

EFEKTYWNY MODEL OBLICZENIOWY BĘBNA MASZyny WŁÓKIENNICZEJ DO OPTYMALIZACJI PARAMETRYCZNEJ Z WYKORZYSTANIEM MES

EFFICIENT CALCULATION MODEL OF TEXTILE MACHINE CYLINDER FOR PARAMETRIC OPTIMIZATION WITH THE USE OF THE FEM METHOD

Piotr Danielczyk – Katedra Podstaw Budowy Maszyn, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

W artykule przedstawiono rozwiązanie zadania poszukiwania optymalnego kształtu i wymiarów bębna głównego zgrzeblarki wałkowej z punktu widzenia minimalizacji amplitudy ugięcia. Do analiz przygotowano parametryczny, efektywny obliczeniowo, dyskretny model bębna z wykorzystaniem MES. Do jego budowy użyto superelementów zastosowanych w niestandardowy sposób. Pokazano korzyści wynikające z przyjętej metodyki modelowania.

The paper presents a solution to the problem of finding optimal shape and dimensions of the carding machine main cylinder from the point of view of minimizing the amplitude of deflection. With the use of the FEM method, a computationally efficient parametric discrete model of the cylinder was prepared for the analyses. The model's construction involved using superelements in a non-standard way. Benefits of the adopted modelling methodology have been shown.

Wprowadzenie

Współczesny inżynier, wyposażony w zaawansowane narzędzia komputerowego wspomaganie projektowania CAD/CAE, coraz częściej sięga w swojej pracy po metody poszukiwania rozwiązań optymalnych tj. takich, które przy ograniczonych zasobach najlepiej zaspokajają oczekiwania. Szczególnie duże możliwości daje sprzężenie powszechnie stosowanej w analizie konstrukcji metody elementów skończonych z metodami optymalizacji parametrycznej. Niemal każdy pakiet wspomagający pracę inżyniera wyposażony jest w moduł umożliwiający wykonanie pewnych obliczeń metodą elementów skończonych, począwszy od najmniej skomplikowanych zagadnień takich jak analiza statyczna, poprzez zadania dynamiki, analizę pól temperatury, często na zadaniach analizy przepływów kończąc. Także, coraz częściej zintegrowane pakiety CAD/CAE wspomagają proces rozwiązywania zadań optymalizacji.

Łatwość użytkowania programów bazujących na metodzie elementów skończonych, przede wszystkim preprocesorów w znacznym stopniu automatyzujących tworzenie siatek węzłów elementów skończonych sprawia, że bardzo często powstają modele obliczeniowe, które w wielu przypadkach nie są modelami racjonalnymi [6]. Brak doświadczenia, dążenie do opracowania modeli dyskretnych jak najlepiej odwzorowujących cechy geometryczne obiektu, analiza bez dostatecznego zrozumienia zjawisk fizycznych rządzących zachowaniem się rozważanego obiektu prowadzi do modeli nieefektywnych, nieraz nie dających rozwiązania w akceptowalnym czasie. Obserwuje się to wtedy, gdy model dyskretny powstaje na bazie modelu geometrycznego, importowanego z pakietu wspomagającego projektowanie 3D. Często, zamiast zauważyć od razu na etapie modelowania cechy przedmiotu mogące zracjonalizować przygotowanie modelu obliczeniowego, wykonuje się modele pełne wykorzystując łatwość wykonywania operacji na samym modelu geometrycznym (np. kopiowania, obicia lustrzanego, szyków itp.) dostępnych w systemach CAD. Wtedy też, usiłuje

się przygotować model dyskretny w oparciu o model bryłowy, zapominając o doborze odpowiednich typów elementów. Oczywiście jest, że staranne przygotowanie modelu obliczeniowego wymaga większego zaangażowania czasu, większych umiejętności od użytkownika systemu, a bogate biblioteki elementów skończonych komercyjnych pakietów MES mogą zniechęcić początkującego użytkownika.

Szczególnie ważne jest przygotowanie efektywnego obliczeniowo modelu dyskretnego przy rozwiązywaniu zadania optymalizacji. Zadanie takie, często zwane zadaniem optymalizacji parametrycznej, definiowane i rozwiązywane w pakietach MES jest klasycznym zadaniem optymalizacji nieliniowej z ograniczeniami. Funkcją celu zazwyczaj jest masa analizowanej części, bądź inne wielkości, od których oczekuje się osiągnięcia wartości ekstremalnej w zbiorze rozwiązań dopuszczalnych. W tego typu zadaniach zmiennymi projektowymi - decyzyjnymi są najczęściej cechy geometryczne analizowanych obiektów (wymiar, parametry przekrojów, grubości), a warunki ograniczające dotyczą zwykle kryteriów naprężeniowych, odkształceń, częstości drgań własnych i innych wielkości, specyficznych dla rozwiązywanego zadania. Rozwiązywanie takiego zadania, niezależnie od zastosowanej metody optymalizacji, jest procesem iteracyjnym, co szczególnie w przypadku złożonych modeli obliczeniowych i skomplikowanych analiz wymaga zaangażowania znaczących mocy obliczeniowych. W kolejnych iteracjach wyznacza się rozwiązania pośrednie, rozwiązując zdefiniowane zadanie, np. zadanie analizy strukturalnej, modalnej, dynamicznej itp. Zazwyczaj wykonanie pojedynczej iteracji związane jest z koniecznością przebudowy siatki węzłów elementów skończonych, a tym samym każdorazowo konieczna jest ingerencja w bazę modelu oraz przechowanie wyników o aktualnym rozwiązaniu. Z tych powodów, w zadaniach optymalizacji parametrycznej często upraszcza się model dyskretny po to, aby uzyskać rezultat w możliwym do przyjęcia czasie. Ponadto dąży się do wprowadzenia takich zmian wartości zmiennych zadania, aby ograniczyć konieczność

przebudowy siatki węzłów modelu w kolejnych iteracjach i jak najlepiej wykorzystać wyniki iteracji poprzednich [7]. Postępowanie takie jest oczywiście uzasadnione tylko wtedy, gdy wszelkie proponowane działania nie prowadzą do zbyt dużych uproszczeń, tj. takich, które uczynią model nieadekwatny do rzeczywistości. Ponadto konieczna jest bardzo dobra znajomość analizowanego zagadnienia, po to, by ograniczyć zbiór dopuszczalnych rozwiązań zadania.

Dla poprawy efektywności rozwiązywania zadań optymalizacji, korzysta się z metod pozwalających na redukcję rozmiaru zadania, którego miarą jest liczba stopni swobody modelu obliczeniowego. Powszechnie stosowane są uproszczenia bazujące na cechach geometrycznych analizowanych obiektów. Tu, do dyspozycji mamy wiązania symetrii i antysymetrii, a dla zagadnień osiowosymetrycznych z powodzeniem stosuje się więzy symetrii cyklicznej. Nieco rzadziej wykorzystywane są sposoby modelowania pozwalające na redukcję rozmiaru zadania poprzez zmniejszenie liczby węzłów modelu podlegającej przeliczeniom. Tu można wyróżnić m.in. modelowanie z wykorzystaniem podmodeli (*Submodeling*), w którym wyjściowe zadanie można w pierwszej kolejności rozwiązać bazując na zgrubnej siatce węzłów, a następnie przeanalizować obszary modelu o kluczowym znaczeniu odwzorowując je dokładniej z użyciem siatek zagęszczonych. Wtedy przemieszczenia obliczone na granicy podziału modelu są interpolowane z wykorzystaniem funkcji kształtu i traktowane jako warunki brzegowe dla podmodelu.

W zagadnieniach statycznych można wykorzystać znaną technikę redukcji liczby stopni swobody zwanej kondensacją statyczną prowadzącą do modelowania z użyciem superelementów. Rozpatrywany problem rozkłada się na szereg mniejszych, które można rozwiązać niezależnie [9], a liczba koniecznych do wyznaczenia wielkości węzłowych jest znacząco mniejsza niż wynikałoby to z rozmiaru zadania wyjściowego. Szczególnie korzystne jest zastosowanie superelementu do modelowania powtarzalnych fragmentów konstrukcji, dla których można zdefiniować tzw. superelementy wtórne.

W prezentowanej pracy przedstawiony zostanie efektywny model obliczeniowy do rozwiązania zadania poszukiwania optymalnych wymiarów bębna roboczego maszyny włókienniczej – zgrzeblarki, przy budowie, którego użyte zostaną superelementy, zastosowane w zadaniu optymalizacji w niestandardowy sposób.

Obiekt analizy – Konstrukcja, obciążenia, wymagania

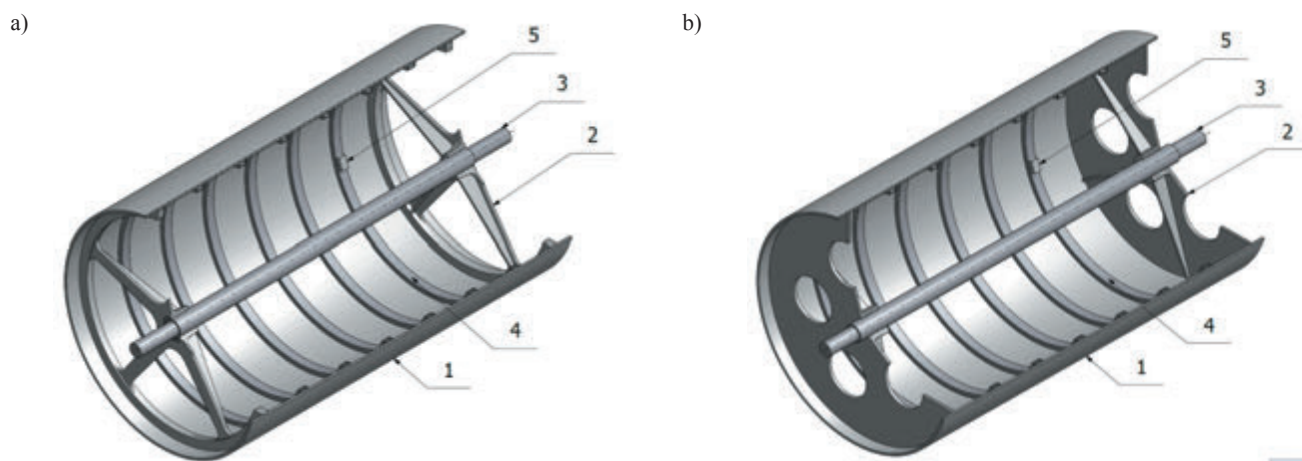
Począwszy od lat dziewięćdziesiątych ubiegłego wieku, dzięki pracom opisanym m.in. w [5], w zgrzeblarkach wałkowych stosuje się bębny robocze z pierścieniami wzmacniającymi. Budowę typowego bębna roboczego zgrzeblarki przedstawia rysunek 1a. Składa się on z powłoki zwiniętej z arkusza blachy i spawanej wzdłuż tworzącej, odlewanej obręczy z ramionami, wału oraz pierścieni wzmacniających w postaci zwiniętych kształtowników o przekroju ceowym. Rozwiązanie takie było z powodzeniem stosowane w produkowanych zespołach zgrzeblarkowych. Obecnie, przede wszystkim ze względów technologicznych, bębny są zamykane łatwiejszymi do wykonania dennicami spawanymi z blach ze wzmocnieniami (rys. 1b), a rozwiązania proponowane przez różnych producentów różnią się konstrukcją dennicy oraz kształtem pierścieni wzmacniających.

Na bęben roboczy nawinięte jest obicie zgrzeblące mające postać drutu piłowego. Schematycznie przedstawiono to na rysunku 2a. W rzeczywistości zwoje drutu są dociśnięte do siebie i wspierają się na tzw. drucie skrajnym. Siły działające na bęben podczas pracy wynikają przede wszystkim z ciężaru własnego konstrukcji i siły odśrodkowej (bęben pracuje z prędkością roboczą max 200 obr./min) oraz nawinięcia z naciągiem drutu piłowego obicia. Dwa pierwsze wspomniane obciążenia są niewielkie i często przy obliczaniu ugięcia powłoki są pomijane. Zaniedbywane są siły oddziaływania włókien na zęby obicia podczas zgrzeblenia.

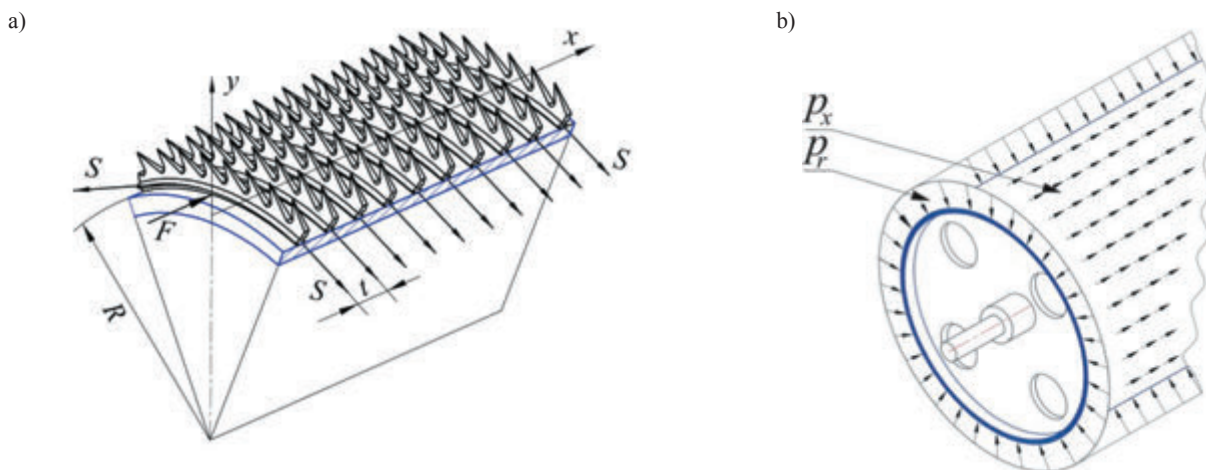
Konieczne jest natomiast uwzględnienie nacisku powierzchniowego działającego na powłokę bębna a będącego efektem nawijania drutu z odpowiednim naciągiem. Nawinięcie z naciągiem S i podziałką nawinięcia t drutu piłowego na bęben o promieniu R (rys. 2a) wywołuje nacisk na powłokę bębna skierowany promieniowo do wewnątrz o wartości [5]:

$$p_r = \frac{S}{tR} \quad (1)$$

Oprócz tego, jak wykazano w pracy [8], należy uwzględnić w analizie wartość siły powierzchniowej działającej w kierunku osi bębna. Powstaje ona podczas nawijania drutu, kiedy to zwoje dociskane są do siebie siłą F działającą w kierunku osi bębna i do tzw. drutu skrajnego będącego pierścieniem oporowym. Powstaje wtedy nacisk osiowy p_x (rys. 2b) będący skutkiem



Rys. 1. Przykładowe konstrukcje bębnow głównych zgrzeblarek: 1 – powłoka, 2 – odlewana obręcz/dennica, 3 – wał, 4 – pierścień wzmacniający, 5 – ciężarki wyważające



Rys. 2. Siły działające na powłokę bębna podczas nawijania drutu pilowego

resztkowych sił tarcia między drutem pilowym a powłoką bębna. Jego wartość wyraża wzór:

$$p_x = \mu p_r \quad (2)$$

gdzie μ jest współczynnikiem tarcia dla zestawienia materiałów drutu pilowego i powłoki.

Naciski działające na powłokę bębna powodują jej uginanie do wewnątrz. Z punktu widzenia technologii włókienniczej jest to zjawisko niepożądane, gdyż wpływa niekorzystnie na wielkość W oraz kształt szczeliny pomiędzy bębnem głównym a współpracującymi z nim wałkami (rys. 3), a to od nich zależy głównie jakość całego procesu zgrzeblenia [4].

Przy przerobie cienkich włókien wysokość szczeliny W wynosi od 0,3 do 0,15 mm, a z uwagi na pożądaną równomierność półproduktu włókienniczego zwanego runkiem, jej kształt powinien być zbliżony do prostokąta [3]. Warto dodać, że coraz szerzej wykorzystuje się włókna super cienkie (mikro włókna), których zgrzeblenie wymaga jeszcze mniejszych niż podano wyżej odległości między wałkami roboczymi a bębnem i między bębnem a zbieraczem. Zważywszy na wymiary bębna (średnica $\times$ długość: bęben główny 1500 mm $\times$ 2500 mm, zbieracz 1270 mm $\times$ 2500 mm), są to bardzo wysokie wymagania

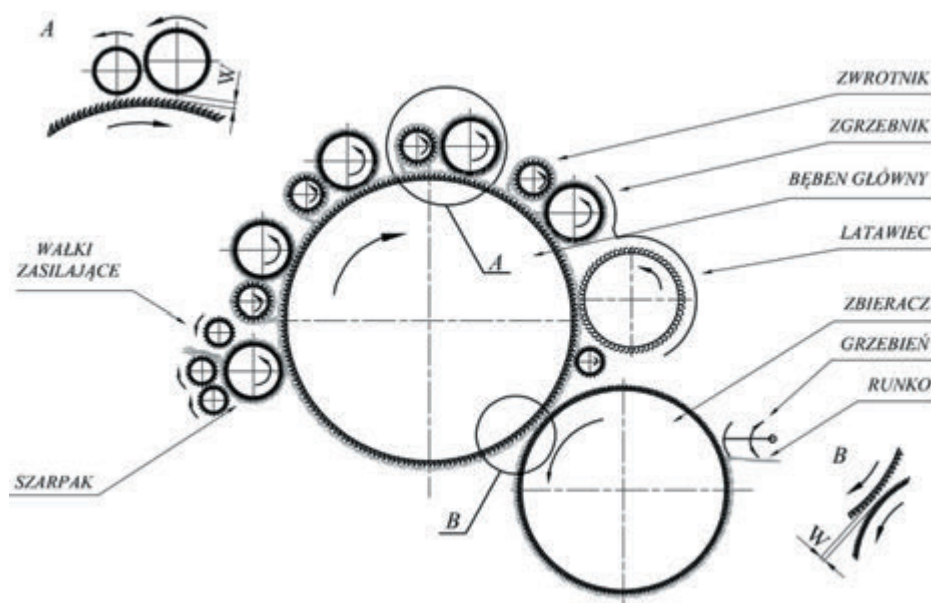
dotyczące sztywności całej konstrukcji. Wobec powyższego, podczas rozwiązywania zadania optymalizacji, zasadniczym celem będzie minimalizacja amplitudy ugięcia bębna.

Analiza linii ugięcia (rys. 4) powłoki bębna z dennicami prostymi (por. rys. 2b) o optymalnej grubości z pierścieniami o optymalnych wymiarach [2] prowadzi do wniosku, iż dalsze zmniejszanie amplitudy ugięcia Δ wymaga zastosowania specjalnej konstrukcji dennic (rys. 5), które byłyby podatne w kierunku osiowym, a przy tym zapewniałyby wymaganą sztywność całego bębna zarówno podczas pracy jak i podczas jego wykonywania (szlifowanie powierzchni przed nawinięciem drutu pilowego) [3].

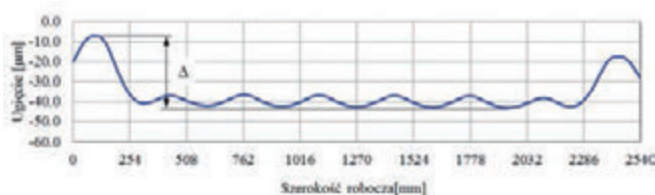
Model obliczeniowy

Stawiając za cel efektywność całego procesu poszukiwania optymalnego kształtu i wymiarów bębna do analizy przygotowano model obliczeniowy, bazujący na wycinku bębna obejmującym jeden, powtarzalny fragment konstrukcji (rys. 6).

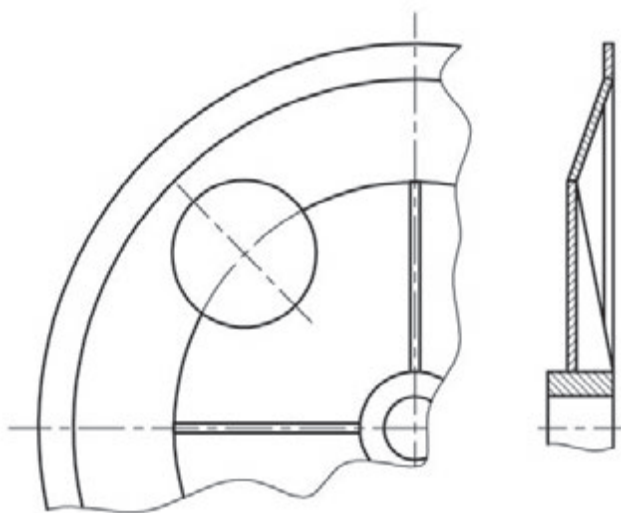
Model obliczeniowy wykonano w pakiecie ANSYS, wykorzystując elementy *Shell 181* oraz *Beam 188*. Element *Shell 181* jest czterowęzłowym elementem powłokowym posiadającym



Rys. 3. Schemat technologiczny zgrzeblarki wałkowej



Rys. 4. Linia ugięcia bębna z dennicami prostymi



Rys. 5. Dennica z pierścieniem stożkowym

w każdym węźle sześć stopni swobody – trzy translacje i trzy rotacje. Posłużył on do wykonania siatki MES na powłoce bębna oraz do zamodelowania dennic. *Beam 188* to dwuwęzłowy element belkowy spełniający założenia teorii belek Timoshenki [1]. Elementem tym modelowano wzmocnienia. Ponieważ w rzeczywistej konstrukcji krawędź obrotu styka się z powłoką na pewnej powierzchni do modelu wprowadzono równania więzów (*coupling*), łączące każdy węzeł na obwodzie obrotu z węzłami sąsiednimi na powłoce bębna.

Wykorzystując omówiony powyżej (rys. 6) model wycinka bębna zdefiniowano pojedynczy superelement (element biblioteczny *Matrix50*), dla którego zapisano macierze sztywności i mas. Węzły główne zdefiniowano na krawędziach, w których będą łączyć się poszczególne superelementy (rys. 7a). Na rysunku 7b pokazano model bębna składający się z powielonych superelementów wraz z wałem zamodelowanym elementami belkowymi typu *Beam 188* o parametrach przekroju wynikających z dokumentacji technicznej. Wał podparty został przegubowo nieprzesuwnie na lewym, a przegubowo przesuwnie

na prawym końcu w miejscach jego łożyskowania. W modelu uwzględniono opisane wcześniej naciski powierzchniowe, a ponadto ciężar własny konstrukcji oraz obciążenia od sił odśrodkowych.

Wszystkie analizy przeprowadzono wykorzystując pliki wsadowe, gdzie, używając języka poleceń pakietu (*Ansys Parametric Design Language*), zapisano parametryczny model MES analizowanej konstrukcji wraz z analizą wyników obliczeń i sformułowaniem zadania optymalizacji. Trzeba podkreślić, że dobrze przemyślany i przygotowany plik wsadowy pozwala na analizę i optymalizację konstrukcji bębnow dla różnych szerokości roboczych i średnic oraz różnych postaci konstrukcyjnych (np. z dowolną liczbą pierścieni wzmacniających, dowolną liczbą otworów rewizyjnych w dennicy bębna itd.).

Wartości nacisków przyjęto na podstawie [10] równe $p_r = 220$ kPa oraz $p_x = 33$ kPa.

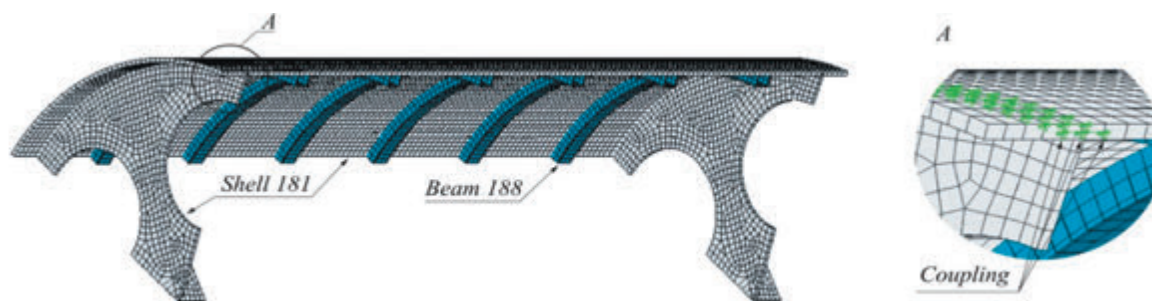
Zadanie optymalizacji

Jak wspomniano wcześniej, kryterium optymalizacji powinna być amplituda ugięcia bębna. Wobec tego, funkcję celu przyjęto jako $\Delta \rightarrow \min$. W zadaniu zmiennymi decyzyjnymi są (rys. 8): grubości powłoki g_1 oraz dennicy g_2 , odległość pomiędzy obręczą a pierwszym pierścieniem wzmacniającym b , wymiar c charakteryzujący postać konstrukcyjną dennicy, wymiar wzmocnienia h oraz wymiary określające położenie otworu rewizyjnego w dennicy a i o . Trzy ostatnie zmienne wymagają osobnego komentarza. Pierścień wzmacniający, zwijane z kształtownika o wymiarach handlowych, są w kolejnej operacji toczone, tak aby ich średnica zewnętrzna odpowiadała średnicy wewnętrznej powłoki bębna. Wobec tego, najkorzystniej z punktu widzenia technologii wykonania, dobrać optymalną wielkość wymiaru h nie zmieniając pozostałych wymiarów kształtownika. Wymiary a oraz o (zamiast średnic d i D) przyjęto, aby w łatwy sposób określić dla nich dopuszczalne przedziały zmienności.

Ponadto założono, że masa konstrukcji o wymiarach optymalnych nie powinna przekroczyć masy konstrukcji z dennicami prostymi $\hat{m} \leq m_0$. Wprowadzenie takiego warunku jest konieczne, gdyż powiększenie masy bębna (a tym samym masowego momentu bezwładności) może spowodować problemy z rozruchem i awaryjnym hamowaniem.

Pozostałe warunki ograniczające wynikają m.in. z warunków technologicznych, takich jak trudności związane z poprawnym wykonaniem powłoki przez zwijanie płaskiego arkusza blachy o grubościach powyżej 14 mm oraz z granicznych wymiarów kształtownika na pierścieniu wzmacniającym.

Należy w tym miejscu zatrzymać się jeszcze nad samym procesem optymalizacji. Standardowe zastosowanie metody

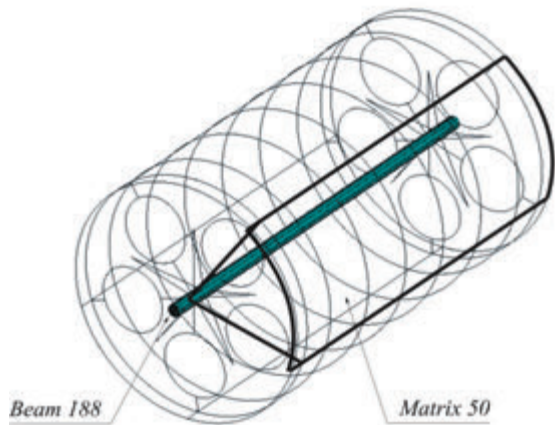


Rys. 6. Model dyskretny wycinka (dennica stożkowa)

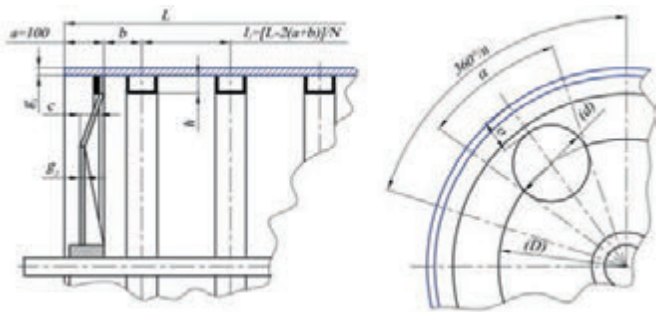
a)



b)



Rys. 7. Model obliczeniowy bębna zbudowany z superelementów



Rys. 8. Oznaczenia zmiennych decyzyjnych w zadaniu optymalizacji

redukcji liczby stopni swobody w analizie sprowadza się do jednorazowego zapisania macierzy sztywności, mas i tłumienia. Proces ten jest często czasochłonny, jednakże taka macierz może być wykorzystywana później wielokrotnie np. do analiz ze zmodyfikowanym obciążeniem, czy też warunkami brzegowymi, bez potrzeby jej ponownego tworzenia. Oczywiście jest, że czas rozwiązania zadania, w którym wykorzysta się macierz zredukowaną jest krótszy od czasu potrzebnego na analizę pełnego modelu. W prezentowanej pracy proces redukcji (tworzenie superelementu) przebiega w sposób niestandardowy (rys. 9). Macierz zredukowana jest odnawiana w każdej iteracji podczas rozwiązywania optymalizacji (stosowanie do zmian wartości zmiennych decyzyjnych), a tak stworzony superelement jest powielany n -razy. Po rozwiązaniu całego zadania, dla

Tab. 1. Maksymalna amplituda ugięcia Δ dla analizowanych bębnow [μm]

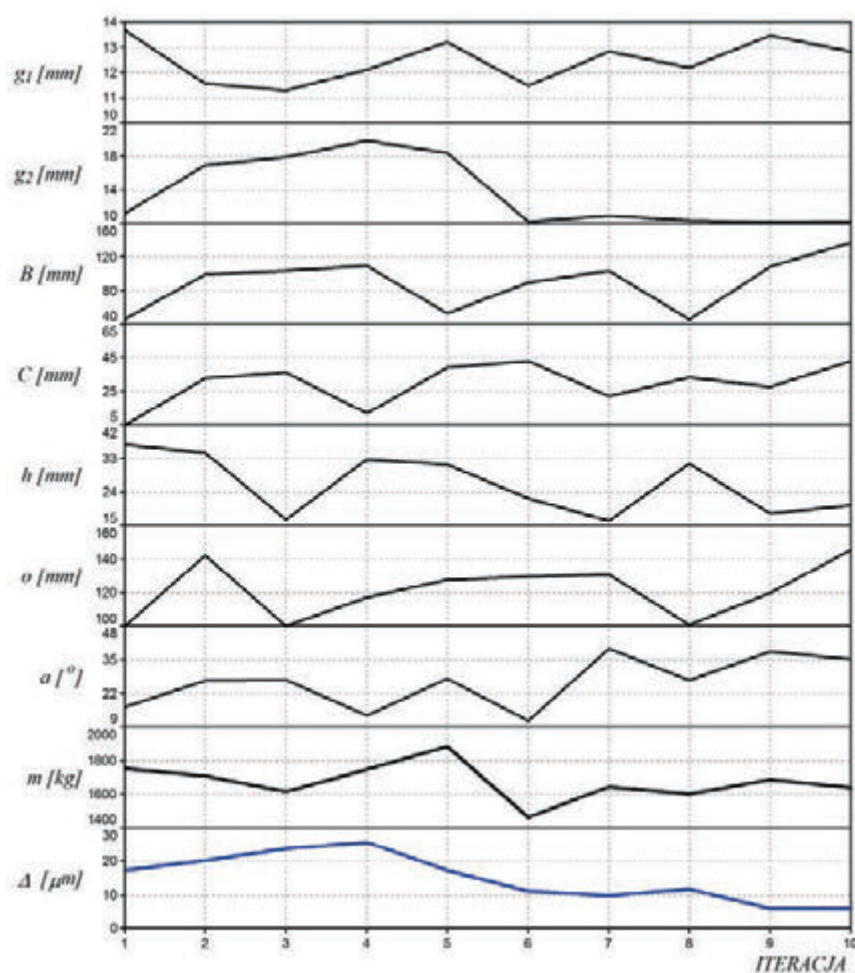
MODEL ZBUDOWANY Z SUPERELEMENTÓW					MODEL PEŁNY				
		Liczba otworów rewizyjnych n					Liczba otworów rewizyjnych n		
		4	5	6			4	5	6
Liczba pierścieni wzmocniających n	6	9.78	8.99	9.00	Liczba pierścieni wzmocniających n	6	9.62	9.13	8.97
	8	9.05	7.50	6.80		8	9.18	7.69	6.77
	10	7.65	6.78	6.10		10	7.65	6.77	6.08
	12	6.96	5.94	6.78		12	6.94	5.94	6.78

Tab. 2. Zestawienie czasów obliczeń [s]

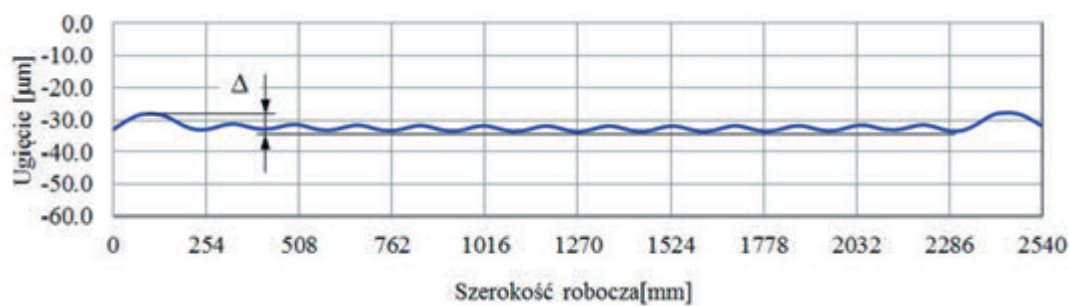
MODEL ZBUDOWANY Z SUPERELEMENTÓW					MODEL PEŁNY				
		Liczba otworów rewizyjnych n					Liczba otworów rewizyjnych n		
		4	5	6			4	5	6
Liczba pierścieni wzmocniających n	6	170	158	163	Liczba pierścieni wzmocniających n	6	135	129	132
	8	154	151	166		8	117	119	138
	10	145	154	170		10	105	115	132
	12	147	157	182		12	108	114	146



Rys. 9. Schemat blokowy zadania optymalizacji



Rys. 10. Przebieg poszukiwania rozwiązania optymalnego dla bębna o najmniejszej amplitudzie ugięcia



Rys. 11. Linia ugięcia bębna o wymiarach optymalnych

każdego superelementu rozwiązywane jest zadanie cząstkowe oraz zostaje wyznaczona wartość maksymalnej amplitudy ugięcia bębna.

Do rozwiązania samego zadania optymalizacji wykorzystano metodę *subproblem approximation* [1]. Jest to metoda rzędu zerowego, dla zadania z ograniczeniami będąca implementacją metody wewnętrznej funkcji kary. Początkowe wartości zmiennych decyzyjnych stanowiły optymalne wymiary wyznaczone dla bębna z dennicami prostymi [2]. Obliczenia wykonano na komputerze wyposażonym w procesor Intel® Core™ i7-4770 (3.4 GHz) oraz 16 GB pamięci operacyjnej.

Wyniki obliczeń

Testy numeryczne przeprowadzono dla dwunastu postaci konstrukcyjnych bębna różniących się liczbą otworów rewizyjnych w dennicy n oraz liczbą pierścieni wzmacniających N . Dla porównania pokazano wyniki uzyskane z rozwiązania identycznego zadania optymalizacji dla modelu pełnego bębna, który powstał przez powielenie wycinka przedstawionego na rysunku 6. Każdorazowo odnotowano wielkość maksymalnej amplitudy ugięcia dla rozwiązania optymalnego oraz czas obliczeń niezbędny do jego wyznaczenia. Warto nadmienić, że wartości maksymalnej amplitudy ugięcia dla odpowiadających sobie postaci bębnow, wyznaczone obiema metodami dla wyjściowych wartości zmiennych decyzyjnych, różniły się co najwyżej o 1,4%.

Analizując uzyskane rezultaty (tab. 1) można stwierdzić, że rozwiązania optymalne uzyskane z analizy obu modeli są niemal identyczne. Rozbieżności wynoszą co najwyżej 2,5%.

W tabeli 2 zebrano czasy obliczeń konieczne do rozwiązania zadania optymalizacji. Ponieważ w każdym, odpowiadającym sobie przypadku, liczba iteracji niezbędna do wyznaczania optimum była taka sama, zestawienie jest miarą efektywności przyjętego sposobu postępowania.

W rezultacie można stwierdzić, że do znalezienia najlepszej postaci konstrukcyjnej bębna o wymiarach optymalnych z

wykorzystaniem superelementów potrzeba było 1490 s wobec 1917 s przy analizie modelu pełnego, co daje ponad 22% przyspieszenie obliczeń.

Na rysunku 10 zestawiono przebieg poszukiwania rozwiązania optymalnego dla bębna, dla którego uzyskano najmniejszą wartość amplitudy ugięcia (wynik wyróżniony w tab. 1). Proces poszukiwania w przypadku obu przedstawionych modeli przebiegał dokładnie w taki sam sposób.

Rysunek 11 pokazuje linię ugięcia bębna o wymiarach optymalnych. Można zaobserwować, że wprowadzenie podatnych dennic dało znaczącą zmianę w wielkości amplitudy ugięcia, która zmniejszyła się kilkakrotnie w stosunku do rozwiązania pokazanego na rysunku 4.

Wnioski i spostrzeżenia

Przygotowując parametryczny model obliczeniowy do optymalizacji z wykorzystaniem metody elementów skończonych warto, od samego początku, mieć na uwadze jego efektywność obliczeniową. Dostrzegając szczególne cechy konstrukcyjne obiektu analiz można przyspieszyć czas obliczeń niezbędnych do znalezienia rozwiązania optymalnego. W przypadku rozpatrywanego bębna zgrzeblarki wałkowej, wykorzystanie w modelowaniu superelementów przynosi skrócenie tego czasu o około 22%. Warto zauważyć, że przygotowanie takiego modelu obliczeniowego nie jest o wiele bardziej skomplikowane niż opracowanie pełnego modelu bębna, wymaga jedynie znajomości techniki modelowania z użyciem superelementów.

Odnosząc się do obiektu analiz, można stwierdzić, że konstrukcja bębna z dennicą stożkową o wymiarach optymalnych umożliwia zgrzeblenie cienkich włókien chemicznych w tym mikrowłókien. Maksymalna amplituda ugięcia bębna zmniejszyła się z 35 μm (rys. 4) do niecałych 6 μm (tab. 1). Tak niewielka wartość zapewni zachowanie wymaganej wielkości W i kształtu szczeliny, pod warunkiem utrzymania tolerancji wykonania bębna i drutu piłowego w odpowiednich granicach.

Literatura

- [1] Ansys Help SYSTEM, 2008
- [2] Danielczyk P.: *Optymalizacja wymiarów konstrukcji powłokowej z wykorzystaniem MES*, Mechanik 2011, nr 7
- [3] Danielczyk P., Stadnicki J.: *Reconstruction of the main cylinder of carding machine - optimization of dimensions with the use of the finite element method*, The Archive of Mechanical Engineering, 2012, Vol. 59, No. 2
- [4] Chylewska B., Domagała M.: *Laboratorium z przedziałnictwa wełny i włókien wełnopodobnych*, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, 1994
- [5] Stadnicki J.: *Optimal design of the cylindrical shell of a card machine*, Textile Research Journal 1997, vol. 67, no. 1, s. 6-10
- [6] Stadnicki J.: *Racjonalność modeli MES części maszyn*, Mechanik nr 7, 2011, 851-860
- [7] Stadnicki J.: *Teoria i praktyka rozwiązywania zadań optymalizacji z przykładami zastosowań technicznych*, WNT, Warszawa, 2006
- [8] Stadnicki J., Wróbel I.: *Practical engineering calculations for working cylinders on carding*, Textile Research Journal 2003, vol. 73, no. 6, s. 525-529
- [9] Rakowski G., Kacprzyk Z.: *Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji*, Wydawnictwo PW, 2005
- [10] Wróbel I.: *Wpływ wybranych czynników konstrukcyjno-technologicznych na ugięcie powłoki bębna roboczego zgrzeblarki*: praca doktorska, ATH Bielsko-Biała, 2002