

Leszek CICHON, Ryszard PIĄTKOWSKI
Katedra Techniki Ciepłej, Politechnika Poznańska

Witold OLEJARCZYK
Fabryka Wentylatorów OWENT, Olkusz

ANALIZA WSPÓŁPRACY WIRNIKA PROMIENIOWEGO Z KOLEKTORAMI O RÓŻNEJ GEOMETRII

Streszczenie. Praca przedstawia hipotezę dotyczącą współpracy promieniowego wirnika wentylatora z kolektorami o różnych geometriach oraz ocenę badań w tym zakresie. Podstawą do jej analizy są własne wyniki badań oraz wnioski z badań innych autorów. Treść hipotezy zasadza się na przyjęciu, że oddziaływanie kolektora narusza osiową symetrię przepływu w poszczególnych kanałach wirnika powodując zmianę optymalnego punktu pracy odpowiadającego najwyższej wartości sprawności w danym rozwiązaniu całego wentylatora.

ANALYSIS OF THE COOPERATION BETWEEN THE CENTRIFUGAL ROTOR AND COLLECTORS WITH DIFFERENT GEOMETRIES

Summary. In this paper the hypothesis about the cooperation between the centrifugal rotor and collectors with different geometries is discussed. She is based on the own and others researches. The main idea of this hypothesis is that different collectors in different way disturb the axial symmetry outflow from the rotor. These disturbances change the characteristics of the centrifugal rotor and the ventilator.

ANALYSE DER ZUSAMMENARBEIT ZWISCHEN DEM RADIALVENTILATOR UND DEN KOLEKTOREN VERSCHIEDENER GEOMETRIE

Zusammenfassung. Die Arbeit enthält eine Hypothese über die Zusammenarbeit zwischen dem Rotor des Radialventilators und geometrisch verschiedenen Kolektoren als auch die Bewertung der Untersuchungen in diesem Bereich. Die Analyse beruht auf eigenen Meßergebnissen als auch auf den Resultaten von anderen Autoren. Nach der Hypothese die Einwirkung des Kolektors stört die Axialsymmetrie

der Rotorströmung was den optimalen Arbeitspunkt verändert, der dem höchsten Wert des Wirkungsgrads entspricht.

1. WPROWADZENIE

Wentylator promieniowy o typowym, najczęściej spotykanym, rozwiązaniu konstrukcyjnie jest maszyną nieskomplikowaną. Pomijając napęd, tworzą go trzy mechanicznie nie współpracujące elementy: wirnik promieniowy, obudowa spiralna (kolektor) oraz aparat kierownicy dolotowej z nastawnymi łopatkami aerodynamicznie oceniając tę maszynę, przyływ w takim wentylatorze jest trudny do teoretycznego opisu. Wiele trudności pojawia się również w badaniach ze względu na relatywnie nieduże wartości mierzonych wartości oraz złożoność przepływu. To kolektor jest elementem komplikującym teoretyczne i eksperymentalne badanie przepływu w całym wentylatorze. Za jego przyczyną przewidzenie rzeczywistych charakterystyk w czasie projektowania obarczone jest dużą niepewnością.

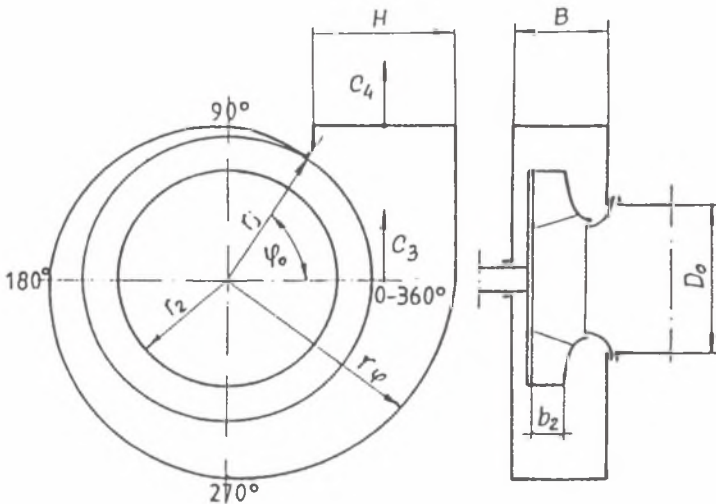
Kolektor w kształcie spiralnej obudowy (rys. 1.) służy do zebrania i odprowadzenia gazu wypływającego z wirnika w kierunku króćca wylotowego oraz do zamiany części ciśnienia dynamicznego w ciśnienie statyczne. Zadania te powinny być zrealizowane w kolektorze w taki sposób, aby spełnione były następujące, ważne wymagania:

- osiągnięcie wymaganego przyrostu ciśnienia całkowitego przy danym strumieniu objętości, tj. projektowym punkcie pracy,
- zapewnienie maksymalnie możliwych wartości sprawności całkowitej i statycznej całego wentylatora,
- zapewnienie wymaganego kształtu i ekonomicznego zakresu zmienności podstawowych charakterystyk, tj. przyrostu ciśnienia całkowitego oraz sprawności.

Najczęściej wentylator promieniowy posiada kolektor o geometrii pokazanej na rysunku 1. Ważniejsze cechy takiego rozwiązania to:

- stała szerokość B – zwykle znacznie większa od szerokości wirnika b_2 ,
- zbliżony do kształtu spirali logarytmicznej zewnętrzny, promieniowy obrys kolektora,
- występowanie tak zwanego jęczyczka, od którego rozpoczyna się „zbieranie” strumienia gazu wypływającego z wirnika.

Przepływy w wirniku i kierownicy, mimo złożoności nie mniejszego stopnia, opisane zostały wieloma metodami tak teoretycznymi, jak i eksperymentalnymi. Pozwalają one przewidywać, z dużą stosunkowo pewnością, charakterystyki tych elementów oraz ich wzajemną współpracę w tych przypadkach, gdy



Rys. 1. Szkic pomocniczy do obliczeń kolektora spiralnego

Fig. 1. The scheme of spiral volute

nie naruszona jest osiowosymetryczność przepływu. Dobre rezultaty otrzymuje się w dmuchawach i sprężarkach promieniowych, gdy za wirnikiem znajduje się dyfuzor bezłopatkowy lub łopatkowy (ten ostatni, gdy nie rozpoczyna się zbyt blisko przekroju wylotowego z wirnika). Warunkiem dodatkowym otrzymania dobrej zgodności obliczeń z badaniami jest brak ograniczeń materiałowych, gabarytowych lub napędowych (obroty) wymuszających nietypowe geometrie wirnika.

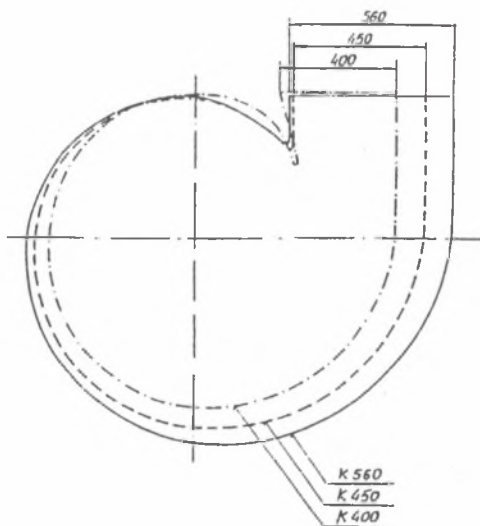
Z racji ekonomicznych prosta konstrukcja wentylatora promieniowego z kolektorem jak na rysunku 1 powoduje, że przepływ w wirniku i kolektorze staje się bardziej złożony. Do najważniejszych przyczyn komplikujących przepływ należą:

- stosunkowo duży przeciek od strony tarczy przedniej wskutek uszczelnienia typu szczelinowego,
- występowanie wstecznego oddziaływania kolektora naruszającego osiowosymetryczność przepływu w wirniku,
- występowanie przestrzennego, niestacjonarnego przepływu z rozległymi sferami przepływów wtórnych w otoczeniu języczka oraz w dość obszernych strefach między wirnikiem a bocznymi ściankami kolektora.

Literatura dotycząca badań eksperymentalnych, teorii, konstrukcji i eksploatacji wentylatorów promieniowych jest bardzo obszerna. Sprawy wymienione są wielostronnie opisane i ujęte w różne metody obliczeniowe i projektowe. Faktem jest znaczny dorobek teoretyczny i eksperymentalny w dziedzinie wentylatorów promieniowych oraz istnienie wielu bardzo dobrych rozwiązań tych maszyn. Faktem też jest również duża niepewność metod projektowania. Wyraża się ona między innymi w zbyt mocno różniących się rozwiązaniach otrzymywanych za pomocą różnych metod oraz niezadawalającej zgodności obliczeń projektowych z wynikami badań.

2. WYBRANE WYNIKI BADAŃ

Badany był wirnik promieniowy współpracujący z trzema, różnymi kolektorami oznaczanymi dalej symbolami K 560, K 450 i K 400. Pierwszy z nich (K 560) jest kolektorem wentylatora WPWs – 40/1.8 produkcji Fabryki Wentylatorów OWENT w Olkuszu. Dwa następne zaprojektowane zostały specjalnie na parametry wirnika W2 (odpowiednika wirnika wentylatora WPWs–40/1.8). Kolektor o symbolu K 450 zaprojektowano zgodnie z pracą [1], a kolektor K 400 zgodnie z pracą [2]. W każdym z tych trzech zestawień wirnika W2 i danego kolektora badania prowadzone były przy trzech wartościach szczelin przywlotowych oraz przy wybranych kątach ustawienia kierownicy. Kolektory te posiadały tę samą szerokość $B = 265$ mm. Wartości w symbolach kolektorów odpowiadają wymiarowi H (rys. 1.). Zewnętrzne obrysy tych kolektorów porównano na rysunku 2. Zasadnicze dane geo-



Rys. 2. Szkic porównawczy geometrii trzech kolektorów spiralnych o tej samej szerokości $B = 265$ mm

Fig. 2. The scheme of geometry of three spiral volutes with some width $B = 265$ mm

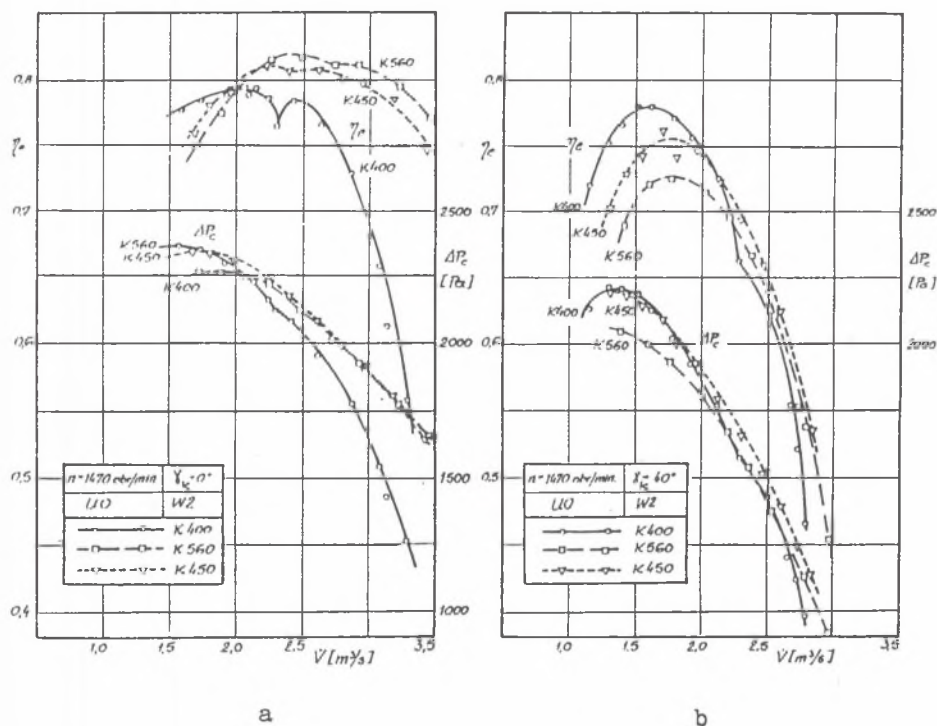
metryczne wirnika W2 prezentuje poniższe zestawienie:

- średnica zewnętrzna $D_2 = 720$ mm,
- średnica wewnętrzna przy tarczy tylnej $D_1 = 386$ mm,
- liczba łopatek $z_w = 12$,
- łopatki proste, krawędź wlotowa profilowana,
- kąt łopatkowy wlotowy $\beta_2^* = 58,5^\circ$,
- kąt łopatkowy wlotowy przy tarczy tylnej $\beta_1^* = 13^\circ$,
- szerokość wirnika na wylocie $b_2 = 94$ mm,
- szerokość wirnika na wlocie $b_1 = 188$ mm, na średnicy D_1 .

Pełny opis badań, wyniki oraz analizy zawiera praca [3]. Tutaj przedstawione zostaną jedynie dwa reprezentatywne rysunki niezbędne dla dalszej analizy. Rysunki 3a i 3b przedstawiają charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego oraz sprawności efektywnej η_e dla poszczególnych zestawień wirnika W2 z różnymi kolektorami. Rysunek 3a prezentuje te charakterystyki dla zerowego kąta ustawienia kierownicy γ_k , a rysunek 3b dla kąta 40° . Wszystkie pokazane charakterystyki zmierzone zostały przy szczelinie przywlotowej równej 0,8 mm.

Z rysunków 3 widoczny jest dokładnie odmienny wpływ kolektorów na osiągane parametry pracy całego wentylatora. Dla przypadku zerowego kąta ustawienia kierownicy $\gamma_k = 0$ najwyższa sprawność efektywna η_e osiągnięta jest w układzie z kolektorem „najobszerniejszym” o symbolu K 560. Najniższą sprawność w tym przypadku uzyskano z „ciasnym” kolektorem K 400. Równocześnie widoczne jest takie oddziaływanie tego kolektora K 400, że charakterystyki tracą swój gładki przebieg. Użyte pojęcia kolektora obszernego i ciasnego nie określają negatywnie oddziaływającej przestrzeni kolektora. Trudne jest określenie, czy źródłem ujemnego oddziaływania jest nieodpowiednia zewnętrzna krzywizna obrysu kolektora, czy przestrzeń pomiędzy przednią tarczą wirnika z boczną ścianką kolektora.

W obszernej literaturze tego tematu, tutaj nie przytaczanej, pokazana jest duża liczba możliwych oddziaływań kolektora na charakterystyki całego wentylatora. W prezentowanych w niej badaniach i modelach teoretycznego opisu widoczny jest brak uwzględnienia dwóch – wydaje się istotnych – zjawisk. Jednym z nich jest naruszenie osiowej symetryczności wypływu gazu z wirnika. Drugim jest oddziaływanie stosunkowo bezwładnej masy gazu w przestrzeni między boczną ścianką kolektora a przednią ścianką wirnika na przepływ w całej przestrzeni kolektora. Zjawiska te wymienia się jako silnie dyssypatywne, nie podejmując próby ich jakościowego i ilościowego opisu.



Rys. 3. Sprawność η_e i przyrosty ciśnienia ΔP_c dla wentylatorów z wirnikiem W2, szczeliną przywlotową UO przy obrotach $n = 1470$ obr/min dla kolektorów K400, K450 i K560:

a) kąt kierownicy $\gamma_k = 0^\circ$, b) kąt kierownicy $\gamma_k = 40^\circ$

Fig. 3. Efficiencies η_e and pressure rises ΔP_c for fans with impeller W2: a) inlet stator blade angle $\gamma_k = 0^\circ$, b) inlet stator blade angle $\gamma_k = 40^\circ$

3. WPŁYW ZABURZENIA OSIOWEJ SYMETRYCZNOŚCI WYPŁYWU Z WIRNIKA

Zaburzenie osiowej symetryczności wypływu gazu z wirnika narusza możliwość stosowania prostych form wzorów bilansowych. W takim przypadku każdy kanał wirnika musi być traktowany oddzielnie, wnosząc swoje udziały do ogólnych równań bilansu strumieni masy i energii. Przyjęto następujące oznaczenia:

- m – strumień masy gazu, kg/s,
- c – prędkość bezwzględna, m/s,
- c_r – składowa promieniowa prędkości bezwzględnej, m/s,
- c_u – składowa obwodowa prędkości bezwzględnej, m/s,
- Δi_c – przyrost entalpii całkowitej, J/kg,
- Δi_{sc} – izentropowy przyrost entalpii całkowitej, J/kg,
- ζ_m – współczynnik strat mieszania się strumieni,
- $\varphi_{2r} = c_{2r}/u_2$ – współczynnik wydajności,
- $\psi_p = 2c_{2u}/u_2$ – wskaźnik pracy,
- $\eta_{sc} = \Delta i_{sc}/\Delta i_c$ – sprawność izentropowa, całkowita

indeksy:

- k – dotyczy kanału wirnika,
- 2 – dotyczy przekroju wylotowego wirnika,
- w – dotyczy wirnika,
- w_e – dotyczy wentylatora.

Z równania bilansu strumieni w kanałach wirnika:

$$\sum m_k = m_w \quad (1)$$

po rozpisaniu dla przekroju 2 wylotowego z wirnika:

$$1/z_w \sum \rho_k \pi D_2 b_2 c_{2r,k} = \rho_w \pi D_2 b_2 c_{2r} \quad (2)$$

po założeniu $\rho_k = \rho_w$ i podzieleniu przez u_2 otrzymujemy:

$$1/z_w \sum \varphi_{2r,k} = \varphi_{2r,w} = \varphi_{2r} \quad (3)$$

Równanie bilansu energii strumieni wypływających z poszczególnych kanałów wirnika:

$$\sum m_k i_{c2,k} = m_w i_{c2} \quad (4)$$

po uwzględnieniu, że:

$$\Delta i_{c,k} = i_{c2,k} - i_{c1,k} = c_{2u,k} - c_{1u,k}$$

$$\Delta i_{c,w} = i_{c2} - i_{c1} = c_{2u} - c_{1u}$$

$$i_{c1,k} = i_{c1} \text{ oraz } c_{1u,k} = c_{1u} = 0$$

oraz wprowadzeniu wzorów definiujących wskaźnik pracy ψ_p i sprawność izentropową całkowitą η_{sc} po przekształceniach pozwala uzyskać dwie zależności:

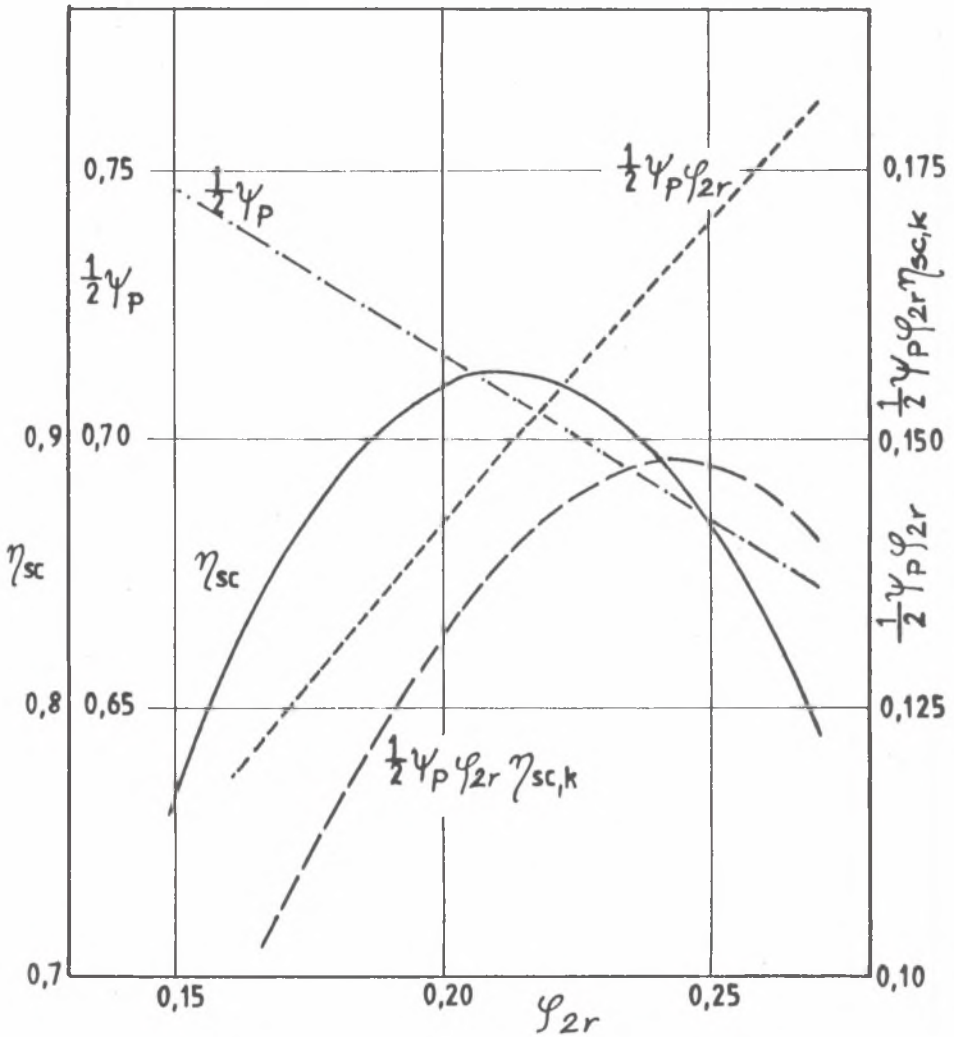
$$\Psi_p = \psi_{p,w} = \sum \psi_{p,k} \varphi_{2r,k} / (z_w \varphi_{2r})$$

$$\eta_{sc} = \eta_{sc,w} = \sum \psi_{p,k} \varphi_{2r,k} \eta_{sc,k} / (z_w \varphi_{2r} \Psi_p)$$

Zależności (3), (5) i (6) pozwalają określić nowy, zmieniony punkt pracy wirnika przy niewystępowaniu tych samych wielkości strumienia masy w poszczególnych kanałach wirnika. Wyniki mogą być różne w zależności od rozkładu m_k – rzeczywistego lub założonego dla celów obliczeń symulacyjnych. Strumienie te nadto intensywnie się mieszają, wnosząc do przepływu dodatkowe straty. Intensywność mieszania się tych strumieni jest funkcją geometrii kolektora oraz współczynnika wydajności. Skutkiem tego jest przesunięcie optymalnego punktu pracy, który nie pokrywa się z oczekiwaniami konstruktorów.

Wnioski z badań wentylatorów szczególnie w zakresie opracowywania modeli i zależności służących projektowaniu kolektorów, a tym samym całych wentylatorów, obarczone są tym większym błędem, im mniej zbadany został stopień i charakter nierównomierności przepływu w kanałach wirnika. Tym można tłumaczyć spotykane – czasami znaczne – różnice w geometriach kolektorów zaprojektowanych za pomocą różnych metod.

Na rysunku 4 przedstawiono cztery funkcje dla pewnego wirnika w celu zilustrowania ich przebiegu. Pokazane zależności wskaźnika pracy $1/2\psi_p$ i sprawności izentropowej, całkowitej η_{sc} są wyidealizowanymi charakterystykami tego wirnika przy pełnej powtarzalności przepływu w kolejnych kanałach wirnika. Charakterystyka sprawności η_{sc} sprowadzona została do postaci



Rys. 4. Zmienność wskaźnika pracy ψ_p i sprawności izentropowej η_{sc} oraz odpowiednich iloczynowych funkcji wielkości ψ_p , η_{sc} i φ_{2r} w zależności od wskaźnika wydajności φ_{2r}

Fig. 4. Variability of work coefficient ψ_p and isentropic efficiency η_{sc} and adequate function ψ_p , η_{sc} , φ_{2r} of flow coefficient φ_{2r}

symetrycznej względem wartości wskaźnika wydajności $\varphi_{2r} = 0,211$. Funkcja $1/2\psi_p \cdot \varphi_{2r}$ jest zależna od stromości charakterystyki wskaźnika pracy $1/2\psi_p$, a więc głównie od kąta łopatkowego β_2^* . Maksimum charakterystyki $1/2\psi_p \cdot \varphi_{2r} \cdot \eta_{sc}$ leży znacznie przesunięte od wartości $\varphi_{2r} = 0,211$.

Wynikowe wartości $1/2\psi_p$, φ_{2r} i η_{sc} otrzymane z zależności (3), (5) i (6) zależne są od przyjętego rozkładu strumieni masy w kanałach wirnika. Zależności te – uzupełnione modelem mieszania się strumieni i powstawania strat w kolektorze – mogą być pomocne do bardziej dokładnych obliczeń projektowych wentylatora promieniowego.

LITERATURA

- [1] Kuczewski S.: Wentylatory. WNT, Warszawa 1978.
- [2] Tuliszką E.: Sprężarki, dmuchawy, wentylatory. WNT, Warszawa 1986.
- [3] Praca zespołowa: Opracowanie nowego wentylatora (zastępczego WPWs-40/1.8). Badania akustyczne i przepływowe z osiowym aparatem regulacyjnym na wlocie. Praca wykonana w Zakładzie Techniki Ciepłej Instytutu Techniki Ciepłej i Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej (obecnie Katedra Techniki Ciepłej), Poznań 1987.

Abstract

In this paper the hypothesis about the cooperation between the centrifugal rotor and collectors with different geometry is discussed. The hypothesis is based on the research carried out by the authors and the other research.

The simple construction of the centrifugal rotor with collector (fig. 1) causes more complicated flow. The most important reasons are:

- relatively big leak from the front disc side, because of the slotting seal
- reverse reaction of the collector disturbing the axi-symmetric flow
- three dimensional unsteady flow with wide secondary flow spheres in the cut-off area and also in wide areas between the rotor and the side walls of the collector

The main idea of this hypothesis is, that different collectors disturb the axi-symmetric flow from the rotor in different ways. These disturbances change the characteristics of the centrifugal rotor and the fan at all.