

Dr inż. Michał JASZTAL
Dr inż. Agata PIETRAS
Wojskowa Akademia Techniczna

DOI: 10.17814/mechanik.2015.7.247

ANALITYCZNA I NUMERYCZNA ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCI WIRNIKA WENTYLATORA Z UWZGLĘDNIENIEM ROZRZUTÓW LOSOWYCH WYBRANYCH WIELKOŚCI

Streszczenie: Obiektem badań w niniejszej pracy były elementy wirnika wentylatora lutniowego. W pierwszym etapie pracy wykonano obliczenia analityczne, w wyniku których wyznaczone zostały rozkłady naprężeń promieniowych, obwodowych oraz deterministycznej wartości współczynnika bezpieczeństwa wzdłuż promienia tarczy wirnika. Wyrażenie współczynnika bezpieczeństwa w sposób probabilistyczny pozwoliło wyznaczyć jego zależność od wartości rozproszenia zmiennych losowych obciążenia i wytrzymałości. W drugim etapie pracy opracowano model MES analizowanego wirnika i wyznaczono w sposób numeryczny wartości naprężeń w elementach wirnika. Wykorzystując moduł „Six Sigma Analysis”, w oprogramowaniu inżynierskim ANSYS wyznaczono rozkład prawdopodobieństwa współczynnika bezpieczeństwa dla założonych parametrów rozkładów prawdopodobieństwa wytrzymałości i obciążenia.

ANALYTICAL AND NUMERICAL ANALYSIS OF THE FAN ROTOR STRENGTH TAKING INTO ACCOUNT RANDOM SCATTER OF SELECTED QUANTITIES

Abstract: Elements 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. Presented probabilistic form of the safety factor function gave possibility of influence's estimation of load and strength's variate dispersion round the expected value on safety factor value. In the second part of this work, authors prepared rotor's MES model and performed numerical stress analysis. Furthermore, having took advantage of "Six Sigma Analysis" module in ANSYS software, safety factor probability distribution was obtained for assumed probability distribution of strength and load.

Słowa kluczowe: wytrzymałość, współczynnik bezpieczeństwa, wirnik wentylatora, model MES, rozkład prawdopodobieństwa
Keywords: strength, safety factor, fan rotor, MES model, probability distribution

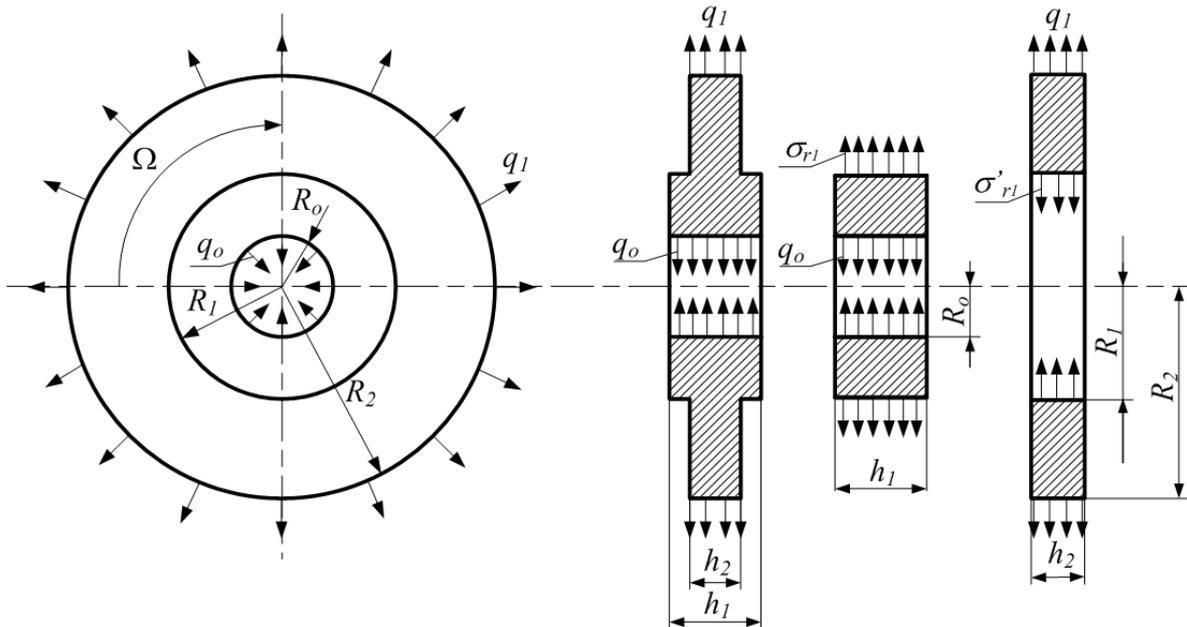
1. WPROWADZENIE

Przystępując do projektowania obiektu technicznego, należy pamiętać o analizie jego niezawodności z wykorzystaniem probabilistycznego modelowania właściwości obiektu, procesów w nim zachodzących oraz w środowisku jego funkcjonowania, które mogą wpływać na jego zdatność. Duży wpływ na poziom niezawodności ma dobór wartości współczynnika bezpieczeństwa podczas wykonywania obliczeń wytrzymałościowych konstrukcji. Stąd też, w niniejszej pracy postanowiono opisać związek istniejący pomiędzy współczynnikiem bezpieczeństwa a wartością rozproszenia zmiennych losowych obciążenia i wytrzymałości wokół ich wartości oczekiwanych. 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. W drugiej części badań opracowano model MES analizowanego wirnika i wyznaczono w sposób numeryczny wartości naprężeń w wybranych elementach wirnika. Wykorzystując następnie moduł „Six Sigma Analysis” wchodzący w skład oprogramowania inżynierskiego ANSYS, wyznaczono rozkład prawdopodobieństwa współczynnika bezpieczeństwa dla założonych parametrów rozkładów prawdopodobieństwa wytrzymałości i obciążeń.

W prezentowanym artykule skupiono uwagę na tarczach wirnika wentylatora lutniowego, które są ważnym elementem 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 i numerycznych wyznaczone zostały rozkłady naprężeń promieniowych, obwodowych oraz wartości współczynnika bezpieczeństwa wzdłuż promienia tarczy.

2. ANALITYCZNE OBLICZENIA STANU NAPRĘŻEŃ W TARCZY WIRNIKA WENTYLATORA

Wirnik wentylatora wykonany jest w postaci bębna i może być analizowany pod względem wytrzymałościowym jako układ dwóch tarcz dwustopniowych obciążonych wirującą masą własną i pierścienia zewnętrznego wraz z łopatkami. W wyniku prowadzonych dla takiego modelu obliczeń otrzymamy rozkład naprężeń promieniowych oraz obwodowych względem promienia tarczy. Tarcze dwustopniowe składają się z pierścieni współosiowych o różnych, lecz 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 . Tarcza ta wiruje z prędkością kątową Ω . 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 rys. 1. Każdy stopień oddzielnie stanowi pierścień kołowy obciążony na obu brzegach znanymi ciągnięciami odpowiednio q_1 i q_0 oraz nieznanymi naprężeniami σ_{r1} i σ'_{r1} działającymi w miejscu połączenia stopni tarczy.



Rys. 1. Tarcza dwustopniowa [3]

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, γ – ciężar właściwy materiału tarczy, g – przyspieszenie ziemskie, Ω – prędkość kątowa, ν – 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 ułożono, wycinając z tarczy element (rys. 2), a następnie przyjmując zgodnie z założeniami równomierny przebieg naprężeń promieniowych i obwodowych, zapisano równanie równowagi elementu [3]. Zaniedbując małe wielkości wyższego rzędu, otrzymujemy związek między naprężeniami promieniowymi:

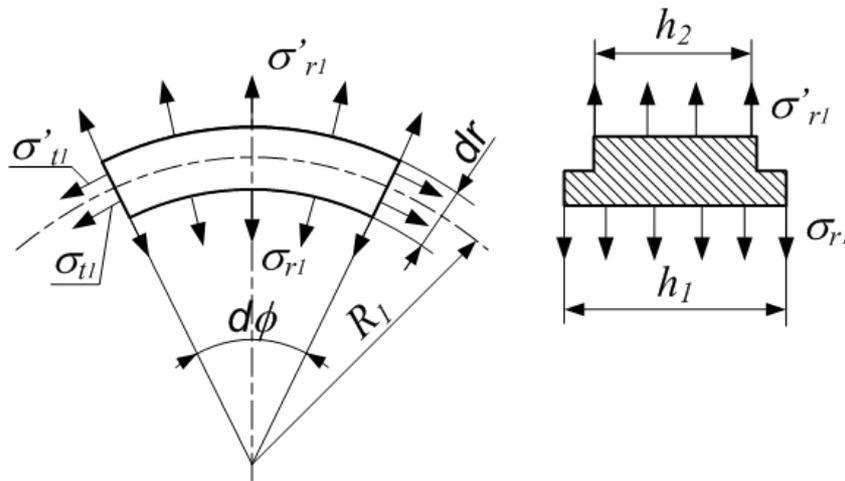
$$\sigma_{r1}' h_2 = \sigma_{r1} h_1 \quad (5)$$

Wszystkie cztery warunki, tj. brzegowe i sprzężenia, sprowadzają się do układu czterech równań [3], z których wyznacza się niewiadome C_1 , C_2 , C_1' , C_2' .

W prezentowanych obliczeniach 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]:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{du_2}{dr} + \nu \frac{u_2}{r} \right) \quad (6)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\nu \frac{du_2}{dr} + \frac{u_2}{r} \right) \quad (7)$$



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

W kolejnym kroku wyznaczono pochodną przyrostów promieni $u_2(r)$ względem promienia tarczy r :

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

oraz wyrażenie:

$$\frac{u_2(r)}{r} = C_1' + \frac{C_2'}{r^2} - \frac{A}{8} r^2 \quad (9)$$

Podstawiając zależności (8) oraz (9) do równań (6) oraz (7), 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]:

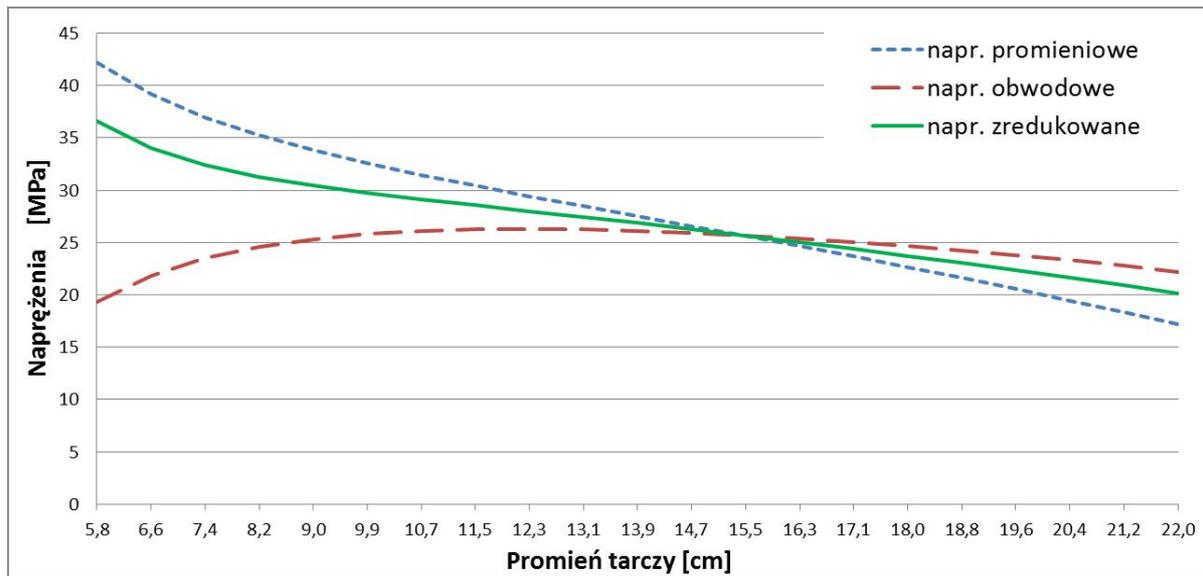
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2} - \sigma_r \cdot \sigma_t \quad (10)$$

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

Dodatkowo dokonano wyznaczenia deterministycznej wartości współczynnika bezpieczeństwa jako ilorazu granicy plastyczności i naprężeń zredukowanych:

$$n = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (11)$$

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



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

3. PROBABILISTYCZNY OPIS WSPÓŁCZYNNIKA BEZPIECZEŃSTWA

Wyznaczona w obliczeniach wytrzymałościowych deterministyczna wartość współczynnika bezpieczeństwa nie uwzględnia losowych rozrzutów wytrzymałości materiału oraz poziomu naprężeń w elemencie konstrukcji. Stąd też postanowiono wyznaczyć jego wielkość w ujęciu probabilistycznym. Zakładamy, że powstanie niezdatności w elemencie konstrukcyjnym jest zdeterminowane przez relację pomiędzy naprężeniami krytycznymi σ_{kr} (wytrzymałością elementu konstrukcji) a naprężeniami σ występującymi w analizowanym fragmencie elementu pod wpływem różnego typu obciążeń. Stąd też, cechę zdatności elementu konstrukcji możemy zapisać z wykorzystaniem zapasu wytrzymałości:

$$\Delta\sigma = \sigma_{kr} - \sigma > 0 \quad (12)$$

Wiemy jednak, iż wielkości σ_{kr} i σ 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 rys. 4. W takim ujęciu współczynnik bezpieczeństwa można przedstawić za pomocą kwantyli σ_{kr}^* i σ^* odpowiednio zmiennych losowych σ_{kr} i σ :

$$n = \frac{\sigma_{kr}^*}{\sigma^*} \quad (13)$$

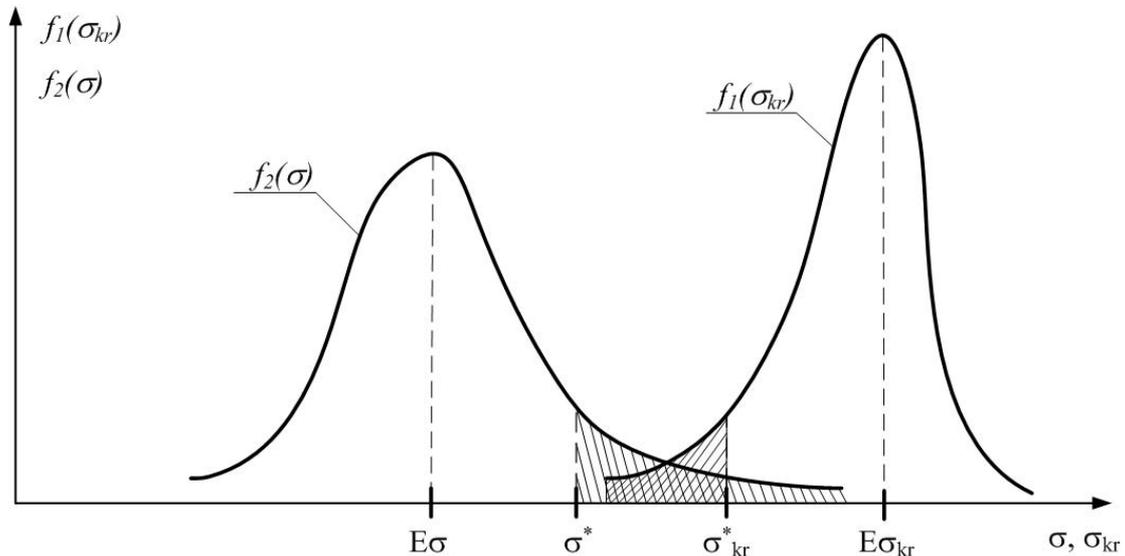
Przy czym powinny one spełniać następujące warunki:

$$P\{\sigma_{kr} < \sigma_{kr}^*\} \ll 1, P\{\sigma > \sigma^*\} \ll 1 \quad (14)$$

Zakładamy, iż zmienne losowe σ_{kr} i σ 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]:

$$n = \frac{\sigma_{kr}^*}{\sigma^*} = \frac{E\sigma_{kr} - y_{kr}\sqrt{V\sigma_{kr}}}{E\sigma + y\sqrt{V\sigma}} \quad (15)$$

gdzie: y_{kr} i y to ilości odchyłeń standardowych określających położenie kwantyli σ_{kr}^* i σ^* w stosunku do wartości średnich dobranych z zachowaniem warunków (15).



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

Wyprowadzona zależność (16) na współczynnik bezpieczeństwa pozwala na analizę jego zmian dla różnych wartości rozproszenia zmiennych σ_{kr} i σ wokół ich wartości średnich.

Aby pokazać odchylenie standardowe zmiennej względem jej wartości średniej, wprowadzamy wielkości β_{kr} i β , które są współczynnikami zmienności wielkości σ_{kr} i σ opisanymi zależnościami:

$$\beta_{kr} = \frac{\sqrt{V\sigma_{kr}}}{E\sigma_{kr}} \quad (16)$$

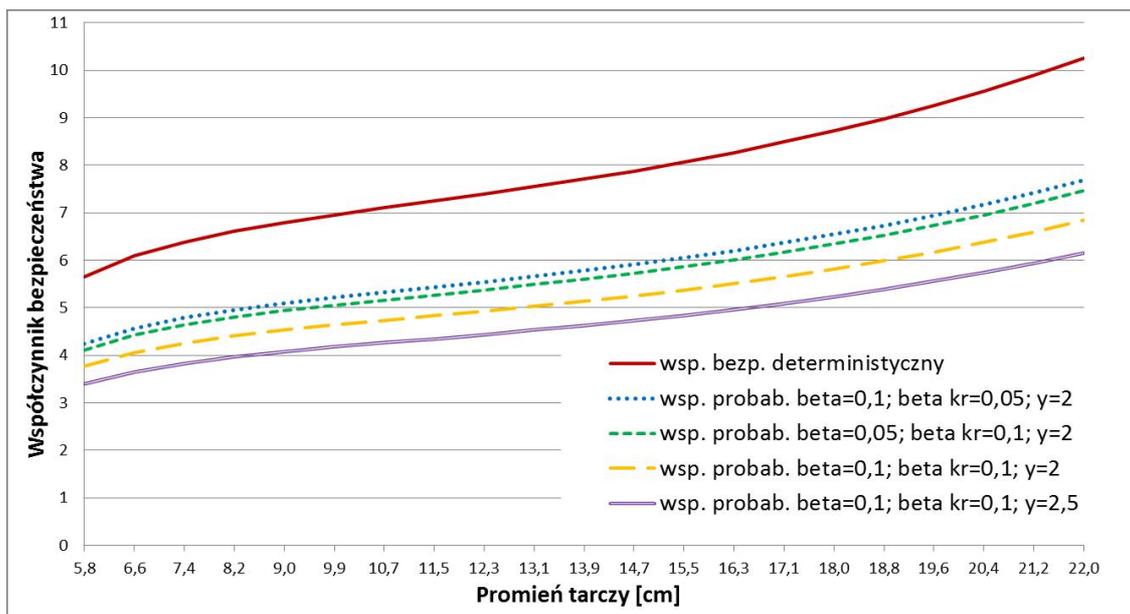
$$\beta = \frac{\sqrt{V\sigma}}{E\sigma} \quad (17)$$

Obliczenia wartości współczynnika bezpieczeństwa przeprowadzono dla następujących wariantów wartości współczynników:

- $\beta = 0,1$; $\beta_{kr} = 0,05$; $\gamma_{kr} = \gamma = 2$;
- $\beta = 0,05$; $\beta_{kr} = 0,1$; $\gamma_{kr} = \gamma = 2$;
- $\beta = 0,1$; $\beta_{kr} = 0,1$; $\gamma_{kr} = \gamma = 2$;
- $\beta = 0,1$; $\beta_{kr} = 0,1$; $\gamma_{kr} = \gamma = 2,5$.

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

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 β_{kr} wytrzymałości materiału na wartość współczynnika bezpieczeństwa jest większy niż wpływ względnego rozproszenia β naprężeń eksploatacyjnych. Najmniejszą wartość współczynnika bezpieczeństwa uzyskano, przyjmując największe wartości względnych rozrzutów wytrzymałości i naprężeń oraz najbardziej odległe wartości kwantyli σ_{kr}^* i σ^* , co uwzględnia najbardziej niekorzystną relację obciążeń i wytrzymałości elementu.

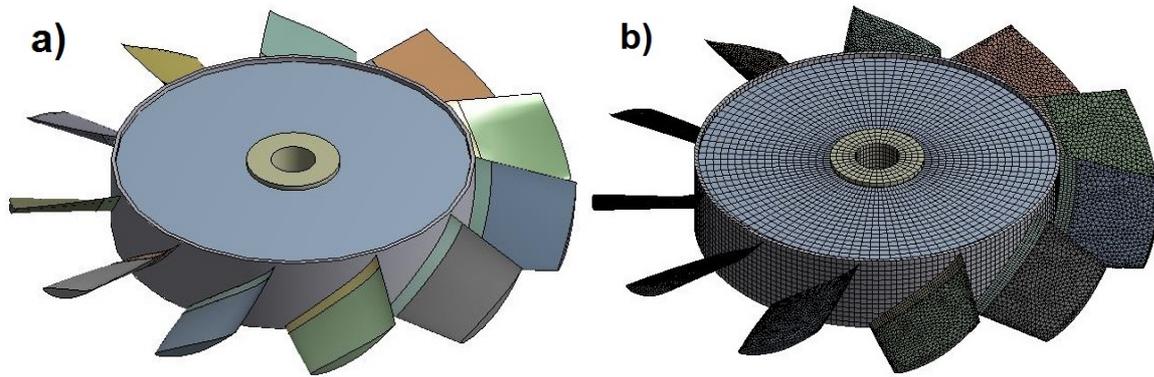


Rys. 5. Wykres rozkładu współczynnika bezpieczeństwa wzdłuż promienia tarczy określonego w sposób deterministyczny i probabilistyczny

4. NUMERYCZNE OBLICZENIA STANU NAPRĘŻEŃ W TARCZY WIRNIKA WENTYLATORA

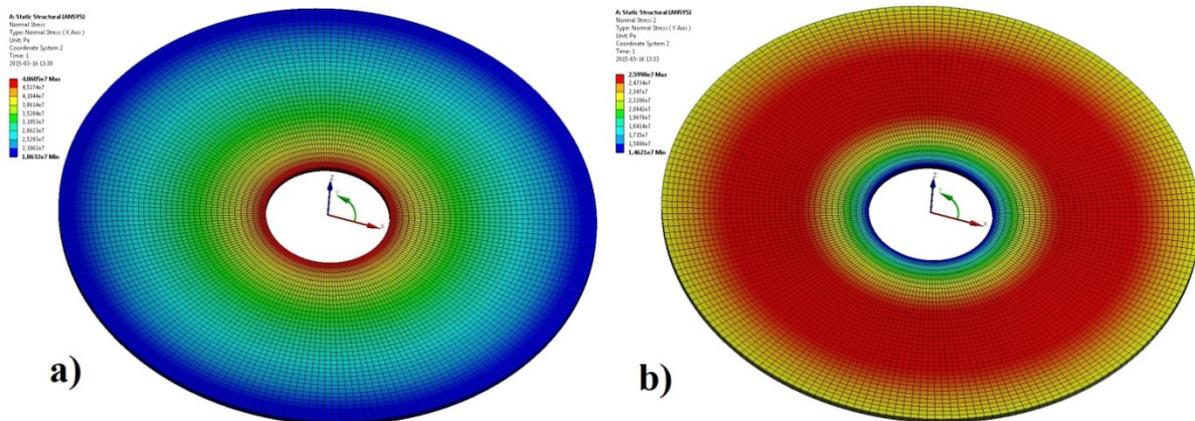
W ramach przygotowań do prowadzenia analiz numerycznych wykonano model wirnika wentylatora w oprogramowaniu CAD. Podczas opracowywania modelu uwzględniono założenia konstrukcyjne, wyniki wstępnych obliczeń analitycznych w zakresie wytrzymałości, jak również parametrów przepływowych badanych wentylatorów.

Opracowany model geometryczny CAD uwzględniający potrzeby uzyskania właściwej topologii siatki elementów skończonych został przedstawiony na rys. 6a.



Rys. 6. Widok modelu: a) CAD, b) MES wirnika wentylatora

Kolejnym etapem pracy była dyskretyzacja modelu (podział na elementy skończone) zgodnie z wcześniej przyjętą topologią. Zdyskretyzowany model wirnika wentylatora został przedstawiony na rysunku 6b. Numeryczne obliczenia wartości naprężeń przeprowadzono dla obciążeń masowych wirującej tarczy z łopatkami, które są obciążeniami głównymi wymiarującymi tarczę. Na podstawie wstępnych obliczeń analitycznych stwierdzono, iż wartości naprężeń pochodzących od przepływającego czynnika (obciążenia wyznaczone na etapie obliczeń gazodynamicznych) są dwa rzędy wielkości mniejsze od naprężeń wywołanych siłami masowymi w ruchu obrotowym z prędkością kątową Ω . W wyniku obliczeń numerycznych wyznaczono wartości naprężeń zredukowanych σ , promieniowych σ_r , oraz obwodowych σ_t w tarczy wirnika wentylatora.



Rys. 7. Widok rozkładu naprężeń: a) promieniowych, b) obwodowych w tarczy wirnika

Widok rozkładu naprężeń przedstawiono na rys. 7, natomiast otrzymane wartości naprężeń w skrajnych brzegach tarczy porównano z wynikami obliczeń analitycznych i przedstawiono w tabeli 1. Wyniki obliczeń numerycznych i analitycznych wykazują największą zgodność dla zewnętrznego brzegu tarczy, natomiast uzyskane rozbieżności dla brzegu wewnętrznego wynikają z przyjętych uproszczeń.

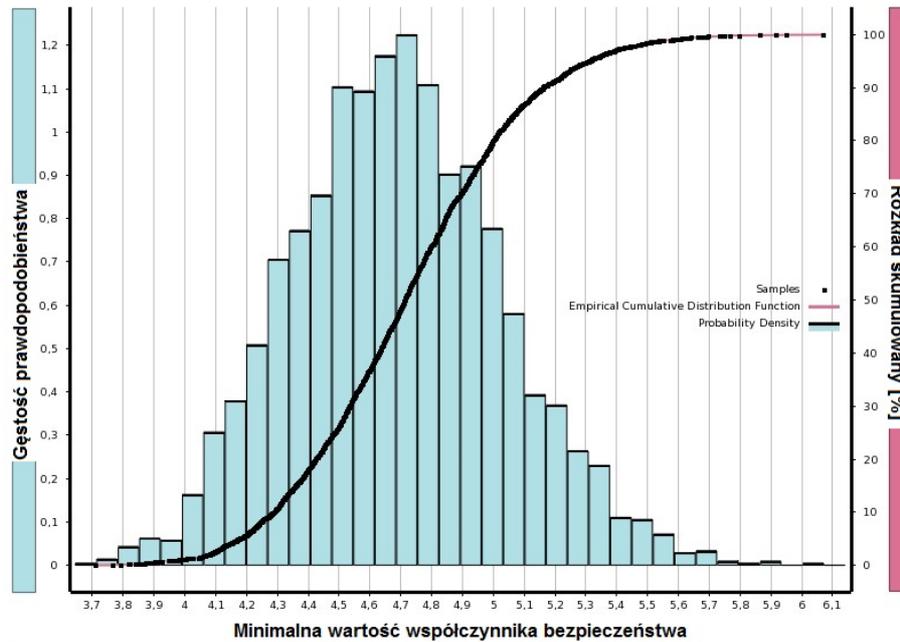
Tabela 1. Wyniki obliczeń naprężeń promieniowych σ_r i obwodowych σ_t w tarczy wirnika

Brzeg tarczy	Naprężenia promieniowe σ_r [MPa]		Naprężenia obwodowe σ_t [MPa]		Naprężenia zredukowane σ_{red} [MPa]	
	analityczny	numeryczny	analityczny	numeryczny	analityczny	numeryczny
wewnętrzny	42,17	48,60	19,32	14,62	36,56	43,18
zewnątrzny	17,17	18,63	22,23	22,59	20,18	20,89

Wyznaczone w toku obliczeń numerycznych deterministyczne wartości naprężeń oraz przyjęta wartość wytrzymałości materiału nie uwzględniają występujących w rzeczywistości losowych rozrzutów tych wielkości. Stąd też, podobnie jak w przypadku obliczeń analitycznych, postanowiono wyznaczyć wartość współczynnika bezpieczeństwa dla tarczy wirnika w ujęciu probabilistycznym. Do tego celu wykorzystano moduł „Six Sigma Analysis” wchodzący w skład oprogramowania inżynierskiego ANSYS, który pozwala uzyskać rozwiązanie w postaci rozkładu prawdopodobieństwa wielkości wyjściowej na podstawie rozkładów prawdopodobieństw wybranych przez użytkownika wielkości wejściowych.

Do obliczeń założono, iż losowość zadanej obciążenia tarczy wirnika będzie charakteryzowana przez opisany rozkładem normalnym rozrzut wartości prędkości kątowej wirnika o zadanej wartości średniej $EW = 310 \text{ rad/s}$ i odchyleniu standardowym $\sqrt{V\Omega} = 15,5 \text{ rad/s}$. Przyjęto również, że wytrzymałość materiału będzie opisana rozkładem normalnym o wartości średniej $Es_{kr} = 207 \text{ MPa}$ i odchyleniu standardowym $\sqrt{Vs_{kr}} = 10,35 \text{ MPa}$. Dodatkowo, postanowiono wprowadzić do obliczeń zmienną losową obciążenia tarczy w postaci ciągnięcia na jej brzegu, która odpowiada losowemu obciążeniu wirującą masą pasa zewnętrznego wirnika z łopatkami. Wartość średnia obciążenia wynosi $Ep = 18,63 \text{ MPa}$, natomiast odchylenie standardowe $\sqrt{Vp} = 0,93 \text{ MPa}$. Rozrzut wartości tej zmiennej wynika z możliwego rozrzutu wartości wirujących mas ww. elementów wirnika wynikającego z kolei z technologii ich wykonania.

W wyniku przeprowadzonych obliczeń uzyskano przedstawiony na rys. 8 rozkład gęstości prawdopodobieństwa oraz dystrybuantę minimalnej wartości współczynnika bezpieczeństwa (o wartości średniej $En \approx 4,72$ i odchyleniu standardowym $\sqrt{Vn} \approx 0,34$) dla założonych rozkładów prawdopodobieństwa wytrzymałości materiału, prędkości kątowych wirnika i obciążenia od wirujących mas.



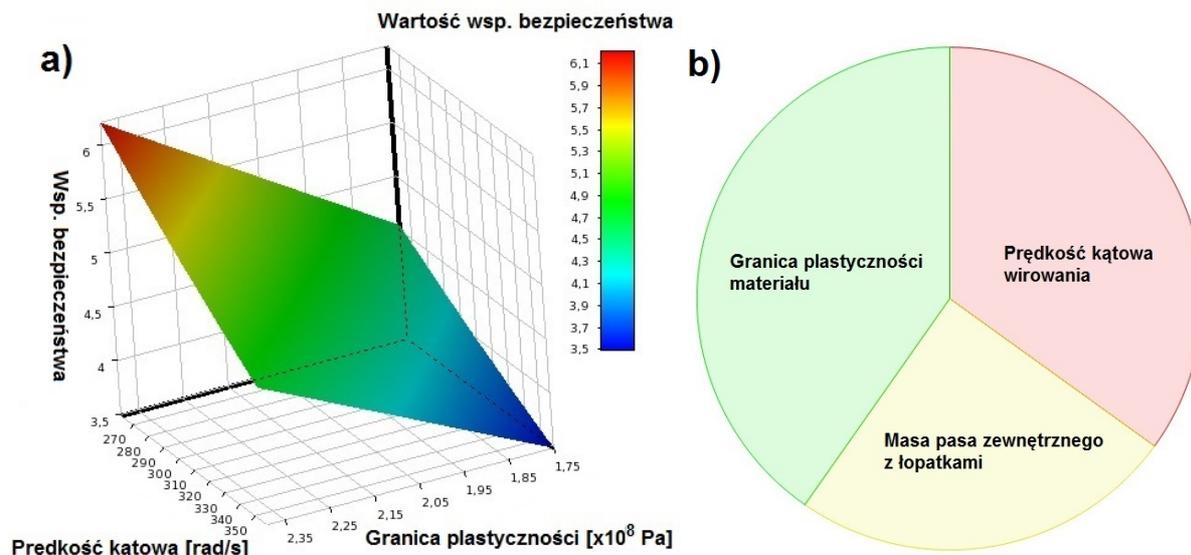
Rys. 8. Rozkład prawdopodobieństwa minimalnej wartości współczynnika bezpieczeństwa

Tabela 2. Wartości współczynnika bezpieczeństwa wraz z odpowiadającym im prawdopodobieństwem

Współczynnik bezpieczeństwa	3,8050	4,0921	4,3770	4,7172	5,0601	5,4457	5,8396
Prawdopodobieństwo	0,9986	0,9772	0,8413	0,5000	0,1586	0,0227	0,0013
Ilość odchyłeń standardowych	5	5	4	0	6	5	5
	-3	-2	-1	0	1	2	3

W tabeli 2 zgromadzono wybrane wartości współczynnika bezpieczeństwa wraz z odpowiadającym im prawdopodobieństwem tego, iż rzeczywista wartość współczynnika bezpieczeństwa nie będzie mniejsza od wyznaczonej w sposób numeryczny.

Wykorzystywane oprogramowanie umożliwia również wykreślenie „powierzchni odpowiedzi” (ang. *response surface*) przedstawionej na rys. 9a, która ilustruje złożone zależności pomiędzy parametrami wejściowymi a wielkością wynikową. Kolejnym sposobem wizualizacji wyników są wykresy „czułości”, które dostarczają informacji na temat wagi każdej zmiennej wejściowej, czyli wielkości jej wpływu na wartości wynikowe (rys. 9b). Na podstawie rys. 9b można zaobserwować, iż wynikowa wartość współczynnika bezpieczeństwa jest silniej uzależniona od rozproszenia wytrzymałości materiału niż od rozrzutów losowych prędkości kątowej czy masy elementów wirnika. Prowadzenie tego typu analizy umożliwi inżynierowi zidentyfikowanie kluczowych parametrów oraz wskazuje zmienne, na które należy zwrócić szczególną uwagę.



Rys. 9. Wykres: a) płaszczyzny odpowiedzi, b) „czułości” – wpływu zmiennych wejściowych

5. PODSUMOWANIE

Praktyka inżynierska wskazuje, iż precyzyjne określenie wielkości charakteryzujących własności konstrukcji oraz warunki eksploatacyjne nie jest możliwe, dlatego też obliczenia wytrzymałościowe powinny być wzbogacone o rozwiązania uwzględniające rozrzut i probabilistyczny charakter zmian zarówno własności wytrzymałościowych, jak i obciążeń. Uwzględnienie probabilistycznego charakteru wytrzymałości i obciążeń eksploatacyjnych znacząco wpływa na wartość współczynnika bezpieczeństwa, powodując jego obniżenie. Obliczenia analityczne wykazały, iż wpływ względnego rozproszenia β_{kr} wytrzymałości materiału na wartość współczynnika bezpieczeństwa jest większy niż wpływ względnego rozproszenia β naprężeń eksploatacyjnych. Również w przypadku obliczeń numerycznych można zaobserwować, iż wynikowa wartość współczynnika bezpieczeństwa jest silniej uzależniona od rozproszenia wytrzymałości materiału niż od rozrzutów losowych prędkości kątowej czy masy elementów wirnika.

Obecnie konstruktor posiada duże możliwości kształtowania niezawodności elementów mechanicznych przez prowadzenie obliczeń wytrzymałościowych w ujęciu probabilistycznym przy użyciu nowoczesnych środowisk obliczeń inżynierskich CAx.

Niniejsza praca powstała 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+”.

LITERATURA

- [1] Szopa T.: *Niezawodność i bezpieczeństwo*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2009, s. 64-114.
- [2] Szopa T.: *Podstawy konstrukcji maszyn*, T. I, WNT, Warszawa 1999.

- [3] Lipka J.: *Wytrzymałość maszyn wirnikowych*, WNT, Warszawa 1967, s. 99-198.
- [4] Fortuna S.: *Wentylatory*, TECHWENT, Kraków 1999.
- [5] Plucińska A., Pluciński E.: *Probabilistyka*, WNT, Warszawa 2000.