



## Analiza niezawodności wirnika wentylatora lutniowego

Stanisław WRZESIENI<sup>1</sup>, Michał JASZTAL<sup>\*</sup>

*Wydział Mechatroniki i Lotnictwa, Wojskowa Akademia Techniczna,  
ul. gen. Sylwestra Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa 49  
<sup>\*</sup> autor korespondencyjny, e-mail: mjasztal@wat.edu.pl*

*Artykuł wpłynął do redakcji 26.05.2014. Zweryfikowaną wersję po recenzji otrzymano 02.12.2014*

DOI: 10.5604/20815891.1157774

**Streszczenie.** Obiektem badań w niniejszej pracy były tarcze wirnika wentylatora lutniowego. W pierwszym etapie pracy wykonano obliczenia analityczne, w wyniku których wyznaczone zostały rozkłady naprężeń promieniowych, obwodowych oraz wartości współczynnika bezpieczeństwa wzdłuż promienia tarczy. W drugim etapie pracy opisano związek istniejący pomiędzy funkcją niezawodności elementu konstrukcji a współczynnikiem bezpieczeństwa wyrażonym w sposób probabilistyczny. Przedstawiona postać funkcji niezawodności pozwoliła wyznaczyć wpływ wartości rozproszenia zmiennych losowych obciążenia i wytrzymałości wokół ich wartości oczekiwanych na wartość niezawodności wybranego elementu konstrukcji. W pracy porównano deterministyczną wartość współczynnika bezpieczeństwa z jego wielkością wyznaczoną w ujęciu probabilistycznym dla różnych parametrów rozkładów prawdopodobieństwa wytrzymałości i naprężeń występujących w elemencie.

**Słowa kluczowe:** mechanika, niezawodność, wytrzymałość, współczynnik bezpieczeństwa, wirnik wentylatora

## 1. WSTĘP

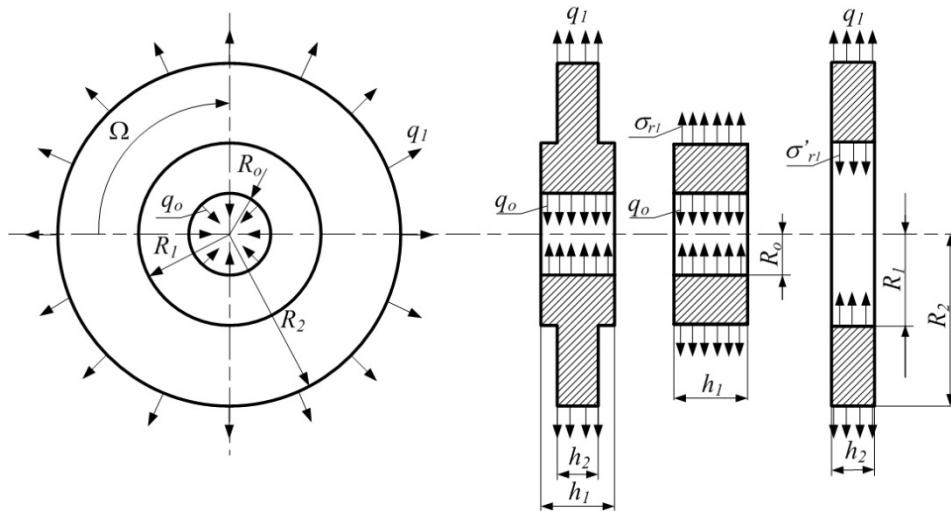
Niniejszy artykuł powstał w ramach realizacji projektu badawczego pt. „Wysokowydajne wentylatory lutniowe nowej generacji dla górnictwa podziemnego i odpylaczy suchych z mechanicznym systemem regeneracji filtrów oraz odpylaczy suchy z mechanicznym systemem regeneracji filtrów” w ramach przedsięwzięcia pilotażowego NCBR „Wsparcie badań naukowych i prac rozwojowych w skali demonstracyjnej Demonstrator+”.

Przystępując do projektowania obiektu technicznego, należy pamiętać, iż kształtowanie poziomu jego niezawodności na tym etapie jest najbardziej efektywne ekonomicznie. Część zabiegów zmierzających do zapewnienia wymaganej wartości niezawodności może mieć charakter jakościowy i polega na stosowaniu się do pewnych ustalonych zaleceń wynikających z doświadczenia konstruktora. Szczególnie istotne są jednak działania o charakterze ilościowym, przy których musimy dysponować wiedzą na temat analizy niezawodności, umiejętnością probabilistycznego modelowania właściwości obiektu, procesów zachodzących w tym obiekcie oraz w środowisku jego funkcjonowania mogących prowadzić do niezdatności. Dodatkowo silny wpływ na poziom niezawodności ma dobór wartości współczynnika bezpieczeństwa podczas wykonywania obliczeń wytrzymałościowych konstrukcji. Stąd też, w niniejszej pracy postanowiono opisać związek istniejący pomiędzy funkcją niezawodności elementu konstrukcji a współczynnikiem bezpieczeństwa wyznaczonym w sposób probabilistyczny. Opracowana postać funkcji niezawodności pozwoli również wyznaczyć wpływ wartości rozproszenia zmiennych losowych obciążenia i wytrzymałości wokół ich wartości oczekiwanych na wartość niezawodności wybranego elementu konstrukcji. Istotnym elementem pracy jest porównanie deterministycznej wartości współczynnika bezpieczeństwa z jego wielkością wyznaczoną w ujęciu probabilistycznym dla różnych parametrów rozkładów prawdopodobieństwa wartości wytrzymałości i naprężeń występujących w elemencie.

Jako obiekty badań wybrane zostały tarcze wirnika wentylatora lutniowego należące do najważniejszych elementów projektowanego urządzenia. Tarcze te przenoszą moment napędowy z wału silnika na łopatki, a ponadto obciążone są siłami masowymi pochodzącymi od wirującej masy własnej i masy łopatek. Obciążenia tarcz są na ogół znaczne, a ich zniszczenie prawie zawsze pociąga za sobą zniszczenie całej maszyny. W wyniku obliczeń analitycznych wyznaczone zostały rozkłady naprężeń promieniowych, obwodowych oraz wartości współczynnika bezpieczeństwa wzdłuż promienia tarczy.

## 2. OBLICZENIA POZIOMU NAPRĘŻEŃ W TARCZY WIRNIKA WENTYLATORA

Wirnik wentylatora wykonany w postaci bębna może być analizowany pod względem wytrzymałościowym jako układ dwóch tarcz dwustopniowych obciążonych wirującą masą pierścienia zewnętrznego wraz z łopatkami. W wyniku prowadzonych w ten sposób obliczeń otrzymamy rozkład naprężeń promieniowych oraz obwodowych względem promienia tarczy. Tarcze dwustopniowe składają się z pierścieni współosiowych o różnych stałych grubościach, połączonych ze sobą w sposób ciągły. Rozważmy przypadek tarczy dwustopniowej (rys. 1) o promieniach obu elementów  $R_0$ ,  $R_1$ ,  $R_2$  oraz grubościach  $h_1$  i  $h_2$ .



Rys. 1. Tarcza dwustopniowa [3]

Fig. 1. Two-stage disc [3]

Tarcza ta wiruje z prędkością kątową  $\Omega$ . Na obrzeżu zewnętrznym zamocowane są łopatki, które wywołują ciągnięcia promieniowe  $q_1$ , natomiast na obrzeżu wewnętrznym działają ciągnięcia  $q_0$  związane z zamocowaniem tarczy. Zakładamy, że w miejscu zmiany grubości spiętrzenie naprężeń jest tak małe, że można je pominąć. Aby wyznaczyć naprężenia, rozdzielamy oba stopnie wirnika, jak pokazano na rysunku 1. Każdy stopień oddzielnie stanowi pierścień kołowy obciążony na obu brzegach znanymi ciągnięciami odpowiednio  $q_1$  i  $q_0$  oraz nieznanymi naprężeniami  $\sigma_{r1}$  i  $\sigma'_{r1}$  działającymi w miejscu połączenia stopni tarczy.

Równanie przemieszczeń promieniowych  $u$  pierścienia wewnętrznego ma postać:

$$u_1 = C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{A}{8} r^3 \quad (1)$$

a zewnętrznego:

$$u_2 = C_1' r + \frac{C_2'}{r} - \frac{A}{8} r^3 \quad (2)$$

gdzie:

$$A = \frac{\gamma}{g} \Omega^2 \frac{1 - \nu^2}{E} \quad (3)$$

natomiast:  $r$  – bieżący promień tarczy,  $\gamma$  – ciężar właściwy materiału tarczy,  $g$  – przyspieszenie ziemskie,  $\Omega$  – prędkość kątowna,  $\nu$  – współczynnik Poissona,  $E$  – moduł Younga.

Równania powyższe zawierają cztery niewiadome stałe całkowania  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_1'$ ,  $C_2'$ , które wyznaczymy, korzystając z dwóch warunków brzegowych i dwóch warunków sprzężenia. Warunki brzegowe są następujące: na brzegu wewnętrznym pierwszego stopnia wirnika, tj. dla  $r = R_0$ , naprężenia promieniowe są równe  $\sigma_r = q_0$ , podobnie dla pierścienia drugiego stopnia wirnika, tj. dla  $r = R_2$  naprężenia promieniowe wynoszą  $\sigma_r = q_1$ . Kolejny niezbędny warunek sprzężenia opiera się na założeniu, iż w miejscu połączenia obu części istnieje ciągłość materiału, wobec czego musi zachodzić równość przemieszczeń promieniowych:

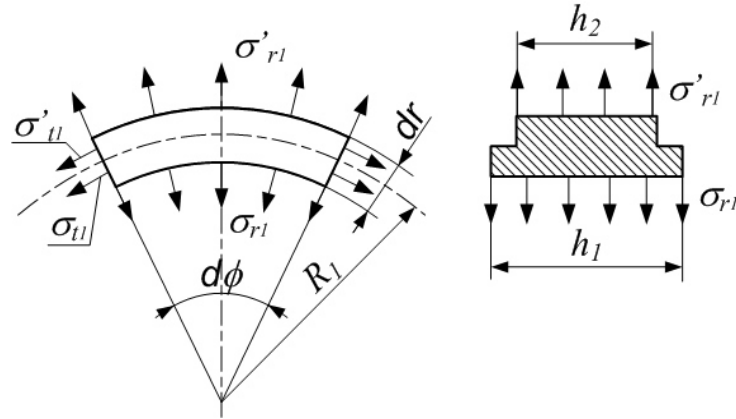
$$u_1(R_1) = u_2(R_1) \quad (4)$$

Drugi warunek sprzężenia ułożymy, wycinając z tarczy element (rys. 2), a następnie przyjmując zgodnie z założeniami równomierny przebieg naprężeń promieniowych i obwodowych, możemy napisać równanie równowagi elementu [3]:

$$\sigma_{r1}' \left( R_1 + \frac{dr}{2} \right) h_2 d\phi - \sigma_{r1} \left( R_1 - \frac{dr}{2} \right) h_1 d\phi - \sigma_{t1}' h_2 \frac{dr}{2} d\phi - \sigma_{t1} h_1 \frac{dr}{2} d\phi + \frac{\gamma}{g} \Omega^2 R_1 dv = 0 \quad (5)$$

w którym  $dv$  oznacza różniczkę objętości,  $d\phi$  – kąt nachylenia płaszczyzn, którymi wycięto element różniczkowy, natomiast  $\sigma_{t1}$  i  $\sigma_{t1}'$  są naprężeniami obwodowymi działającymi w miejscu połączenia stopni tarczy. Po rozwinięciu wyrazów, zaniedbując małe wielkości wyższego rzędu, otrzymujemy związek między naprężeniami promieniowymi:

$$\sigma_{r1}' h_2 = \sigma_{r1} h_1 \quad (6)$$



Rys. 2. Element tarczy dwustopniowej w miejscu zmiany grubości [3]

Fig. 2. Two-stage disc element in the area of disc thickness change [3]

Wszystkie cztery warunki, tj. brzegowe i sprzężenia, sprowadzają się do następujących równań [3]:

$$C_1 - C_2 \frac{1-\nu}{(1+\nu)R_0^2} = \frac{(1-\nu)q_0}{E} + \frac{A}{8} R_0^2 \frac{3+\nu}{1+\nu} \quad (7)$$

$$C_1' - C_2' \frac{1-\nu}{(1+\nu)R_2^2} = \frac{(1-\nu)q_1}{E} + \frac{A}{8} R_2^2 \frac{3+\nu}{1+\nu} \quad (8)$$

$$C_1 + C_2 \frac{1}{R_1^2} - C_1' - C_2' \frac{1}{R_1^2} = 0 \quad (9)$$

$$C_1 - C_2 \frac{1-\nu}{(1+\nu)R_1^2} - C_1' \frac{h_2}{h_1} + C_2' \frac{(1-\nu)h_2}{(1+\nu)R_1^2 h_1} = \frac{A}{8} R_1^2 \frac{3+\nu}{1+\nu} \left(1 - \frac{h_2}{h_1}\right) \quad (10)$$

Niewiadome  $C_1, C_2, C_1', C_2'$  wyznacza się najprościej po podstawieniu wartości szczegółowych współczynników i ich wyrazów wolnych.

W dalszej części obliczeń skoncentrowano uwagę na wyznaczeniu naprężeń promieniowych i obwodowych w części zewnętrznej tarczy o mniejszej grubości, gdyż to one będą determinować wytrzymałość analizowanej konstrukcji. Do tego celu wykorzystano równanie przemieszczeń promieniowych  $u_2$  części zewnętrznej tarczy (2).

Następnie wykorzystano równania różniczkowe opisujące rozkład naprężeń promieniowych i obwodowych [3]:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left( \frac{du_2}{dr} + \nu \frac{u_2}{r} \right) \quad (11)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} \left( \nu \frac{du_2}{dr} + \frac{u_2}{r} \right) \quad (12)$$

Wyznaczono następnie pochodną przyrostów promieni  $u_2(r)$  względem promienia tarczy  $r$ :

$$\frac{du_2}{dr} = C_1' - \frac{C_2'}{r^2} - \frac{3 \cdot A}{8} r^2 \quad (13)$$

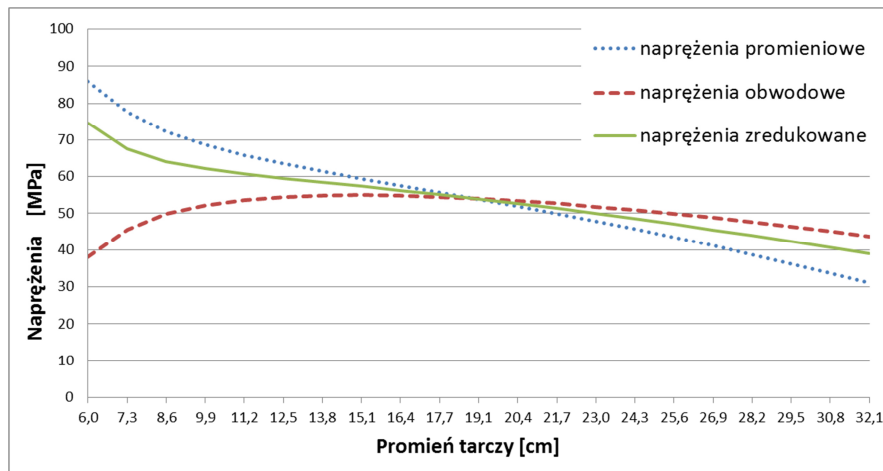
oraz wyrażenie:

$$\frac{u_2(r)}{r} = C_1' + \frac{C_2'}{r^2} - \frac{A}{8} r^2 \quad (14)$$

Podstawiając zależności (13) oraz (14) do równań (11) i (12), otrzymano wartości naprężeń promieniowych i obwodowych dla  $R_1 \leq r \leq R_2$ , tj. dla części tarczy o grubości  $h_2$ . Wyznaczone również zostały naprężenia zredukowane na podstawie hipotezy energii potencjalnej odkształcenia postaciowego [3]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2} - \sigma_r \cdot \sigma_t \quad (15)$$

Wyniki obliczeń zostały zebrane oraz przedstawione graficznie na wykresie (rys. 3).



Rys. 3. Wykres rozkładu naprężeń promieniowych, obwodowych i zredukowanych wzdłuż promienia zewnętrznej części tarczy

Fig. 3. Graph of distribution of radial, circumferential and reduced stress along radius of disc's outer part

Dodatkowo wyznaczono deterministyczną wartość współczynnika bezpieczeństwa jako ilorazu granicy plastyczności i naprężeń zredukowanych:

$$n = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (16)$$

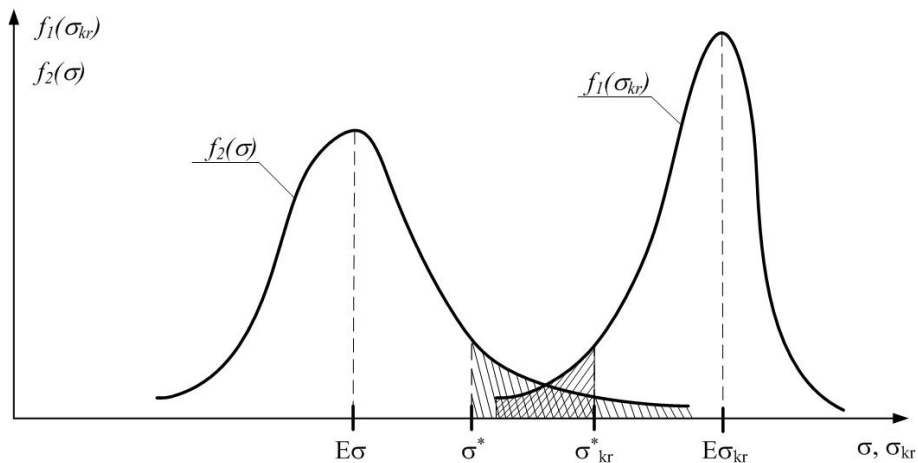
Wyniki tych obliczeń zostały przedstawione graficznie na wykresie (rys. 5).

### 3. PROBABILISTYCZNY OPIS WSPÓŁCZYNNIKA BEZPIECZEŃSTWA ORAZ FUNKCJI NIEZAWODNOŚCI

Powstanie niezdatności w analizowanym przez nas elemencie konstrukcyjnym jest zdeterminowane przez relację pomiędzy naprężeniami krytycznymi (wytrzymałością elementu konstrukcji)  $\sigma_{kr}$  a naprężeniami  $\sigma$  występującymi w analizowanym fragmencie elementu pod wpływem różnego typu obciążeń. Stąd też, cechę zdatności badanego elementu możemy zapisać z wykorzystaniem zapasu wytrzymałości:

$$\Delta\sigma = \sigma_{kr} - \sigma > 0 \quad (17)$$

Należy jednak pamiętać, iż wielkości  $\sigma_{kr}$  i  $\sigma$  charakteryzują się zazwyczaj znacznym rozproszeniem losowym wokół wartości średniej i dla probabilistycznego ich opisu należy je traktować jako zmienne losowe o funkcji gęstości przedstawionej na rysunku 4.



Rys. 4. Wykresy funkcji gęstości prawdopodobieństwa naprężeń występujących w elemencie oraz naprężeń krytycznych [1]

Fig. 4. Graphs of probability density functions of actual and critical stress [1]

W takim ujęciu współczynnik bezpieczeństwa można przedstawić za pomocą kwantyli  $\sigma_{kr}^*$  i  $\sigma^*$  odpowiednio zmiennych losowych  $\sigma_{kr}$  i  $\sigma$ .

$$n = \frac{\sigma_{kr}^*}{\sigma^*} \quad (18)$$

przy czym powinny one spełniać następujące warunki:

$$P\{\sigma_{kr} < \sigma_{kr}^*\} \ll 1, \quad P\{\sigma > \sigma^*\} \ll 1 \quad (19)$$

Zakładamy, iż zmienne losowe  $\sigma_{kr}$  i  $\sigma$  są wzajemnie niezależne i określone za pomocą gęstości prawdopodobieństwa  $f_1(\sigma_{kr})$  i  $f_2(\sigma)$  rozkładu normalnego o wartościach średnich:  $E\sigma_{kr}$  i  $E\sigma$  oraz wariancjach:  $V\sigma_{kr}$  i  $V\sigma$ . Wtedy współczynnik bezpieczeństwa może być wyrażony zależnością [1]:

$$n = \frac{\sigma_{kr}^*}{\sigma^*} = \frac{E\sigma_{kr} - y_{kr}\sqrt{V\sigma_{kr}}}{E\sigma + y\sqrt{V\sigma}} \quad (20)$$

gdzie:  $y_{kr}$  i  $y$  to ilości odchyłeń standardowych określających położenie kwantyli  $\sigma_{kr}^*$  i  $\sigma^*$  w stosunku do wartości średnich dobranych z zachowaniem warunków (19).

Funkcję niezawodności rozważanego fragmentu elementu konstrukcji można zapisać w postaci:

$$R = P\{\Delta\sigma > 0\} = 1 - \int_0^{\infty} f(\Delta\sigma)d(\Delta\sigma) \quad (21)$$

przy czym  $f(\Delta\sigma)$  jest gęstością prawdopodobieństwa zmiennej losowej zapasu wytrzymałości  $\Delta\sigma$ . Jeśli znane są gęstości prawdopodobieństwa  $f_1(\sigma_{kr})$  i  $f_2(\sigma)$  rozkładu normalnego, to wykorzystując zależności (20) i (21), możemy zapisać zależność wiążącą funkcję niezawodności  $R$  ze współczynnikiem bezpieczeństwa  $n$  [2]:

$$R = \Phi \left[ \frac{n \frac{1 + y\beta}{1 - y_{kr}\beta_{kr}} - 1}{\sqrt{\beta_{kr}^2 n^2 \left( \frac{1 + y\beta}{1 - y_{kr}\beta_{kr}} \right)^2 + \beta^2}} \right] \quad (22)$$

gdzie:  $\Phi$  jest dystrybuantą standaryzowanego rozkładu normalnego, natomiast  $\beta_{kr}$  i  $\beta$  są współczynnikami zmienności wielkości  $\sigma_{kr}$  i  $\sigma$  opisanymi zależnościami:



$$\beta_{kr} = \frac{\sqrt{V\sigma_{kr}}}{E\sigma_{kr}} \quad (23)$$

$$\beta = \frac{\sqrt{V\sigma}}{E\sigma} \quad (24)$$

Wyprowadzona zależność (22) na funkcję niezawodności pozwala na analizę jej zmian dla zmieniającego się współczynnika bezpieczeństwa oraz różnych wartości rozproszenia zmiennych  $\sigma_{kr}$  i  $\sigma$  wokół ich wartości średnich.

#### 4. WPLYW ROZPROSZEŃ LOSOWYCH WYTRZYMAŁOŚCI MATERIAŁU I OBCIĄŻEŃ NA WSPÓŁCZYNNIK BEZPIECZEŃSTWA ORAZ FUNKCJĘ NIEZAWODNOŚCI WYBRANEGO ELEMENTU

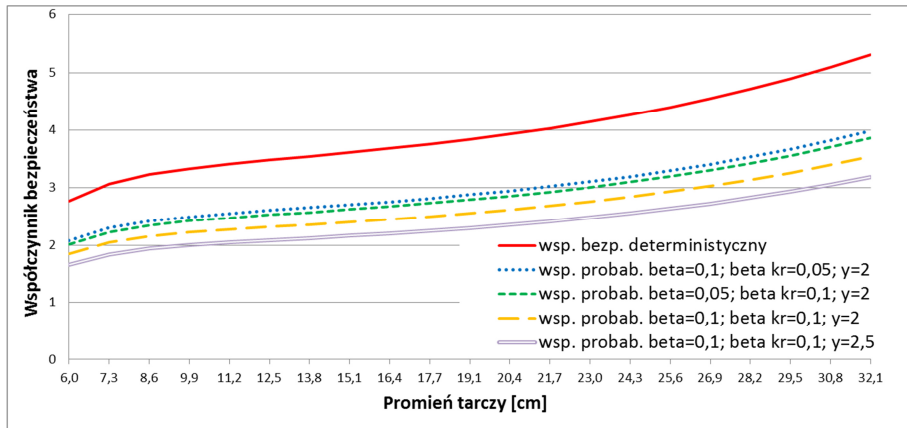
Zgodnie z przedstawionymi w niniejszym opracowaniu rozważaniami, wyznaczona w toku obliczeń wytrzymałościowych deterministyczna wartość współczynnika bezpieczeństwa nie uwzględnia losowych rozrzutów wytrzymałości materiału oraz poziomu naprężeń w elemencie konstrukcji. Stąd też postanowiono przeprowadzić obliczenia jego wielkości w ujęciu probabilistycznym wg zależności (20), uwzględniając:

- $\beta$  – współczynnik zmienności naprężeń;
- $\beta_{kr}$  – współczynnik zmienności wytrzymałości materiału;
- $y_{kr}, y$  – współczynniki informujące o liczbach odchyłeń standardowych określających położenie wartości kwantyli  $\sigma_{kr}^*$  i  $\sigma^*$  w stosunku do wartości średnich.

Obliczenia przeprowadzono dla następujących wariantów wartości współczynników:

- a)  $\beta = 0,1$ ;  $\beta_{kr} = 0,05$ ;  $y_{kr} = y = 2$ ;
- b)  $\beta = 0,05$ ;  $\beta_{kr} = 0,1$ ;  $y_{kr} = y = 2$ ;
- c)  $\beta = 0,1$ ;  $\beta_{kr} = 0,1$ ;  $y_{kr} = y = 2$ ;
- d)  $\beta = 0,1$ ;  $\beta_{kr} = 0,1$ ;  $y_{kr} = y = 2,5$ .

Wyniki obliczeń zebrano i przedstawiono na wykresie (rys. 5), porównując otrzymane wartości z wartością współczynnika bezpieczeństwa określonego deterministycznie.

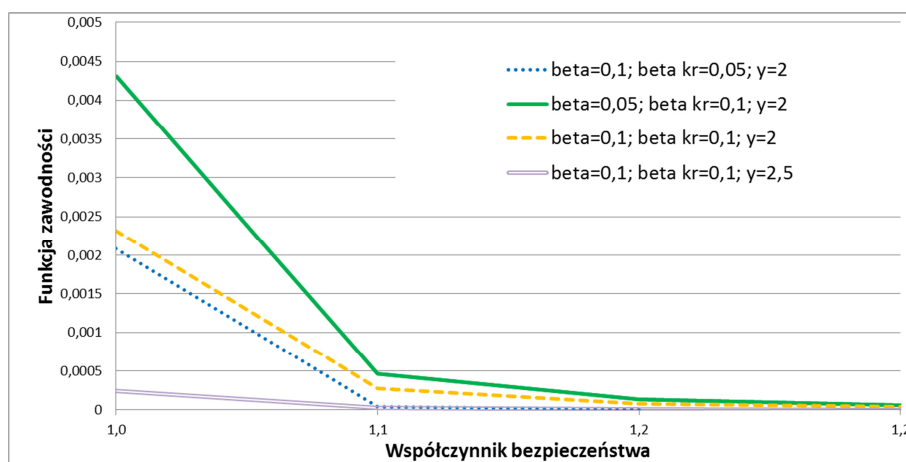


Rys. 5. Wykres rozkładu współczynnika bezpieczeństwa wzdłuż promienia tarczy określonego w sposób deterministyczny i probabilistyczny

Fig. 5. Graphs of distribution of safety factor along disc's radius calculated in deterministic and probabilistic way

Jak wynika z przedstawionego wykresu, uwzględnienie probabilistycznego charakteru rozrzutu wartości wytrzymałości i naprężeń występujących w eksploatacji znacząco wpływa na wartość współczynnika bezpieczeństwa, powodując jego obniżenie. Kolejną prawidłowością, którą możemy zaobserwować, jest fakt, iż wpływ względnego rozproszenia  $\beta_{kr}$  wytrzymałości materiału na wartość współczynnika bezpieczeństwa jest większy niż wpływ względnego rozproszenia  $\beta$  naprężeń eksploatacyjnych. Najmniejszą wartość współczynnika bezpieczeństwa uzyskano, przyjmując największe wartości względnych rozrzutów wytrzymałości i naprężeń oraz najbardziej odległe wartości kwantyli  $\sigma_{kr}^*$  i  $\sigma^*$ , co uwzględnia najbardziej niekorzystną relację obciążeń i wytrzymałości elementu.

W następnej kolejności przystąpiono do określenia wpływu wartości współczynnika bezpieczeństwa  $n$  na funkcję niezawodności  $R$  z wykorzystaniem zależności (22) dla tych samych co poprzednio wariantów wartości współczynników  $\beta$ ,  $\beta_{kr}$ ,  $\gamma$  i  $\gamma_{kr}$ . Po podstawieniu danych do zależności (22) oraz korzystając z tablic dystrybuanty rozkładu normalnego standaryzowanego [5], sporządzono odpowiednie wykresy (rys. 6). Dla lepszej czytelności wyników obliczeń, na rysunku 6 przedstawione zostały zależności zawodności  $Q(n)=1-R(n)$  w funkcji współczynnika bezpieczeństwa zmieniającego się w zakresie  $n = 1 \div 1,2$ .



Rys. 6. Wpływ współczynnika bezpieczeństwa  $n$  na prawdopodobieństwo uszkodzenia  $Q$  elementu konstrukcji

Fig. 6. Influence of safety factor  $n$  on failure probability  $Q$  of structure's element

Analizując wyniki tych obliczeń, zauważyć można, iż wpływ współczynnika bezpieczeństwa  $n$  na prawdopodobieństwo  $Q$  zniszczenia przekroju elementu oraz funkcję niezawodności  $R$  jest bardzo duży. Wzrost współczynnika bezpieczeństwa o jedną dziesiątą powoduje niemalże dziesięciokrotne zmniejszenie prawdopodobieństwa uszkodzenia. W tym przypadku obserwujemy również dużo większy wpływ względnego rozproszenia  $\beta_{kr}$  wytrzymałości materiału na zawodność elementu niż wpływ względnego rozproszenia  $\beta$  naprężeń występujących w elemencie. Należy również zwrócić uwagę na wynik obliczeń wg wariantu d), w którym obliczenia przeprowadzono z uwzględnieniem kwantyli wytrzymałości i naprężeń odległych o wartość 2,5-krotnego odchylenia standardowego od wartości średniej, co spowodowało zarówno zmniejszenie probabilistycznego współczynnika bezpieczeństwa, jak i znaczne zmniejszenie zawodności elementu. Jest to efektem zmniejszenia obszaru „niepewności” w obliczeniach reprezentowanej graficznie jako część wspólna obszarów pod krzywymi funkcji gęstości prawdopodobieństwa wytrzymałości i naprężeń (rys. 4).

## 5. PODSUMOWANIE

Wyznaczone w pracy wartości naprężeń występujących w tarczach wirnika wentylatora uzyskano dla obciążeń masowych, które są obciążeniami głównymi wymiarującymi tarczę.

Obliczenia te mogą zostać skorygowane poprzez uwzględnienie obciążeń pochodzących od przepływającego czynnika wyznaczonych na etapie obliczeń gazodynamicznych.

Uzyskana w toku obliczeń wytrzymałościowych deterministyczna wartość współczynnika bezpieczeństwa nie uwzględnia losowych rozrzutów wytrzymałości materiału oraz poziomu naprężeń w elemencie konstrukcji. Uwzględnienie probabilistycznego charakteru wytrzymałości i naprężeń eksploatacyjnych znacząco wpływa na wartość współczynnika bezpieczeństwa, powodując jego obniżenie. Badania wykazały, iż wpływ względnego rozproszenia  $\beta_{kr}$  wytrzymałości materiału na wartość współczynnika bezpieczeństwa jest większy niż wpływ względnego rozproszenia  $\beta$  naprężeń eksploatacyjnych.

Wyniki przeprowadzonych w pracy obliczeń pokazują, iż wpływ współczynnika bezpieczeństwa  $n$  na funkcję niezawodności  $R$  jest bardzo duży. Zwiększenie wartości  $n$  o 0,1 wywołuje zmniejszenie zawodności elementu w przybliżeniu o rząd wielkości. Ponadto, podobnie jak w przypadku współczynnika bezpieczeństwa, wpływ względnego rozproszenia  $\beta_{kr}$  wytrzymałości materiału na niezawodność elementu jest dużo większy niż wpływ względnego rozproszenia  $\beta$  naprężeń wywołanych obciążeniami eksploatacyjnymi. Można więc powiedzieć, że konstruktor ma duże możliwości kształtowania niezawodności elementów mechanicznych przez właściwe dobieranie wartości współczynników bezpieczeństwa w ujęciu probabilistycznym.

Artykuł powstał w ramach realizacji projektu badawczego nr UOD-DEM-1-407/001 pt. *Wysokowydajne wentylatory lutniowe nowej generacji dla górnictwa podziemnego i odpylaczy suchych z mechanicznym systemem regeneracji filtrów oraz odpylacz suchy z mechanicznym systemem regeneracji filtrów*, w ramach przedsięwzięcia pilotażowego NCBR *Wsparcie badań naukowych i prac rozwojowych w skali demonstracyjnej Demonstrator+*, termin realizacji: 4.12.2013 r.-31.12.2015 r.

## LITERATURA

- [1] Szopa T., *Niezawodność i bezpieczeństwo*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, s. 64-114, 2009.
- [2] Szopa T., *Podstawy konstrukcji maszyn. T. I*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1999.
- [3] Lipka J., *Wytrzymałość maszyn wirnikowych*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, s. 99-198, 1967.
- [4] Fortuna S., *Wentylatory*, TECHWENT, Kraków, 1999.
- [5] Plucińska A., Pluciński E., *Probabilistyka*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2000.

## **Reliability Analysis of Ventube Fan Rotor**

Stanisław WRZESIEN', Michał JASZTAL

**Abstract.** Discs of ventube fan rotor were chosen as an object of the study. As a result of an analytical calculation, distribution of radial and circumferential stress and safety factor along rotor's disc radius was calculated. Present paper displays relation between reliability function of structure element and safety factor through introducing probabilistic description of its value. Presented form of the reliability function gave the possibility of influence's estimation of stress and strength's variate dispersion round the expected value on reliability of structure element. Authors weighed deterministic value of safety factor against its value calculated in probabilistic way for various stress and strength distribution parameters.

**Keywords:** mechanics, reliability, strength, safety factor, fan rotor

