierdzenie wykazuje, że również wyniku badań skrzyń wlotowych pracujących w układzie wentylatora promieniowego nie można bezpośrednio przenosić w dziedzinę badań skrzyń wentylatorów osiowych.

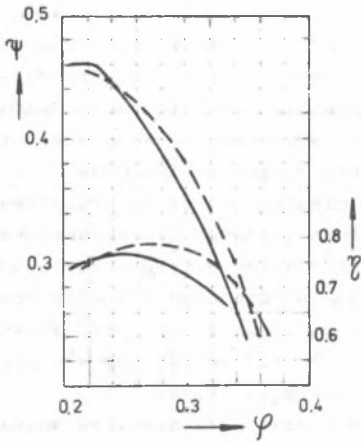
3. Optymalne cechy geometryczne skrzyń wlotowych wentylatorów osiowych według danych literaturowych

Liczba dostępnych pozycji literaturowych dotyczących tematyki doboru optymalnych cech geometrycznych skrzyń wlotowych wentylatorów osiowych jest niewielka. Na ten stan składają się trudności badawcze jak i fakt, że



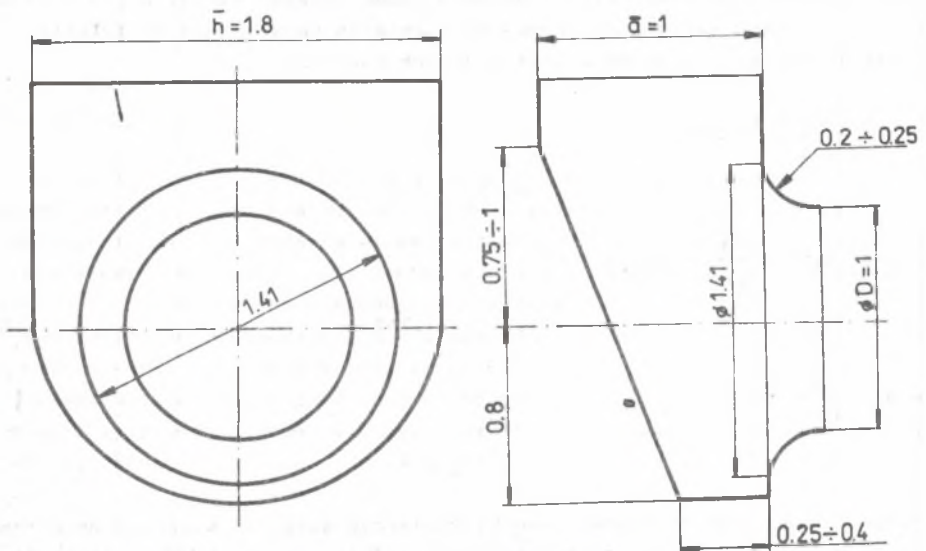
Rys. 1. Skrzynia wlotowa badana przez Surnowa [10]

niektóre rozwiązania konstrukcyjne mogą stanowić pewną tajemnicę przemysłową. Do najbardziej istotnych prac w rozpatrywanym zakresie należą prace Surnowa [10] i Bernarda [1].



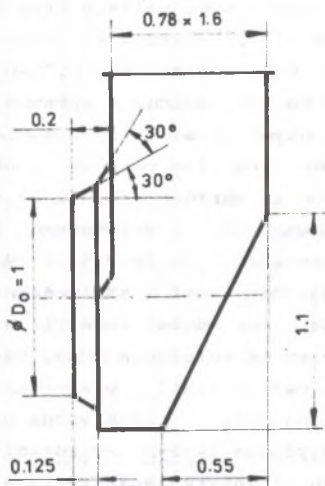
Rys. 2. Wpływ spłycaenia skrzyni wlotowej wg rys. 1 na charakterystykę pracy wentylatora [10]

Surnow bardzo wiele uwagi poświęcił skrzyni wlotowej o kształtach przytoczonych na rys. 1. Zmieniając głębokość skrzyni w granicach $\bar{a} = 0,35-0,8$ wykazał on, że maksymalną sprawność wentylatora uzyskuje się przy $\bar{a} = 0,8$. Uwzględniając średnicę rdzenia $0,6D$, otrzymuje się tu wartość stosunku przekrojów wlotowego A_1 i wylotowego A_2 skrzyni wynoszącą $A_1/A_2 = 2,5$. Bardzo ważnym rezultatem jest stwierdzenie faktu poprawy sprawności wentylatora (rys. 2) przez ograniczenie dolnej części skrzyni według linii przerywanej naniesionej na rys. 1. Inna ważna obserwacja dotycząca skrzyni z rdzeniem (osłona wału i łożysk) dotyczy stosowania zębra dzielącego skrzynię celem uniknięcia przepływów pulsacyjnych.



Rys. 3. Optymalna skrzynia wlotowa według Bernarda [1]

W kraju badania skrzyń wlotowych wentylatorów osiowych w zakresie stosunków średnic $\varphi = 0,3 - 0,735$, przeprowadził Bernard [1]. Dążąc do ujednoczenia elementów konstrukcyjnych wentylatorów jako optymalną, zalecono



Rys. 4. Skrzynia wlotowa zaproponowana przez Richtera [9] dla wentylatorów promieniowych

tu skrzynię o wymiarach podanych na rys. 3. Przy jej doborze kierowano się zasadą aby straty przepływu były umiarkowane, a wymiary skrzyni nie były rażąco duże. Bardzo istotnym mankamentem tej pracy jest to, że niezależnie od stosunku średnic proponuje się wymiarowo tę samą skrzynię. Jest to w pewnym sensie niezgodne z fizycznym rozumieniem zjawiska przepływu w skrzyni wlotowej, którego charakterystyczną cechą jest stopień przyspieszenia przepływu. Przyjęcie propozycji według pracy [1] prowadzi do tego, że np. przy stosunkach średnic $\varphi \sim 0,7$ otrzymuje się przewymiarowaną skrzynię wlotową.

Warte przytoczenia są niektóre wnioski z książki Richtera [9], jakkolwiek dotyczą one skrzyń pracujących w układzie przepływowym wentylatora promieniowego. Stwierdzono tu, że istotny przy kształtowaniu geometrii skrzyni stosunek pól przekroju wlotowego i wylotowego skrzyni A_1/A_2

można powiązać ze stosunkiem ciśnienia dynamicznego strugi płynu w przekroju wylotowym skrzyni do przyrostu ciśnienia całkowitego wentylatora.

I tak zaleca się zachowanie następujących relacji:

$$\text{- dla } \frac{c_2^2}{\psi u_z^2} \leq 0,07,$$

$$A_1/A_2 = 1,5$$

$$\text{- dla } 0,07 < \frac{c_2^2}{\psi u_z^2} < 0,15;$$

$$A_1/A_2 = 1,7 \pm 2$$

(3)

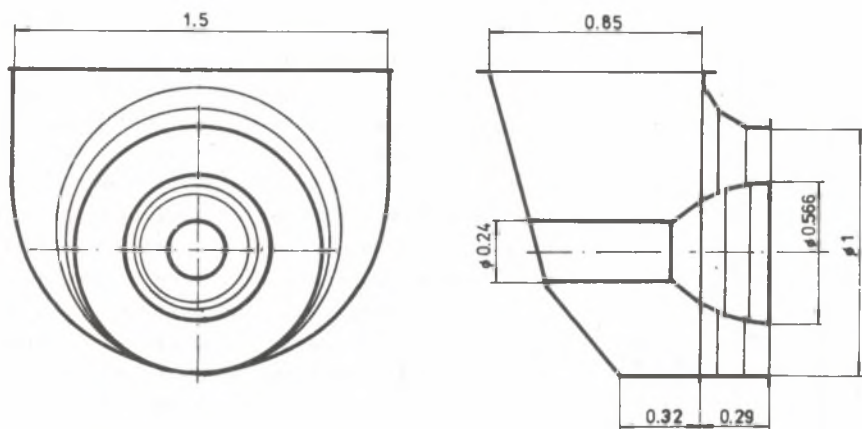
$$\text{- dla } \frac{c_2^2}{\psi u_z^2} \geq 0,15;$$

$$A_1/A_2 \geq 2$$

Proponowane przez Richtera stosunki wymiarowe skrzyni wlotowej przedstawiono na rys. 4. Na podstawie badań stwierdził on, że pochylenie tylnej

ścianki nie tylko zmniejsza straty ciśnienia, lecz także ogranicza niepożądane pulsacje przepływu w wentylatorze.

Innym zaleceniem sformułowanym w pracy [2] także odnośnie skrzyń wentylatorów promieniowych, jest postulat takiego kształtowania wymiarów by $A_1/A_2 \geq 2$.



Rys. 5. Skrzynia wlotowa wentylatorów AP1-22/12 firmy KKK

Dla porównania z podanymi wyżej (rys. 1, rys. 3 i rys. 4) schematami skrzyń wlotowych, na rys. 5 przedstawiono skrzynię wlotową wentylatora AP1-22/12 produkowanego w Fabryce Wentylatorów "FAWENT" w Chełmie Śląskim na licencji firmy KKK.

4. Badania własne

Jedną z przeszkód w prowadzeniu badań skrzyń wlotowych w zakresie przepływów potencjalnych (metody analogowe i teoretyczne analiza przepływu) i dochodzeniu do praktycznych wniosków jest pewien brak kryteriów poprawnej pracy skrzyni wlotowej. Dwie propozycje w tym względzie przedstawiono w pracy [5] i dotyczą one następujących warunków:

- równomiernego rozkładu prędkości na wlocie do układu łopatkowego,
- małych strat ciśnienia w przepływie.

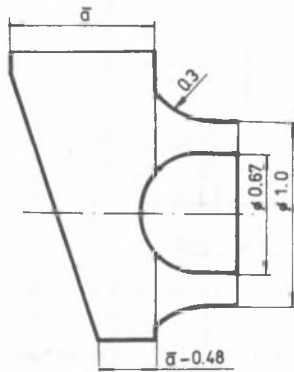
Uwzględniając, że najbardziej pożądanym rozkładem prędkości w płaszczyźnie wylotowej skrzyni wlotowej jest rozkład stały wynikający z równania ciągłości

$$c_{m2} = \frac{\dot{V}}{A_2} = \text{const}, \quad (4)$$

pierwszy z wymienionych warunków można ująć matematycznie w następujący funkcjonal-kryterium

$$\phi_2 = \frac{1}{\lambda_2} \int_{\lambda_2} (c_m - c_{m2})^2 dA \quad (5)$$

Znacznie trudniejsze jest natomiast ujęcie drugiego warunku poprawnej pracy skrzyni wlotowej, gdyż jak wiadomo w przepływie potencjalnym straty ciśnienia nie występują. Koncepcja obejścia tej trudności jest następująca: jeżeli przyjąć, że decydujący wpływ na straty przepływu ma rozkład ciśnień, a ściślej gradientów ciśnień o wielkości których uzależnione jest narastanie warstw przyściennej, ich oderwanie i w końcu powstawanie stref zawirowań, to można wysunąć postulat, że w idealnym przypadku rozkład ciśnienia wzdłuż każdej linii prądu powinien być liniowy, zmieniający się od ciśnienia p_{1j} (odpowiadającego prędkości c_{m1j}) na j -tej linii prądu w przekroju wlotowym, do ciśnienia p_{2j} (odpowiadającego prędkości c_{m2j}) w przekroju wylotowym. Rozkład ten przedstawiony może być równaniem



Rys. 6. Schemat skrzyni do badań analogowych

$$p_j = (p_{2j} - p_{1j}) \frac{l_j}{L_j} + p_{1j}, \quad (6)$$

gdzie:

- l_j - bieżąca długość j -tej linii prądu (odmierzając od wlotu),
- L_j - całkowita długość j -tej linii prądu.

Ponieważ w kanałach wlotowych rozkłady ciśnienia będą oczywiście odbiegały od idealnego, to miarą tego odchylenia może być funkcjonal-kryterium

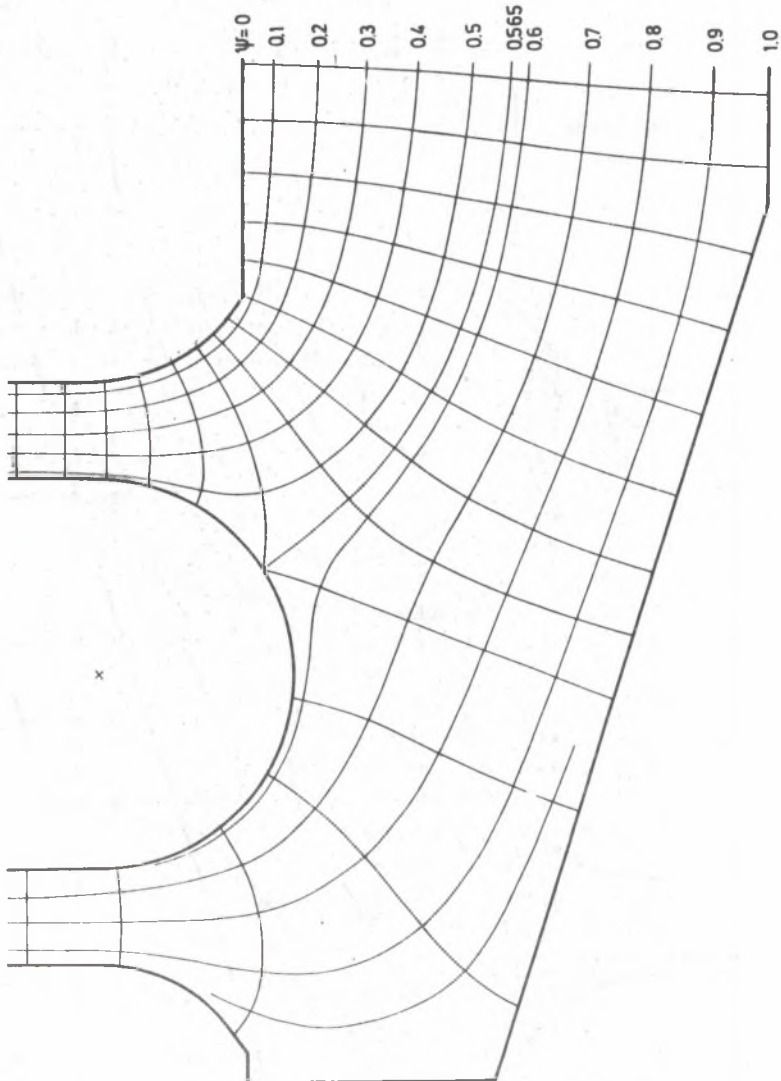
$$\phi = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k \frac{1}{L_j} \int_{l_j} (p - p_j)^2 dl, \quad (7)$$

gdzie:

- k - liczba rozpatrywanych linii prądu.

Powyższe kryteria wykorzystano w badaniach skrzyni metodą analogii elektrycznej wykorzystując jako ośrodek modelujący papier przewodzący [3],

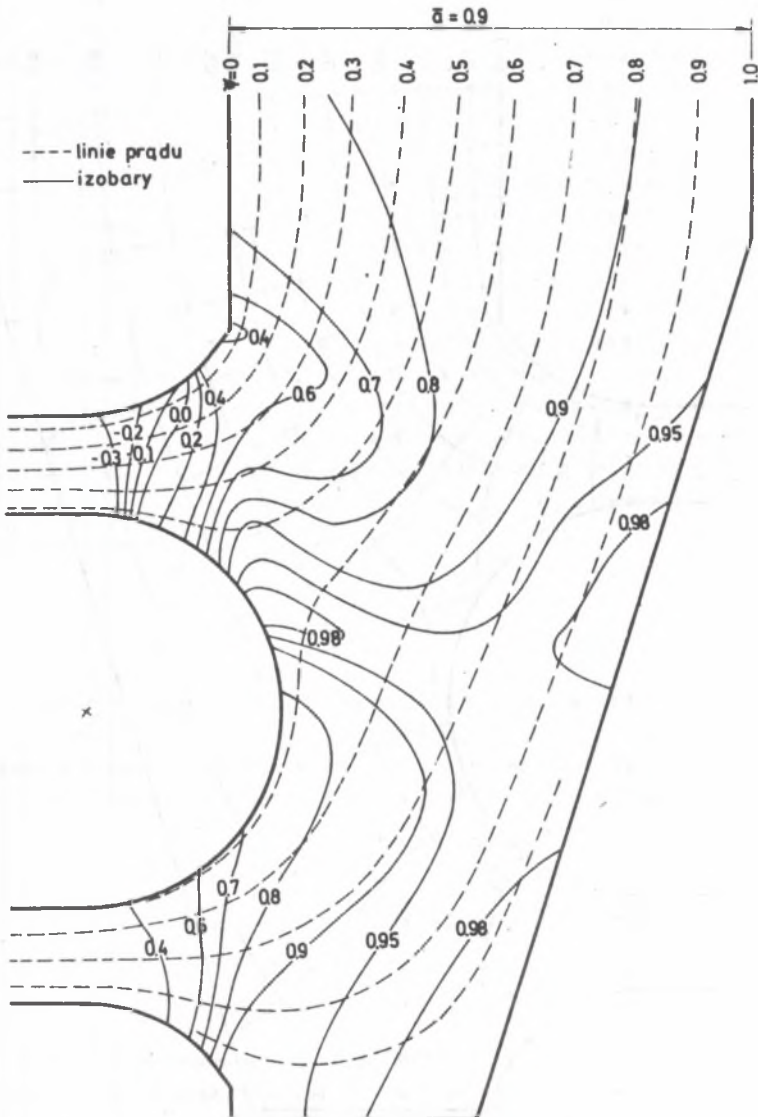
[5]. Podstawę analogii stanowi fakt, że zarówno potencjał elektryczny jak i potencjał prędkości przepływu (jak również funkcja prądu) spełnia równanie Laplace'a $\Delta U = 0$. Ponieważ na papierze przewodzącym realizować można tylko modele płaskie, stąd też modelowany był tylko przekrój skrzyni w płaszczyźnie podziałowej, co powoduje, że uzyskane wyniki należy uznać za przybliżone. Przeprowadzono badania wpływu głębokości skrzyni (o geometrii podanej na rys. 6) na kształtowanie się wartości wyżej sformułowa-



Rys. 7. Rozkład linii prądu uzyskany w badaniach analogowych

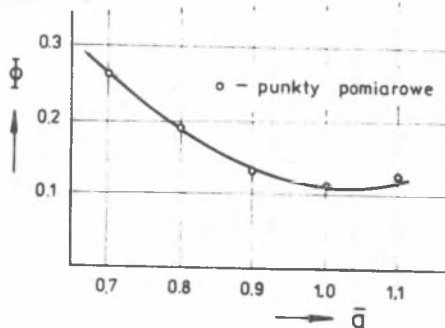
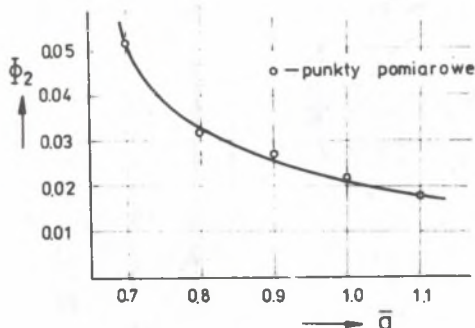
nych kryteriów. Wymiar głębokości a odniesiony do zewnętrznego wymiaru w przekroju wylotowym przyjmował w badaniach wartości $\bar{a} = 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.1$.

W wyniku badań dla każdej głębokości \bar{a} uzyskano rozkład linii prądu, linii ortogonalnych, rozkład prędkości i rozkład ciśnień. Dla przykładu na rys. 7 przedstawiono siatkę przepływu z wyszczególnionymi liniami prądu otrzymaną dla wlotu o wymiarze $\bar{a} = 0.9$. Na rys. 8 przytoczono nato-



Rys. 8. Rozkład izobar uzyskany w badaniach analogowych

niast rozkład linii stałych wartości ciśnienia statycznego (izobar) opracowany w formie bezwymiarowej.



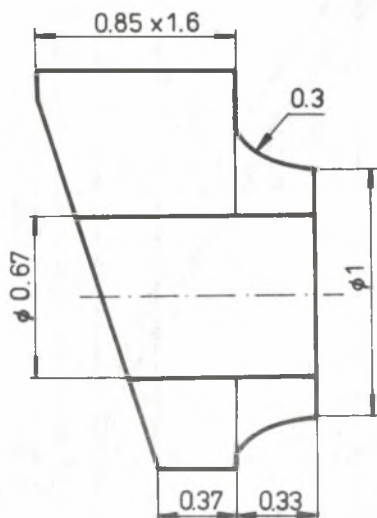
Rys. 9. Kształtowanie się kryterium $\Phi_2 = f(\bar{a})$ Rys. 10. Kształtowanie się kryterium $\Phi = f(\bar{a})$

Kształtowanie się zależności kryteriów poprawnej pracy skrzyń Φ i Φ_2 od wymiaru \bar{a} przedstawiono na rys. 9 i rys. 10. Z przebiegu krzywej na rys. 9 wynika, że ze wzrostem głębokości \bar{a} wartość funkcjonu Φ_2 zgodnie z oczekiwaniami monotonicznie maleje, przy czym do wartości $\bar{a} = 0.8$ spadek jest gwałtowny, dalszy zaś wzrost parametru \bar{a} nie powoduje już

tak znacznego spadku. Również na wykresie 10 wyróżnić można dwa zakresy zmienności funkcjonu Φ , a mianowicie do wartości $\bar{a} = 0.9$ gdzie maleje, oraz powyżej gdzie zmiany są nieznaczne.

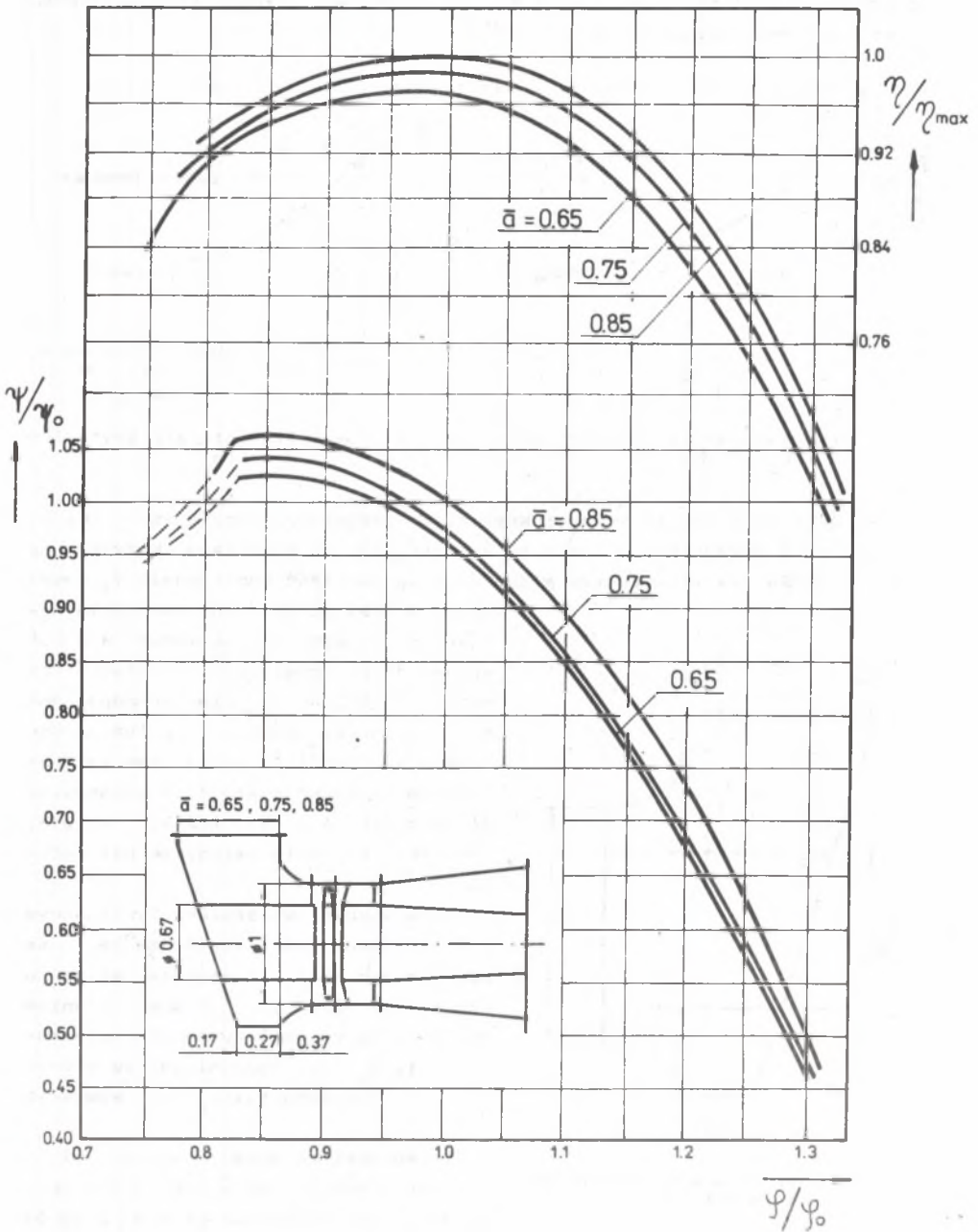
Praktycznym wnioskiem wynikającym z tych badań jest stwierdzenie, że niewskazane jest stosowanie skrzyń o głębokości $\bar{a} < 0.8$. Można również przyjąć, że ze względu na sformułowane kryteria Φ_2 i Φ , optymalnymi są skrzynie o charakterystycznym wymiarze $\bar{a} \geq 0.9$.

Przedstawione wyżej badania miały związek z rozpoczętą w tym czasie pracą dotyczącą "Typoszeregu wentylatorów WOR z regulowanymi łopatkami" [6], [7], zleconą przez Zakład Doświadczalny Fabryki FAWENT w Chełmie Śląskim. W trakcie tej pracy przeprowadzono badania osiowego wentylatora modelowego ze skrzynią przedstawioną na rys.



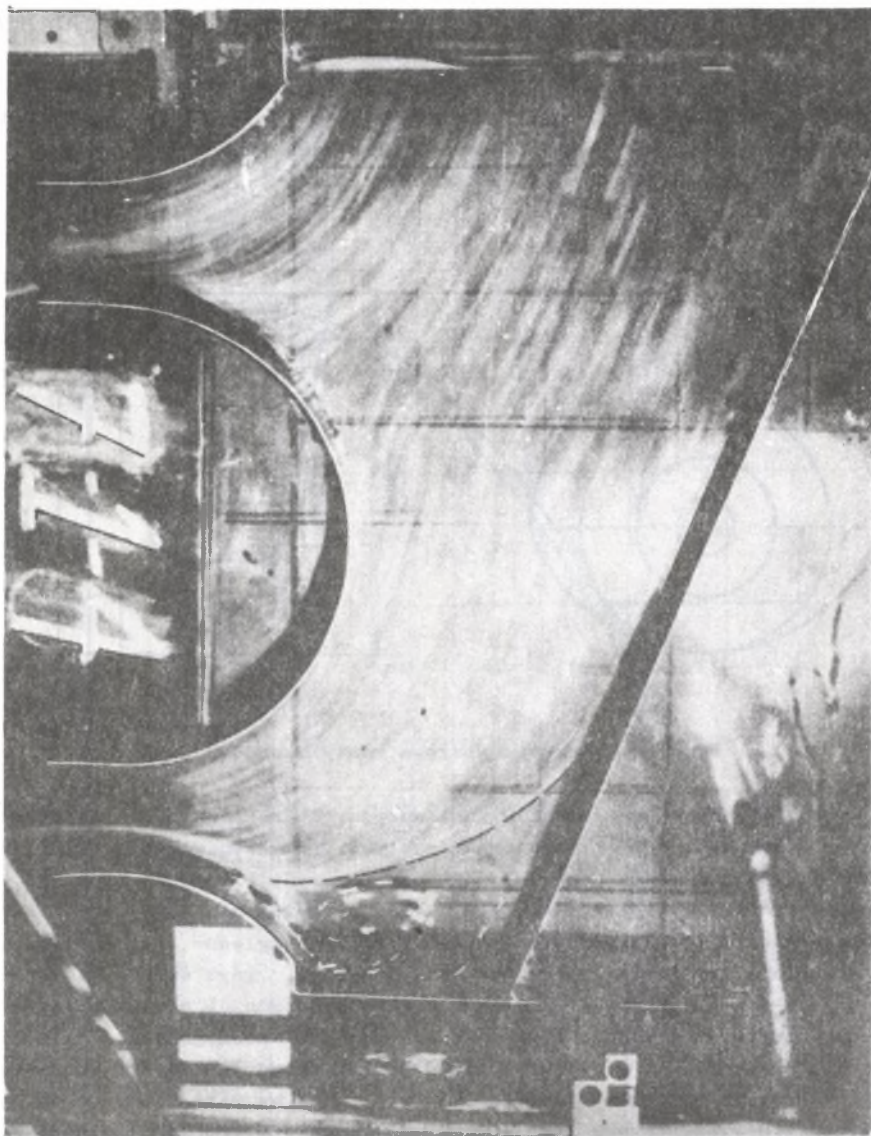
Rys. 11. Skrzynia wlotowa wentylatora WOR 067

badania osiowego wentylatora modelowego ze skrzynią przedstawioną na rys.



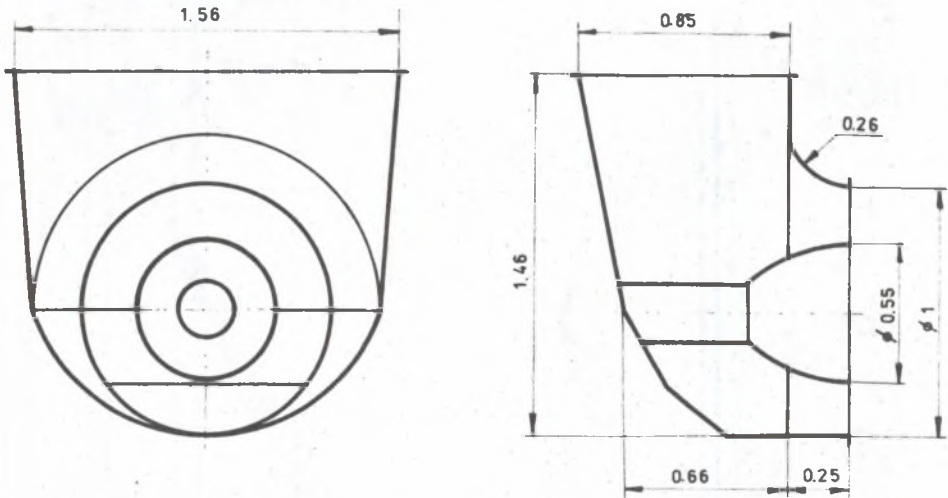
Rys. 12. Wpływ głębokości skrzyni wlotowej na charakterystykę pracy wentylatora WOR 067

11. Głębokość skrzyni była zmienna i wynosiła $\bar{a} = 0.65, 0.75, 0.85$. Wyniki pomiarów w postaci bezwymiarowej zestawiono na rys. 12. Przebieg charakterystyki sprawności i spiętrzenia potwierdza wnioski wyciągnięte z poprzednich badań. Jako optymalną dla stosunku $\bar{a} = 0.67$ przyjęto skrzynie o gabarytach przedstawionych na rys. 11.



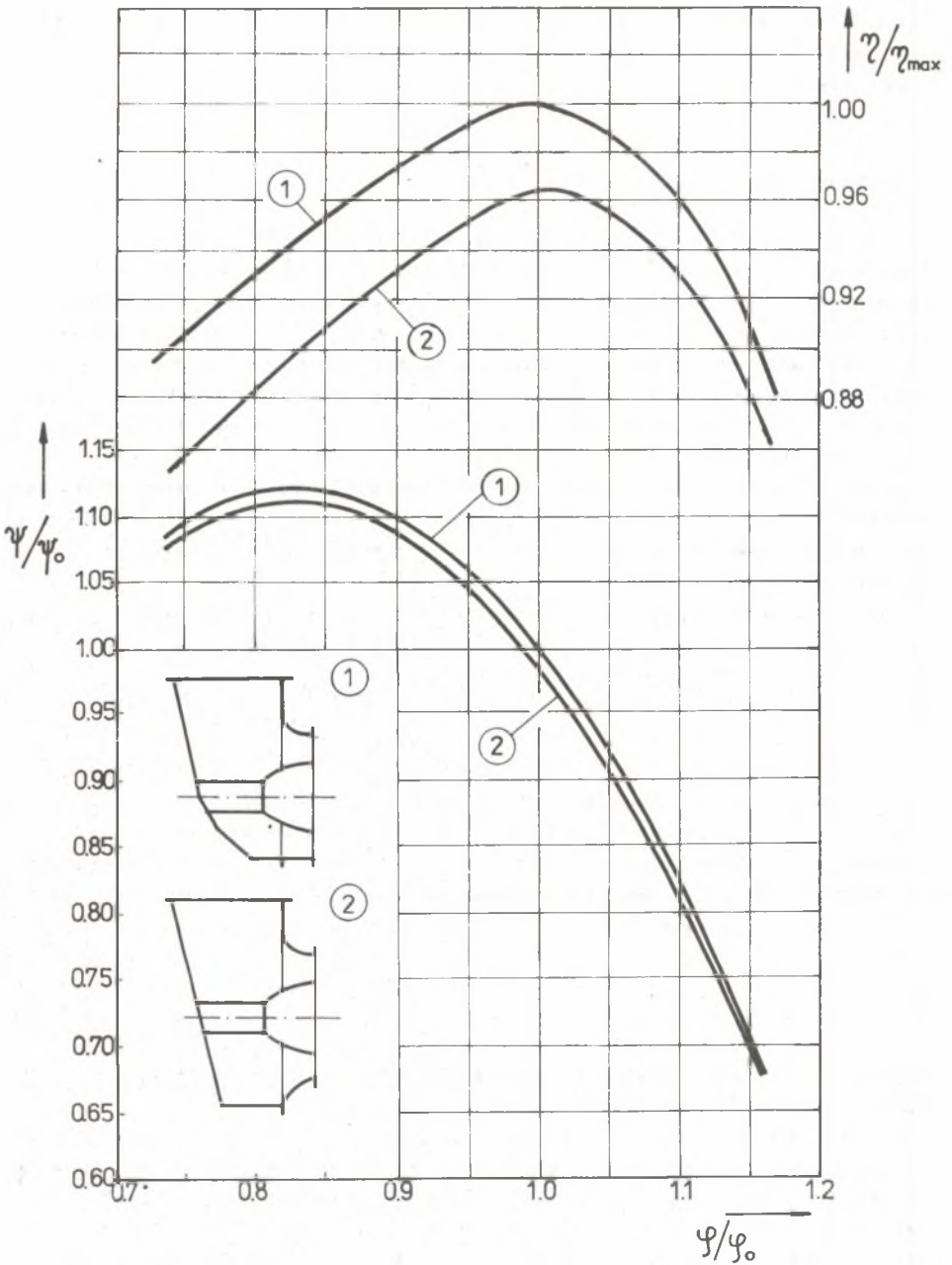
Rys. 13. Wizualizacja przepływu w skrzyni wlotowej przy zastosowaniu wanny wodnej

W dalszych pracach konstrukcyjnych dotyczących układu przepływowego o stosunkach średnic $\vartheta = 0.5 - 0.56$, mając na uwadze uzyskanie jak najwyższej sprawności wentylatora, jeszcze raz przeanalizowano doskonałość aerodynamiczną kształtów geometrycznych skrzyń wlotowych. I tak przeprowadzono serię badań wizualizujących przepływ w wannie wodnej. Uzyskane tutaj wyniki, jakkolwiek tylko jakościowe, dają dobre rozeznanie odnośnie charakteru i struktury przepływu. Metoda wizualizacji przepływu szczególnie nadaje się do lokalizacji obszarów zastoju i stref zawirowań. Dla przykładu na rys. 13 przedstawiono fotograficzny obraz przepływu w skrzyni wlotowej według rys. 6. Już na pierwszy rzut oka widać w dolnej części skrzyni strefę zastoju i zawirowań płynu, która w efekcie jest źródłem strat przepływu. Linia rozdzielająca obszar "zdrowej" strugi płynu i strefę zawirowań wyznacza pożądany kształt skrzyni w jej dolnej części.



Rys. 14. Skrzynia wlotowa wentylatora WOR 056

Wykorzystując wyniki badań wizualizacyjnych oraz dane Surnowa odnośnie wpływu spłykania skrzyni na charakterystyki pracy wentylatora (rys. 2), a także biorąc pod uwagę cechy geometryczne skrzyni firmy KKK (rys. 5), zaprojektowano skrzynię wlotową (rys. 14) przy założeniu uzyskania maksymalnie wysokiej doskonałości przepływowej. Pod względem cech geometrycznych spełnia ona także wymogi technologiczności, gdyż składa się ona wyłącznie z figur prostych, a mianowicie z płaszczyzn i powierzchni walcowych. Celem potwierdzenia przypuszczeń odnośnie doskonałości aerodynamicznej skrzyni wg rys. 14 przeprowadzono odpowiednie badania porównawcze charakterystyk pracy wentylatora osiowego także we współpracy ze skrzynią o wymiarach gabarytowych jak na rys. 11. Wyniki w formie bezwymiarowej przedstawiono na rys. 15. Przebieg charakterystyk sprawności jest po-



Rys. 15. Charakterystyki pracy wentylatora WOR 050 przy zastosowaniu skrzydeł wlotowych z konfuzorem symetrycznym i asymetrycznym

twierdzeniem istotnych zalet skrzyni o kształtach podanych na rys. 14. Skrzynia ta została zastosowana w układzie przepływowym osiowych wentylatorów energetycznych nowego typoszeregu opracowanego na zlecenie ODR Barowent Katowice [8].

5. Podsumowanie

Rozpatrując problem doboru cech geometrycznych skrzyń wentylatorów osiowych widocznym jest fakt braku jasno sprecyzowanych kryteriów i zaleceń wynikających bezpośrednio z fizyki zjawiska przepływu w tych elementach. Jedną z przyczyn tego stanu jest z pewnością złożoność kształtów i trudności badawcze. W zakresie określenia stosunków wymiarowych skrzyń najczęściej formułowane są zalecenia odnośnie globalnego stopnia przyspieszenia przepływu wyrażonego przez stosunek pól przekroju wlotowego i wylotowego skrzyni A_1/A_2 .

Chcąc określić hipotetyczną zależność stosunku A_1/A_2 od parametrów aerodynamicznych wentylatora można postulować by ze wzrostem stosunku strat w skrzyni wlotowej względem całkowitego przyrostu ciśnienia w wentylatorze powiększał się stosunek A_1/A_2 .

Rozumowanie powyższe znajduje swe potwierdzenie w zaleceniach (3) podanych przez Richtera. Ich aproksymacja prowadzi do równania

$$\frac{A_1}{A_2} = 1.1 + 6 \frac{c^2}{\psi u_z^2}, \quad (8)$$

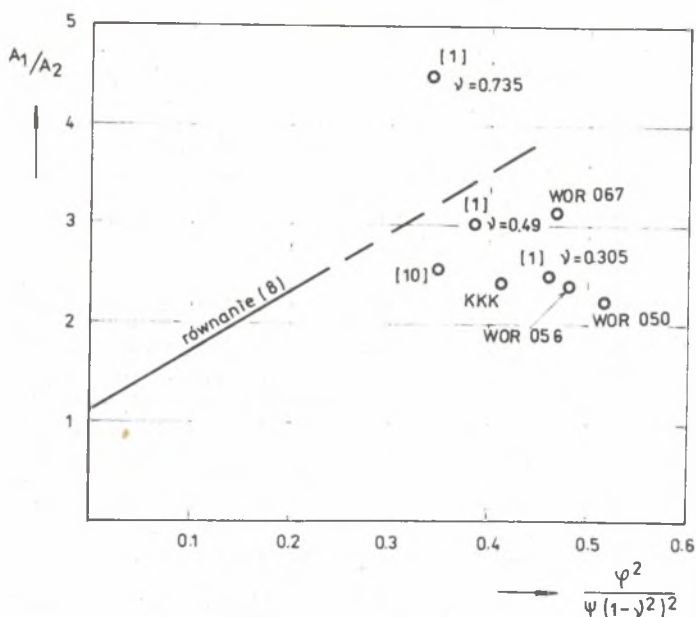
które dotyczy wentylatorów promieniowych.

Celem zorientowania się o możliwości podobnego ustalenia na gruncie wentylatorów osiowych, sporządzono wykres (rys. 16) w układzie osi

$$\frac{A_1}{A_2}, \quad \frac{\varphi^2}{(1 - \varphi^2)^2 \psi}$$

na którym odnotowano dane dotyczące analizowanych wyżej skrzyń i wentylatorów. Naniesiono również zależność wg równania (8).

Rozpatrując położenie punktów na rys. 16 stwierdzić można, że z jednym wyjątkiem skrzyni wyraźnie przewymiarowanej wszystkie one skupiają się poniżej linii będącej aproksymacją zaleceń Richtera. Dalsza uwaga jest taka, że skupiają się one w zakresie stosunków $A_1/A_2 = 2.2 - 3.2$ i trudno byłoby tu ustalić jednoznaczność zależności. Można także stwierdzić, że im bardziej skrzynia dopracowana jest pod względem aerodynamicznym, tym relatywnie mniejszy może być stosunek A_1/A_2 .



Rys. 16. Zależność stopnia przyspieszenia przepływu w skrzyni wlotowej (A_1/A_2) od parametrów aerodynamicznych wentylatorów osiowych

Inne zalecenia i wskazówki, które należy bezwzględnie przestrzegać w procesie doboru cech konstrukcyjnych skrzyń wlotowych sprowadzają się do następujących stwierdzeń:

- geometrię skrzyni należy tak kształtować by wzdłuż drogi przepływu następowało ciągle przyspieszenie przepływu czynnika, stąd więc wynika, że przekroje przepływowe od wlotu do wylotu ze skrzyni powinny monotonicznie zmniejszać się,
- należy unikać tworzenia stref zastoju czynnika i stref wywołujących duże zawirowanie czynnika, co jest powodem dysypacji energii,
- szczególnie istotne dla pracy układu łopatkowego i strat przepływu ma ukształtowanie miejsca zmiany kierunku przepływu w skrzyni, tzn. miejsca pomiędzy skrzynią właściwą a konfuzorem wlotowym. Zmiana kierunku przepływu powinna następować przy odpowiednio dużym promieniu krzywizny ścianki,
- przy odpowiednio dużych rdzeniach (osiłona wału, łożysk) skrzyni wlotowej, celem uniknięcia pulsacji, należy w dolnej części stosować żebro rozdzielające strugę czynnika.

LITERATURA

- [1] Bernard T.: Skrzynie wlotowe wentylatorów osiowych. Prace ITC, z. 40. Łódź 1970.
- [2] Babak G.A. i inni: Elementy szachtnych wlatyliacyjnych ustanowok glawnowo przewietriwanija. Izd. Nedra, Moskwa 1972.
- [3] Chmieleński T., Otte J., Szafraniec A.: Badania przepływów w wentylatorach metodami analogii. Etap III. Projekt stanowiska do badań na papierze przewodzącym. Opracowanie dla Z.D. FAWENT Chełm Śl.
- [4] Idielczik J.E.: Sprawocznik po gidrawliczeskim soprotiwlenijam. Gos-energoizdat, Moskwa 1960.
- [5] Otte J., Szafraniec A.: Próba optymalizacji cech geometrycznych skrzyń wlotowych wentylatorów przy zastosowaniu modelowania elektrycznego. XV Sympozjon PTMTS "Optymalizacja w Mechanice" Wisła, 1976.
- [6] Otte J., Bałata K.: Typoszereg wentylatorów z regulowanymi łopatkami wirnika. Etap I. Projekt układu przepływowego. Gliwice 1974.
- [7] Otte J.: Typoszereg wentylatorów z regulowanymi łopatkami wirnika. Etap II cz. 1. Badania przepływowe I wersji wirnika wentylatora modelowego o stosunku średnic 0,67. Gliwice 1975.
- [8] Otte J.: Typoszereg osiowych wentylatorów energetycznych z regulowanymi łopatkami wirnika. Opracowanie końcowe, Gliwice 1981.
- [9] Richter L.A.: Tiaga i dutie na tiepłowych elektrostancijach. Moskwa 1962.
- [10] Surnow N.W.: Wchodnyje ustrojstwa osiewych wientilatorów. Promyszlennaja aerodynamika sb. 9, 1957.

Recenzent: doc. dr inż. Jerzy Roszkowski

ПРОБЛЕМА ВЫБОРА ГЕОМЕТРИИ ВВОДНЫХ КОРОБОК АКСИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Резюме

В статье проведено анализ литературных данных по выбору геометрии входных коробок аксиальных вентиляторов. Представлены результаты исследований. Сформулированы рекомендации по образованию коробок высокой добротности.

A CHOICE OF GEOMETRIC PROPERTIES OF INLET CHESTS IN AXIAL FLOW FANS

Summary

An analysis of literature data connected with a choice of geometric properties of inlet chests in axial flow fans is presented. The own results are presented. Indications for chests shaping of the high gliding ratio are given.