Seria: MECHANIKA z.107

Nr kol. 1154

Grzegorz Zboiński Instytut Maszyn Przepływowych w Gdańsku Polska Akademia Nauk

WPŁYW MODELOWANIA WIĘZÓW KONTAKTOWYCH NA STAN NAPRĘŻEŃ W ZAMOCOWANIU ŁOPATKI TURBINOWEJ

Streszczenie. Omówiono ścisły sposób modelowania geometrycznych i kinematycznych więzów na powierzchniach kontaktu stopki łopatki i rowka tarczy pojedyńczego zamocowania łopatki maszyny wirnikowej. Przedstawiono najczęściej stosowane uproszczenia więzów geometrycznych i kinematycznych nałożonych na przemieszczenia. Zaprezentowano podstawy algorytmu obliczeń metodą elementów skończonych. Wykonano i porównano obliczenia rzeczywistego zamocowania dla ścisłych i uproszczonych modeli więzów.

Резвие. Обсужден точный способ моделирования геометрических и кинематических связей на поверхностях контакта хвоста лопатки и канавки диска одиночного замка лопатки турбомашины. Представлены наиболее часто применяемые упрощения геометрических и кинематических связей для перемещений. Описаны основы вычислительного алгоритма метода конечных злементов. Произведено и сравнено вычисления действительного замка лопатки турбины для точных и упрощенных моделей связей.

Summary. The exact method for modelling geometrical and kinematic constraints on contact surfaces of the blade root and disk groove of a single turbine blade fastening has been presented in the paper. The most frequently applied simplifications of the geometrical and kinematic constraints for displacements have been elucidated. The basis of the finite element algorithm have been described, too. Calculations of the real fastening for exact and simplified models of the constraints have been carried out.

1. WSTEP

W dostępnych przykładach płaskiej, np. [1] lub przestrzennej, np. [2, 3] analizy stanu naprężeń kształtowych zamocowań łopatek maszym wirnikowych dokonywanej metodą elementów skończonych przyjmuje się uproszczenia w modelowaniu więzów występujących na powierzchniach kontaktu stopki łopatki i rowka tarczy. Uproszczenia te mają charakter geometryczny lub kinematyczny i dotyczą odpowiednio modelowania geometrii zamocowania lub pola przemieszczeń.

O zmianie geometrii problemu kontaktowego mówić można w przypadku, gdv każda z dwóch części zamocowania analizowana jest oddzielnie, natomiast o uproszczeniu geometrii strefy kontaktu mówimy wówczas, gdy w analizie pomijane są luzy na powierzchniach kontaktu wynikające z niedokładności wykonania bądź montażu, o ile tylko takie występują w rzeczywistym zamocowaniu. Przyczyną zgody na przyjęcie uproszczonej geometrii zadania może być brak odpowiedniego programu do analizy kontaktowej lub cheć zmniejszenia rozmiaru problemu poprzez redukcję szerokości pasma macierzy liczby stopni swobody. Natomiast przyczyną sztvwności 1 pominiecia odchyłek wykonania może być brak możliwości łatwego ich wprowadzenia do programów ogólnego przeznaczenia stosowanych w numerycznej analizie zamocowań.

Z uproszczonym modelowaniem kinematycznych więzów kontaktowych mamy do czynienia gdy pomijany jest efekt wzajemnego poślizgu stopki i rowka i/lub zjawisko zmiany pola kontaktu. Rezygnacja z pierwszego z tych uproszczeń wymaga, aby program komputerowy miał możliwość modelowania więzów w dowolnych kierunkach uogólnionych (różnych od ustalonych kierunków globalnych stosowanych w programie). Uwzględnienie zaś zmian pola kontaktu prowadzi do zadania nieliniowego, wymagającego wprowadzenia analizy na wyższy jakościowo poziom.

Celem tej pracy jest odpowiedż na pytanie: które z wymienionych tutaj założeń upraszczających uznać można za dopuszczalne i z jakimi ewentualnie błędami analizy stanu naprężeń należy się liczyć. Odpowiedż na to pytanie ograniczać się będzie do analizy szeregu wariantów obliczeniowych rzeczywistego zamocowania łopatki turbiny parowej. Wykorzystamy przy tym oparty na własnym algorytmie [4] program ZAMO do przestrzennej, liniowej [5] i nieliniowej [6], kontaktowej analizy zamocowań. Program umożliwia zarówno uproszczone jak i ścisłe modelowanie więzów kontaktowych.

2. FRAGMENTY ALGORYTMU

Przedstawimy dokładny i przybliżony sposób modelowania więzów kontaktowych zamocowania łopatki maszyny wirnikowej. W przypadku dokładnego modelowania geometrii powierzchni kontaktu założymy występowanie luzu, zaś uproszczenie polegać będzie na jego pominięciu. W przypadku dokładnego modelowania więzów kinematycznych uwzględnimy zarówno możliwość poślizgu wzajemnego obydwu części zamocowania, jak i zmian pola kontaktu. Uproszczenia polegać będą na pomijaniu jednego lub obydwu tych zjawisk. Wszystkie obliczenia zostaną dokonane z pominięciem tarcia, gdyź takie założenie ułatwia oddzielenie wpływu modelowania więzów od wpływu modelowania sił tarcia.

2.1. Luzy na powierzchni kontaktu

Więzy geometryczne określone są równaniami płaszczyzn stycznych w dowolnym punkcie zęba stopki S i zęba rowka R tworzących pojedyńczy element kształtowy zamocowania. Równania te moźna zapisać w sposób następujący

$$\begin{array}{c} \mathbf{x} + \mathbf{h} = \mathbf{x} + \mathbf{h} = \text{const}, \\ \mathbf{Sn} \quad \mathbf{Sn} \quad \mathbf{Sn} \quad \mathbf{Rn} \quad \mathbf{Rn} \end{array} \tag{1}$$

gdzie np. x_{Sn} odnosi się do wymiarów nominalnych, h_{Sn} do odchyłek od nich, n zaś oznacza kierunki normalne do płaszczyzn stycznych. W przypadku pominięcia odchyłek many oczywiście

$$x = x = const.$$
 (2)

2.2. Więzy kinematyczne

Więzy narzucone na przemieszczenia wzajemne zębów stopki i zębów rowka zapewniać powinny możliwość ich wzajemnego poślizgu oraz ich kontakt

$$\begin{array}{c} q_{sb} \neq q_{Rb} \\ q_{sb} \neq q_{Rb} \\ q_{5h} + h_{5h} \leq q_{Rb} + h_{Rh} \end{array}$$
(3)

gdzie t i b oznaczają dwa kierunki styczne, n zaś kierunek zewnętrznie normalny do płaszczyzny stycznej stopki w dowolnym punkcie kontaktu. W spotykanym w praktyce obliczeniowej przypadku pominięcia możliwości zmian pola kontaktu [1] należy zmienić trzecią z zależności (3)

$$q_{Sn} + h_{Sn} = q_{Rn} + h_{Rn}.$$
 (4)

Natomiast w przypadku pominięcia możliwości poślizgu modyfikujemy dwie pierwsze z zależności (3)

Warto tutaj zaznaczyć, że równości (5) stanowią przypadek graniczny dla spotykanego w praktyce obliczeniowej sztucznego zwiększania sztywności w kierunku poślizgu poprzez wprowadzanie elementów sprężystych [2]. Spotykane jest również [3] dalsze uproszczenie więzów polegające na założeniu, iż obowiązują jednocześnie związki (4) i (5).

3. PRZYKŁAD OBLICZEŃ RZECZYWISTEGO ZAMOCOWANIA

Rozważymy przestrzenny model dyskretny MES niesymetrycznego łukowego zamocowania jodełkowego o 4 zębach z części średnioprężnej turbiny o mocy 200 MW. Model posiada ok. 12 tys. stopni swobody, co wynika z zastosowania ok. 1500 izoparametrycznych przestrzennych elementów 8-węzłowych. Model zamocowania wiruje z prędkością 3000 obr/min. Rozpatrzymy dwa przypadki. W pierwszym dotyczącym uproszczeń geometrycznych uwzględnimy 2 warianty modelu. Wariant 1 stanowiący odniesienie uwzględnia występowanie na powierzchni pierwszego zazębienia jednakowych odchyłek od wymiarów nominalnych mierzonych w głąb powierzchni obydwu zębów. Ich wartość jest liniowo-zmienna w zakresie 0-0,05 mm, a wartość minimalna jest bliższa pionowej osi stopki. Para zębów z odchyłkami odpowiada wypukłej stronie lopatki. Wariant 2 pomija występowanie odchyłek. Drugi przypadek odnoszący się do uproszczeń więzów kinematycznych zawiera trzy dodatkowe warianty oznaczone numerami 3, 4 i 5, dla których wariantem odniesienia jest wariant 2 o więzach kinematycznych modelowanych w sposób ścisły. Wspomniane trzy dodatkowe warianty odpowiadają uproszczeniom więzów kinematycznych przedstawionym w punkcie 2.2.

Obliczenia przeprowadzono na maszynie VAX 11/780 programem ZAMO, przy czym warianty 1, 2 i 4 wymagały zastosowania nieliniowej wersji programu. Wyniki zamieszczono w dwóch tabelach. Pierwsza z nich zawiera wartości wytężenia materiału w środkach elementów maksymalnie obciążonych fu podstawy kolejnych zębów stopki i rowka).

Tablica 1

Wytężenie materiału zębów dla pięciu wariantów obliczeniowych

Wariant	Maksymalne wytężenie materiału na kolejnych zębach (10 ⁹ N/m ²)									
	Zęby stopki:				Zęby rowka:					
	1	2	3	4	1	2	3	4		
1	0,2257	0, 1975	0,1844	0,1865	0,0385	0,1311	0,1332	0,2220		
2	0, 1895	0,1582	0,1722	0,1805	0,1151	0,1224	0,1308	0,2203		
3	0,1892	0,1577	0, 1716	0,1797	0,1151	0,1222	0,1298	0,2201		
4	0,2244	0,1410	0,1373	0,1482	0,1538	0,1374	0,1227	0,1255		
5	0,2238	0,1406	0,1370	0, 1478	0,1537	0,1372	0,1224	0,1253		

Natomiast tablica druga zawiera błąd względny obliczony jako różnica wartości wytężenia materiału dla wariantów przybliżonych i wariantu ścisłego odniesiona do wartości dla tego ostatniego.

Tablica 2

Błąd względny wytężenia materiału zębów dla czterech wariantów

Wariant	Bla	ad wzgle	şdny wy	tężenia	na kole	jnych :	zębach	(%)
i odnie		Zęby s	stopki:		Zęby rowka:			
-sienie	1	2	3	4	1	2	3	4
2 do 1	-16,0	-19,9	-6,62	-3,21	198,9	-6,64	-1,80	-0,77
3 do 2	-0,16	-0,32	-0,35	-0,44	0,00	-0,16	-0,76	-0,09
4 do 2	18,4	-10,9	-20,3	-17,9	33,6	12,2	-6,19	-43,0
5 do 2	18,1	-11, 1	-20,4	-18,1	33, 5	12, 1	-6,42	-43, 1

4. WNIOSKI KOŃCOWE

Uzyskane rezultaty wskazują, że uproszczone modelowanie więzów kontaktowych opisujących geometrię oraz przemieszczenia styczne w płaszczyznach kontaktu zębów zamocowania jodełkowego może prowadzić do błędów rzędu odpowiednio 200 i 40%. Błędy te świadczą o niedopuszczalności przyjmowanych założeń upraszczających.

Wpływ uproszczonego modelowania więzów jednostronnych narzuconych na przemieszczenia normalne, które prowadzi do ustalenia pół kontaktu okazuje się być zaniedbywalny w przypadku rozważanego zamocowania jodełkowego.

LITERATURA

- Ikeda T., Hisa S., Matsuura T.: The development of titanium 40-in. last-stage blade for 3600 rpm large steam turbine. W: Latest advances in steam turbine design, blading, repairs, condition assessment, and condenser interaction; PWR-7. ASME, New York 1989.
- [2] Steele J.M., Rieger N.F.: EPRI BLADE code for utility failure cause analysis. W: Epri Workshop on Turbine Blade Reliability. EPRI, Palo Alto 1986.
- [3] Teper B., Moore C.T.: The redesign of a fir tree blade root for the penultimate stage of a SOO MW turbine.W: Latest advances in steam turbine design, blading, repairs, condition assessment, and condenser interaction; PWR-7. ASME, New York 1989.
- [4] Zboiński G.: Analiza naprężeń i odkształceń kinetostatycznych w zamocowaniach łopatek maszyn wirnikowych. Rozprawa doktorska. Politechnika Gdańska, Gdańsk 1990.
- [5] Zboiński G.: Program wyznaczania odkształceń i naprężeń kinetostatycznych w liniowych zagadnieniach kontaktowych kształtowych zamocowań łopatek maszyn wirnikowych oraz innych struktur sprężystych i termosprężystych. Instrukcja użytkowania. Nr 95/90. Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk 1990.
- [6] Zboiński G.: Program do analizy odkształceń i naprężeń kinetostatycznych w nieliniowych problemach kontaktowych kształtowych zamocowań łopatek maszyn wirnikowych oraz innych struktur sprężystych i termosprężystych. Część I. Instrukcja użytkowania. Nr 909048. Politechnika Gdańska, Gdańsk 1990.

INFLUENCE OF CONTACT CONSTRAINT MODELLING ON STRESS STATE IN TURBOMACHINERY BLADE FASTENING

In case of plane or spatial FE numerical analysis of stresses in the turbomachinery blade fastenings various simplifications of either geometrical or kinematic contact constraint models are applied very often [1, 2, 3]. The geometry of the contact problem can either be changed or modified. In the first case both a root and a disk sector with a groove are analyzed separatly, while in the second case a clearance between the root and the groove is neglected. Such a simplified modelling results in application to the stress calculations of the commercial computer programs, most of which do not include the contact constraint option. Another reason for such a simplified modelling is a temptation to reduce the size of the problem either by decreasing the bandwith of the global stiffness matrix of the problem or the number of DOFs, which are both possible when the separate analysis is performed. The kinematic constraints for displacements can be simplified either by neglecting the slip phenomenon or the change of the contact area. The reasons of such simplifications are similar to those for the geometrical constraints. The main objective of the paper is the proof that such a modelling leads to non-trivial errors of the stress analysis. This is done with the computer codes based on the own algorithm [4, 5, 6].

The real blade fastening of the steam turbine have been analysed. The exact and simplified models of the geometric constraints are based on relations (1) and (2), respectively. The exact model of the kinematic constraints is that given with relation (3) and (2), while simplified models are based on assumptions (4), (5) and both of them, respectively. The effective stress calculations are presented in table 1 and the differences between the exact and simplified cases in table 2.