

# Analiza naprężeń w podcięciu bijaka koła bijakowego

## Stress analysis in the beater relief of a beater wheel

PIOTR DANIELCZYK\*

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2018.1.15>

Przetworzono efektywnie numerycznie, skończenie elementowy model dyskretny wykorzystujący technikę budowy podmodeli. Model ten posłużył do analizy naprężeń w podcięciu bijaka koła bijakowego. Zaprezentowano wyniki symulacji oraz sformułowano wnioski. Pokazano korzyści wynikające z przyjętej metodyki modelowania w odniesieniu do czasu potrzebnego na znalezienie rozwiązania. Zwrócono uwagę na związek między zastosowanym sposobem modelowania a wielkością plików generowanych podczas analizy.

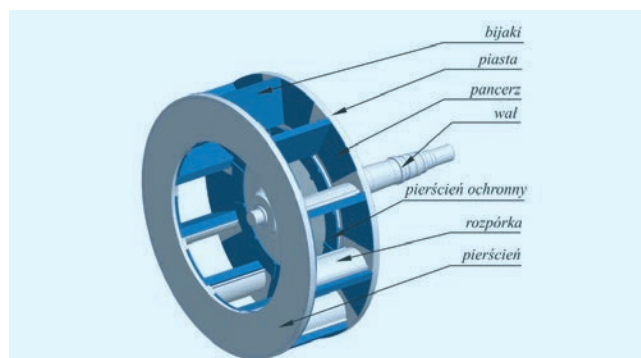
**SŁOWA KLUCZOWE:** młyn wentylatorowy, koło bijakowe, metoda elementów skończonych, efektywność numeryczna, podmodel

*Presented is numerically efficient finite element discrete model which uses the submodeling technique. The application of the model was to analyze stresses in the beater relief of the beater wheel. Results of the simulation and conclusions as well as the benefits of the adopted modelling methodology in terms of the time needed to find the solution were presented. The relationship between the modelling approach applied and the size of files generated during the analysis was highlighted.*  
**KEYWORDS:** beater wheel mill, beater wheel, finite element method, numerical efficiency, submodel

W praktyce inżynierskiej często zachodzi potrzeba rozwiązywania problemów o dużej złożoności obliczeniowej. Wykorzystanie do tego celu pakietów CAD/CAE, których obsługa jest coraz łatwiejsza, a przede wszystkim preprocesorów, w znacznym stopniu automatyzujących tworzenie siatek węzłów elementów skończonych, sprawia, że nieraz powstają modele obliczeniowe, które nie dają rozwiązania w akceptowalnym czasie. W wielu takich przypadkach można wskazać racjonalny z punktu widzenia efektywności sposób budowy dyskretnego modelu obliczeniowego. W tym artykule zostanie omówiony model do analizy naprężeń w podcięciu koła bijakowego, pozwalający na znaczącą redukcję zadania.

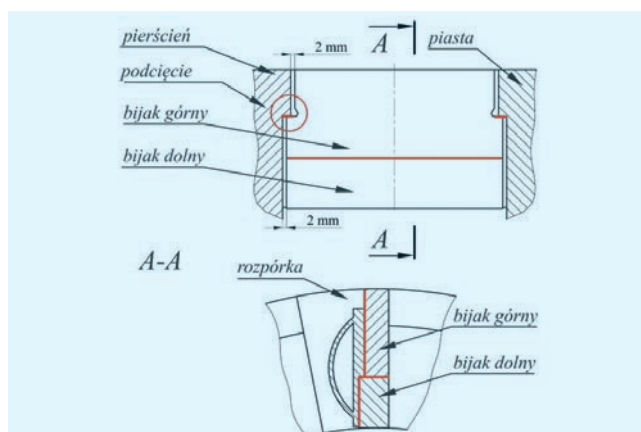
### Obiekt analizy

Głównym elementem młyna wentylatorowego stosowanego w instalacji paleniskowej kotła parowego jest koło bijakowe (rys. 1). Koło to obraca się w spiralnie ukształtowanym korpusie młyna, mieląc węgiel poprzez uderzanie i ścieranie go o płyty bijakowe. Pomiędzy piastą i pierścieniem koła bijakowego przykręcone są rozpórki, które są elementem łączącym te dwie, główne części koła bijakowego. Do rozpórki przylegają płyty bijakowe – górna i dolna. Nie przylegają one bocznymi powierzchniami do piasty i pierścienia (rys. 2), a jedynie wspierają się na ich brzegach. Są najbardziej narażoną na erozję częścią koła bijakowego, dlatego w tego typu młynie stosuje się dwie płyty w układzie schodkowym, z grubszą płytą po stronie bardziej atakowanej przez węgiel.



Rys. 1. Konstrukcja koła bijakowego

Płyta bijakowa dolna jest zabezpieczona przed wysunięciem pierścieniem ochronnym. Taka konstrukcja służy sprawniej wymianie zużytych płyt bijakowych. Stałe elementy koła, jak piasta i pierścień, są chronione przed nadmiernym zużyciem przez specjalne pancerze.



Rys. 2. Sposób mocowania bijaków

Części koła bijakowego mające kontakt z mielonym surowcem (bijaki, elementy ochronne) są wykonane ze staliwa odpornego na ścieranie GX120Mn13, a piasta oraz pierścień – ze staliwa przeznaczonego do pracy w podwyższonych temperaturach G17CrMoV5-10. Na pozostałe elementy młyna wykorzystano stal S235. Prędkość robocza dla przedstawionej konstrukcji koła bijakowego wynosi 600 obr/min. Zakłada się, że maksymalna temperatura pracy nie może przekroczyć 400°C.

### Cel analizy

Zagadnienia związane z eksploatacją kół bijakowych były przedmiotem rozważań opisanych w kilku pracach [4–6]. Badano wpływ stopniowego zużycia ściernego piasty i pierścienia koła bijakowego na zmianę częstości drgań własnych zespołu i naprężenia w konstrukcji, w tym z uwzględnieniem kształtu zużytych bijaków pozyskane go ze skanera 3D. Wskazano graniczne wartości zużycia,

\* Dr inż. Piotr Danielczyk (pdanielczyk@ath.bielsko.pl) – Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku Białym

przy których nie ma niebezpieczeństwa wystąpienia rezonansu, a naprężenia w elementach koła osiągają wartości zbliżone do dopuszczalnych.

Kolejnym problemem związanym z użytkowaniem koła bijakowego są duże naprężenia lokalne pojawiające się w podcięciu bijaka górnego (rys. 2). Gdy materiał bijaka, zawierający niewielkie pęknięcie czy też wadę materiałową, znajdzie się pod działaniem dostatecznie dużych naprężeń, może dojść do pęknięcia płyty bijakowej [3], a skutkiem tego jest poważna awaria młyna węglowego. Istotne jest zatem stwierdzenie, czy naprężenia w podcięciu bijaka są na bezpiecznym poziomie.

### Metodyka modelowania

Z praktycznego, inżynierskiego punktu widzenia w odniesieniu do analizowanego koła bijakowego uzasadnione jest sięgnięcie do metod pozwalających na redukcję rozmiaru zadania, a mianowicie:

- z uwagi na postać konstrukcyjną koła bijakowego – zastosowanie więzów symetrii cyklicznej,
- ze względu na lokalny charakter zjawisk występujących na styku bijaka i piasty – modelowanie z użyciem podmodeli (*submodeling*), w którym wyjściowe zadanie można w pierwszej kolejności rozwiązać w oparciu o zgrubną siatkę węzłów, a następnie przeanalizować obszary modelu o kluczowym znaczeniu, odwzorowując je dokładniej na siatkach zagęszczonych – podmodelach. Wtedy przemieszczenia obliczone na granicy podziału modelu i powierzchniach kontaktowych są interpolowane z wykorzystaniem funkcji kształtu i traktowane jako warunki brzegowe dla podmodelu [2]. Jeśli granice cięcia znajdują się w dostatecznie dużej odległości od miejsca koncentracji naprężeń, spełniona zostaje jedna z fundamentalnych zasad wytrzymałości materiałów – zasada de Saint-Venanta.

Wykorzystanie więzów symetrii (w tym więzów symetrii cyklicznej) w analizie jest powszechne. Inaczej jest z wykorzystaniem podmodeli. Stosunkowo rzadko opisywane autorskie rozwiązania dotyczą problemów, w których istotne zjawiska mają charakter lokalny. Wśród nich dużą grupę stanowią publikacje dotyczące zagadnień z pogranicza zmęczenia, mechaniki pęknięcia oraz niezawodności w różnych dziedzinach techniki [7–9, 12]. Sporo publikacji poświęcono analizie zjawisk w różnych połączeniach: śrubowych [10, 14] oraz spawanych [11, 13]. Właściwie w żadnej z nich nie podjęto próby oceny efektywności takiego sposobu modelowania. Zakłada się tam, że przyniesie on korzyści. Dlatego w prezentowanej pracy pokazano, jak zastosowanie technik redukcji rozmiaru zadania wpływa na efektywność modeli obliczeniowych.

### Model dyskretny koła bijakowego oraz podmodel

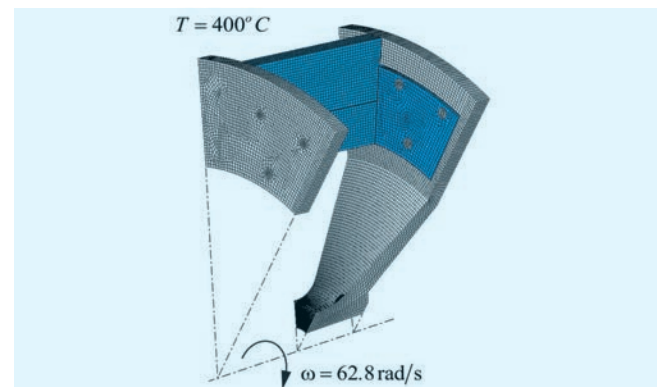
Opracowanie modelu dyskretnego podzielono na dwa etapy. W pierwszym wykonano analizę strukturalną zespołu koła bijakowego, a zasadniczym jej celem było wyznaczenie odkształceń koła bijakowego pod obciążeniem wynikającym z warunków pracy, aby można było wyniki tej analizy wykorzystać jako warunki brzegowe do kolejnego etapu obliczeń, tj. obliczeń z wykorzystaniem podmodelu.

Dyskretny model obliczeniowy do analiz metodą elementów skończonych z zastosowaniem pakietu ANSYS zbudowano w oparciu o uproszczony model geometryczny koła bijakowego. Uproszczenia polegały na wyeliminowaniu fazowań, zaokrągleń, elementów złącznych i otworów o niewielkich rozmiarach. Ze względu na możliwość zastosowania więzów symetrii cyklicznej, a tym samym

zmniejszenia rozmiarów zadania, rozpatrzono pojedynczy wycinek koła bijakowego.

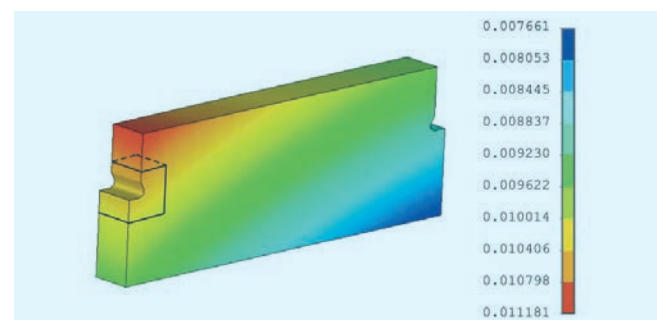
Do jego dyskretyzacji wykorzystano element z biblioteki programu ANSYS – Solid185. Jest to ośmiowęzłowy element bryłowy z trzema stopniami swobody (przemieszczeniami w trzech kierunkach) w każdym węźle. Na styku bijaków i rozpórki oraz bijaków, piasty i pierścienia (miejsca oznaczone na czerwono na rys. 2) wstawiono elementy kontaktowe typu powierzchnia–powierzchnia (Conta172 i Targe169) o współczynniku tarcia właściwym dla zestawienia staliwo–staliwo  $\mu = 0,15$ . Model składa się 565 536 węzłów oraz 124 980 elementów skończonych.

Rozwiązano zadanie kinetostatyczne, przyjmując, że na koło bijakowe działają jedynie siły bezwładności wywołane ruchem z prędkością roboczą. Ponadto zadane zostało obciążenie termiczne związane z temperaturą pracy koła sięgającą w skrajnych przypadkach wartości  $T = 400^\circ$ . Podczas mielenia pojawiają się siły oporu, które są wynikiem oddziaływania nadawy na części koła bijakowego. Z doświadczeń eksploatacyjnych wynika, że w porównaniu z obciążeniami pochodzącymi od sił bezwładności są one pomijalnie małe.



Rys. 3. Model dyskretny wycinka koła bijakowego

Wyniki analizy odkształceń koła bijakowego zostaną wykorzystane do budowy podmodelu z odpowiednio zagęszczoną siatką elementów skończonych – by zmniejszyć błąd aproksymacji kształtu bijaka.

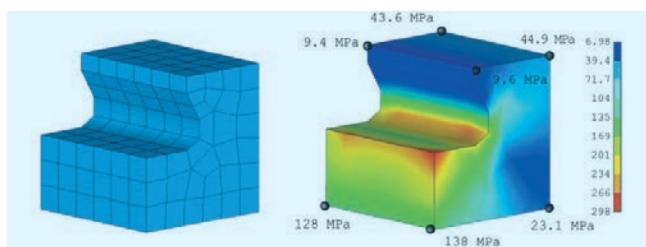


Rys. 4. Przemieszczenia płyty bijakowej  $m$  oraz granice podmodelu

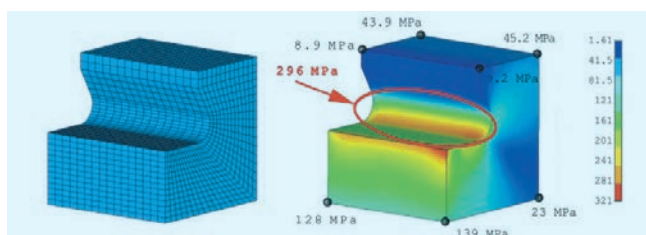
Podmodelem będzie fragment górnej płyty bijakowej obejmujący z niewielkim nadmiarem miejsce styku bijaka górnego z piastą oraz zarys podcięcia – jak pokazano to na rys. 4. Przemieszczenia wyznaczone na tej granicy cięcia będą stanowić warunki brzegowe dla podmodelu.

Ważnym etapem takiej analizy jest stwierdzenie, czy granice podmodelu zostały określone poprawnie. W tym celu porównano wartości naprężeń zredukowanych w charakterystycznych punktach na granicach cięcia z zagęszczoną siatką elementów skończonych (rys. 6) oraz wyniki, jakie uzyskano podczas analizy odkształceń koła

bijakowego (rys. 5). Można zauważyć, że wartości naprężeń w obu analizowanych modelach są zbliżone (różnice nie przekraczają 6%), co pozwala stwierdzić, że granice podmodelu zostały poprawnie określone. Podmodel z zagęszczoną siatką składa się z 31 076 węzłów oraz 6864 elementów skończonych.



Rys. 5. Siatka MES oraz naprężenia z analizy modelu wycinka koła bijakowego, MPa



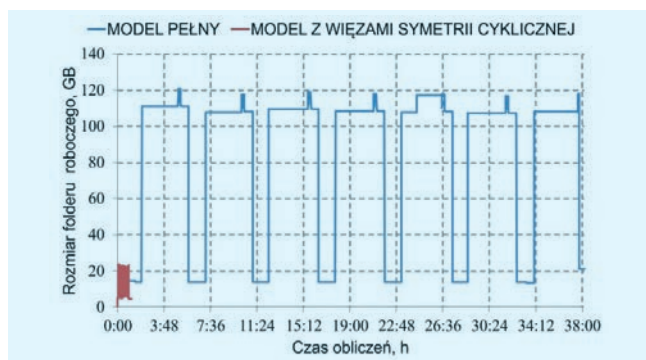
Rys. 6. Siatka MES oraz naprężenia z analizy podmodelu, MPa

### Wyniki obliczeń. Ocena efektywności przedstawionych modeli

Naprężenia w podcięciu bijaka wynoszą 296 MPa (rys. 6) i są niższe od granicy plastyczności, wynoszącej dla materiału bijaka ok. 320 MPa przy temperaturze 400° [1]. Naprężenia te są na bezpiecznym poziomie, a tym samym – przy założeniu starannej obróbki powierzchni podcięcia – ryzyko pęknięcia płyty bijakowej jest niewielkie. Spiętrzenie naprężeń pojawiające się w narożniku bijaka (rys. 5 i 6) z punktu widzenia prowadzonej analizy jest nieistotne. To efekt „ostrza” powstały wskutek wspierania się narożnika płyty bijakowej na wewnętrznej powierzchni pierścienia. Miejsce to należy traktować jak osobliwość.

Aby ocenić efektywność numeryczną zaproponowanego modelu obliczeniowego, sporządzono wykres obrazujący zużycie pamięci dyskowej w trakcie obliczeń w funkcji czasu. Wynik dla analizy pojedynczego wycinka koła bijakowego (rys. 3) oraz dla modelu pełnego koła (powstałego poprzez dziesięciokrotne skopiowanie modelu wycinka) pokazano na rys. 7.

Można zauważyć, że wykorzystanie więzów symetrii cyklicznej pozwala na ponad czterdziestokrotne skrócenie czasu obliczeń (56 minut wobec 38 godzin), a szczyto-



Rys. 7. Zestawienie sumarycznego czasu obliczeń i zużycia zasobów dyskowych

we zapotrzebowanie na zasoby dyskowe w trakcie analizy jest ponad pięciokrotnie mniejsze (23,7 GB wobec 122 GB). Po zakończeniu analizy rozmiar folderu roboczego w pierwszym przypadku wyniósł 4,7 GB, a dla modelu pełnego 21,2 GB. Daje to błędne wyobrażenie o konieczności zapewnienia odpowiedniej ilości miejsca na dysku – chwilowe zapotrzebowanie na miejsce na dysku jest kilkunrotnie większe. Z kolei analiza podmodelu trwała ok. 2,40 min, co stanowi niewielki ułamek czasu obliczeń dla modelu wycinka i całego koła, a obliczenia wymagały jedynie 1,05 GB pamięci dyskowej. Wartości te potwierdzają przydatność zaproponowanej metodyki modelowania.

### Wnioski

Przygotowując dyskretny model do analizy z wykorzystaniem metody elementów skończonych, warto od początku mieć na uwadze jego efektywność obliczeniową. W opisanym zadaniu znaczącą korzyść w odniesieniu do czasu obliczeń oraz ilości niezbędnej pamięci dyskowej przyniosło wykorzystanie więzów symetrii cyklicznej i techniki modelowania z użyciem podmodeli. Zaletą takiego sposobu modelowania jest również to, że wyjściowe, często bardzo złożone zadanie jest rozwiązywane raz, a do kolejnych obliczeń wykorzystywany jest podmodel o znacząco mniejszej złożoności.

W przypadku omawianego zadania możliwe jest np. przeanalizowanie różnych kształtów podcięć bez konieczności ponownej analizy całego zespołu koła bijakowego, a także sformułowanie i rozwiązanie zadania optymalizacji.

Odnosząc się do obiektu analiz, można stwierdzić, że założony kształt i wymiary podcięcia bijaka koła spełniają przyjęte kryteria naprężeniowe.

### LITERATURA

- Adler P.H., Olson G.B., Owen W.S. „Strain hardening of Hadfield manganese steel”. *Metallurgical Transactions A*. 17A (1986): s. 1725–1737.
- Ansys Help SYSTEM 2005.
- Ashby M.F., Jones D.R.H. „Materiały inżynierskie”. Warszawa: WNT, 1997–1998.
- Danielczyk P., Wróbel I. „Wpływ wielkości zużycia elementów koła bijakowego na częstotliwości drgań własnych i naprężenia”. *XXII Sympozjon PKM*. Gdynia–Jurata, 2005: 255–262.
- Danielczyk P., Wróbel I. „Zastosowanie inżynierii odwrotnej do oceny bezpieczeństwa eksploatacji kół bijakowych”. *Mechanik*. 2 (2014): s. 1–8.
- Danielczyk P., Wróbel I. “The choice of the shape and optimal dimensions of the beater relief”. *Acta Mechanica Slovaca*. 10 (2009): s. 89–98.
- Farragher T.P., Scully S., O’Dowd N.P., Leen S.B. “Development of life assessment procedures for power plant headers operated under flexible loading scenarios”. *International Journal of Fatigue*. 49 (2013): s. 50–61.
- Hornikova J., Zak S., Šandera P. „K-calibration of special specimens for mode II, III and II +III crack growth”. *Engineering Fracture Mechanics*. 110 (2013): s. 430–437.
- Hou J., Wescott R., Attia M. „Prediction of fatigue crack propagation lives of turbine discs with forging-induced initial cracks”. *Engineering Fracture Mechanics*. 131 (2014): s. 406–418.
- Mandal N.K., Dhanasekar M. „Sub-modelling for the ratchetting failure of insulated rail joints”. *International Journal of Mechanical Sciences*. 75 (2013): s. 110–122.
- Pettersson G., Barsoum Z. “Finite element analysis and fatigue design of a welded construction machinery component using different concepts”. *Engineering Failure Analysis*. 26 (2012): s. 274–284.
- Predan J., Mociłnik V., Gubeljak N. “Stress intensity factors for circumferential semi-elliptical surface cracks in a hollow cylinder subjected to pure torsion”. *Engineering Fracture Mechanics*. 105 (2013): s. 152–168.
- Vogt M., Dilger K., Kassner M. “Investigations on different fatigue design concepts using the example of a welded crossbeam connection from the underframe of a steel railcar body”. *International Journal of Fatigue*. 34 (2012): s. 47–56.
- Zarzalejos J.M., Fernández E., Caixas J., Bayón A., Polo J., Guirao J., García C., Rodríguez E. „Bolted Ribs Analysis for the ITER Vacuum Vessel using Finite Element Submodelling Techniques”. *Fusion Engineering and Design*. 89 (2014): s. 1790–1794.