

mgr inż. Daniel Sławiński, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Ośrodek Termomechaniki Płynów, Zakład Konwersji Energii

# Analiza tarczy kierowniczej

– przed i po modernizacji

Ciągły rozwój branży energetycznej oraz poszukiwanie coraz to doskonalszych rozwiązań technicznych zmusza nas do czerpania wzorców z Przemysłu, o większym stopniu zaawansowania technologicznego.

Tak też stało się z zaszczerpieniem pomysłu na stosowanie uszczelnień typu „plaster miodu” w turbinach parowych starszego typu. Technologia ta została przeniesiona z przemysłu lotniczego, gdzie jest powszechnie stosowana jako uszczelnienia tarcz turbin gazowych.

Zastosowanie „nowej” technologii wymaga często ingerencji w konstrukcje tarczy kierowniczej, powodując jej podcięcie. Zdecydowanie się na to rozwiązanie, wymaga zastosowania precyzyjnego narzędzia, które jest w stanie określić, jakiej wielkości naprężenia powoduje wykonywany zabieg.

Dotychczasowe metody obliczeniowe nie są w stanie podać poprawnej wielkości naprężeń i ugięcia tarczy lub robią to, stosując różnego rodzaju uproszczenia, często z dużym błędem.

## ■ Podział tarcz kierowniczych

Podział tarcz kierowniczych w turbinach parowych można przeprowadzić w identyczny sposób jak podział turbin. Dzielimy je na:

- tarcze kierownicze turbin akcyjnych,
- tarcze kierownicze turbin reakcyjnych.

Pierwszy typ tarcz, z uwagi na całkowitą konwersję spadku entalpii w tarczy kierowniczej na energię kinetyczną (a co za tym idzie - występującej różnicy ciśnień), posiada znacznie masywniejszą budowę od tarcz reakcyjnych, gdzie całkowity spadek entalpii rozkłada się (w zależności od reakcyjności stopnia) na tarcze kierownicze i wirnikowe.

Kolejny podział można przeprowadzić na:

- tarcze dzielone w płaszczyźnie symetrii,
- tarcze jednolite.

Pierwszy typ tarcz z uwagi na łatwość montażu, bardzo często wypiera stosowanie odpowiedników jednolitych.

Uwzględniając temperaturę pary można dokonać podziału na:

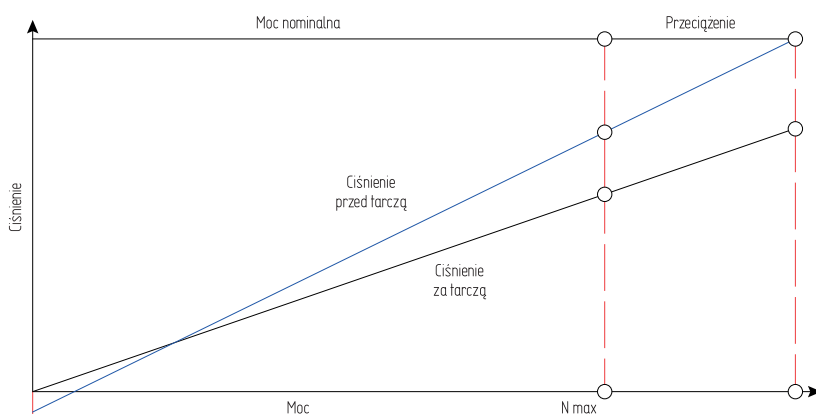
- tarcze pracujące powyżej 510°C. Wykonuje się je z stali 13 HM,
- tarcze pracujące powyżej 450°C. Wykonuje się je z stali konstrukcyjnej węglowej poddanej kuciu lub stalowych odpowiedników,
- tarcze pracujące poniżej 200°C. Wykonuje się je z żeliwa szarego.

Łopatkki kierownicze pracujące w temperaturze do 450°C wykonuje się ze stali nierdzewnej o zawartości od 0,1 do 0,2% węgla i 13% chromu. Dla wyższych temperatur pracy łopatkki wykonuje się z dodatkiem najczęściej 2% molibdenu. Poszczególne elementy tarczy spawa się elektrodami ze stali wysokostopowej o zawartości 18% chromu i 8% niklu [1].

Przyczyną największej liczby awarii jest zatarcie koła wirnikowego o tarcze kierownicze. Spowodowane jest to nadmiernym ugięciem tarczy kierowniczej wynikającej z nagłego wzrostu obciążenia turbiny, przeciążenia turbiny powyżej mocy maksymalnej, a także w skutek rozrostu żeliwa, uderzenia wodnego czy błędnego zaprojektowania samej tarczy [1].

Najintensywniejszy rozrost żeliwa obserwuje się w temperaturze 400°C. Aby zapobiec nadmiernemu zjawisku, ogranicza się stosowanie tarcz żeliwnych do 300°C nagrzewania się kądłuba. Zalecenie to podyktowane jest badaniami doświadczalnymi. Innym sposobem jest pozostawianie luzu pomiędzy tarczą kierowniczą, a ścianką kądłuba. Szczelina ta zostaje wypełniana stopniowo przez rozrastającą się tarczę żeliwną.

Drugim najczęstszym powodem awarii tarcz kierowniczych jest nagłe przeciążenie turbiny [2], mogące być spowodowane niedociążeniem turbiny równoległej pracującej z rozpatrywaną i pobierającej parę z jednego koła. Zjawisko to przedstawione jest na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat rozkładu ciśnienia w tarczy kierowniczej

Każda tarcza zaprojektowana jest na pracę przy obciążeniu różnicą ciśnień odpowiadającą maksymalnej mocy stopnia. Zmiana ciśnienia przed i za tarczą przebiega po linii prostej (rys.1).

Dalsze zwiększanie ciśnienia spowodowane przeciążeniem tarczy powodu-

je zwiększenie ciśnienia zarówno przed, jak i za tarczą. Zjawisko podlega takiemu samemu prawu jak przy uzyskiwaniu mocy maksymalnej przez stopień.

Występująca podczas przeciążenia znacznie większa różnica ciśnień może być przyczyną nadmiernego ugięcia tarczy lub w sytuacjach skrajnych nawet rozerwania obydwu półówek tarcz.

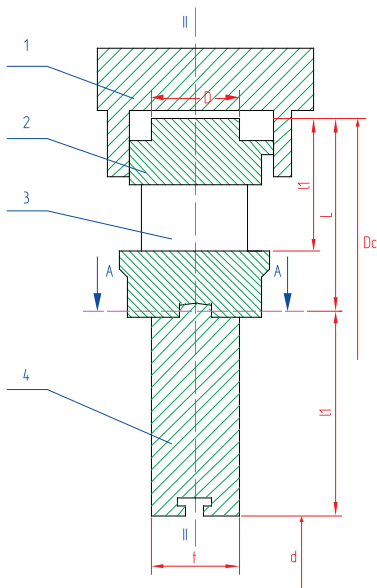
## ■ Przegląd metod obliczeniowych

Pierwszą z użytych metod obliczeniowych była metoda Moisiejewa. Oblicza zarówno naprężenia w tarczy, jak i w łopatkce kierowniczej, której to ze względu na niewystępowanie w innych metodach nie bierzemy pod uwagę w porównaniu.

Model tarczy odwzorowuje jej kształt nie upraszczając geometrii, do dysku, czy jednowymiarowej belki. Metoda odnosi się do tarcz: składanych, składano-spawanych (ten typ w dalszej części będziemy porównywać) oraz posiada osobny schemat obliczeniowy, dla tarcz odlewanych.

Model obliczanej tarczy przedsta-

wiono na rysunku 2. Metoda oblicza naprężenia maksymalne w tarczy, umieszczone w przekroju, jak przy obliczaniu płyt kołowych. Strzałka ugięcia, jest również wyliczana jako maksymalna i przy mocowaniu tarczy w górnej części, podawana na średnicy wewnętrznej.



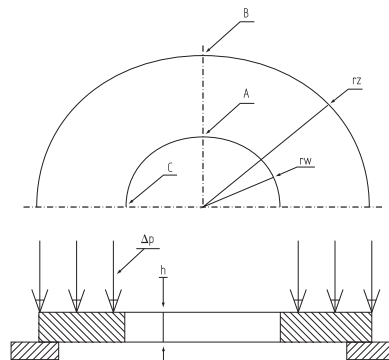
Rys. 2. Schemat obliczania tarcz kierowniczych metodą Moisiejewa. Oznaczenia: 1 – korpus turbiny, 2 – górna część tarczy, 3 – łopatki, 4 – dolna część tarczy

Wyniki są poprawne, jeżeli traktować tarczę, jako płytę o jednakowym przekroju. Przy zmianie geometrii w przekroju rzeczywistej tarczy, metoda nie jest w stanie podać naprężeń. Nie liczy również naprężeń w razie podcięcia górnej części, w celu mocowania uszczelnień typu „plaster miodu”.

Drugą z analizowanych, jest metoda Traupla. Metoda odnosi się do podziału, jaki przeprowadził Stodola w Bernie w 1922 r. Zaproponował mianowicie, aby obliczenia tarcz kierowniczych podzielić na dwa typy, tj. [3]:

- dla modeli liczonych jako jednolite krążki,
- dla modeli liczonych jako połówki, dzielone w osi symetrii.

Zaproponowany sposób podziału jako metodę obliczeniową wdrożył Traupel [4]. Pomimo niewątpliwej łatwości obliczeń posiada on wadę, a mianowicie: tarcze dzielone w osi symetrii mimo łatwiejszego wykonania i późniejszego montażu, posiadają naprężenia do 1.6 razy większe od tarcz jednolitych. Przekłada się to bezpośrednio na wartość strzałki ugięcia, ponad dwukrotnie większej w tarczach dzielonych.



Rys. 3. Schemat obliczania tarcz, dzielonych w osi symetrii, według Traupla

Według literatury różnica ta osiąga wartość do 2.4 raza. Spostrzeżenia te przekładają się bezpośrednio na wartości współczynników dobieranych dla przeprowadzenia obliczeń. Na rysunku 3 przedstawiono schemat obliczania tarcz kierowniczych, dzielonych w osi symetrii. Zaznaczone są, także miejsca występowania największych naprężeń, przekrój A-B oraz miejsce obliczania strzałki ugięcia, punkt C. Metoda zakłada tarczę o stałej grubości na całym przekroju. Ewentualna możliwość uwzględnienia zmiany wymiaru  $h$ , polega na przyjęciu do obliczeń płaskiego dysku, o grubości na całym przekroju, jak zmieniony wymiar  $h$ . Sposób ten upraszcza geometrię i powoduje często przewymiarowanie konstrukcji. Określenie współczynników na podstawie odniesionego promienia wewnętrznego  $r_w$ , do promienia  $r_z$ , ogranicza stosowanie metody do zakresu z jakiego odczytuje się na wykresie dany współczynnik. Próba linearyzacji współczynnika, w celu odczytania wartości wykraczającej poza zakres wykresu, często mija się z rzeczywistością, podając w konsekwencji nieprawdziwe wartości naprężeń i ugięcia tarczy. Dlatego też metoda nie jest w stanie podać poprawnych wartości naprężeń w miejscach wykonania podcięcia, pod zamocowanie uszczelnień oraz w konsekwencji zwiększenia się ugięcia tarczy.

Kolejną, była metoda zaprezentowana w książce J. Lipki [5]. Odnosi się, do obliczeń wytrzymałościowych różne-

go typu tarcz mających zastosowanie w maszynach wirnikowych.

Zastosowany model obliczeniowy, traktuje tarczę jako płytę kołową z otworem w środku, podpartą przegubowo na zewnętrznym brzegu. Obciążenie stanowi ciśnienie statyczne rozłożone równomiernie na całej powierzchni.

Schemat obliczeniowy jest identyczny jak na rys. 3. Natomiast do samych obliczeń użyto bardziej skomplikowany aparat matematyczny.

Metoda pozwala obliczyć naprężenia i strzałkę ugięcia po podcięciu.

Jakkolwiek naprężenia liczone w przekroju A-B na rysunku 3, mają pokrycie w rzeczywistości, tak wynik strzałki ugięcia jest ponad czterokrotnie większy. Spowodowane jest to liczeniem tarczy jako całości, gdzie w rzeczywistości składa się ona z dwóch połówek, dzielonych w osi symetrii. W innych metodach obliczających wytrzymałość tarcz kierowniczych, problem ten rozwiązywano za pomocą współczynnika korygującego niedokładności przyjętego modelu.

Próba ta nie przyniosła jednoznacznego potwierdzenia w pomiarach doświadczalnych [6]. Jeżeli możliwe było uzyskanie współczynnika korygującego błędy w sposób dostateczny, to odnosił się do jednego typu tarcz. Zmiana geometrii tarczy powodowała, że wyniki ponownie znacznie różniły się od rzeczywistości.

Przedostatnią analizowaną metodą była opisana w książce M. E. Niezgodzińskiego [7]. Odnosi się do obliczania cienkich płyt kołowych symetrycznych, w których spełnione są następujące warunki:

- grubość płyty jest mniejsza lub równa promieniowi wewnętrznemu tarczy podzielonego przez 5,
- ugięcie maksymalne płyty, jest mniejsze lub równe połowie grubości.

Model zakładał, jak poprzednio, płytę z otworem w środku poddaną obciążeniu w postaci ciśnienia rozłożonego

równomiernie na całej powierzchni (rys. 3). W zależności od miejsca podparcia, wyniki naprężeń, jak i strzałki ugięcia należało przemnożyć przez odpowiedni współczynnik.

Metoda, przy zastosowaniu dużego uproszczenia modelu, umożliwia obliczenie naprężeń i ugięcia po podcięciu tarczy.

Ostatnią analizowaną metodą, do wyniku której odniesiono pozostałe, było CSD<sup>1</sup>. Obliczenia przeprowadzono na modelu trójwymiarowym, uwzględniającym zmianę, przekroju geometrii oraz szczegóły konstrukcyjne (rys. 4 i 5).

W dyskretyzacji wykorzystano siatkę strukturalną do odwzorowania kształtu górnej i dolnej części tarczy oraz tetrahedralną – dla łopatek. Tarczę obciążono ciśnieniem statycznym, rozłożonym równomiernie na całej powierzchni. Podparto ją przegubowo na końcach.

W obliczeniach uwzględniono dwa rodzaje materiałów z jakich wykonano tarczę i łopatki oraz przeprowadzono je dla połowy tarczy, zgodnie z podziałem w rzeczywistej turbinie. Własności materiałowe odpowiadają odkształceniom sprężystym, przebiegającym według uogólnionego prawa Hooke'a.

Ze względu na to, że łopatki połączone z pierścieniami tarczy przez spawanie, istniała możliwość uwzględnienia w analizie początkowych naprężeń resztkowych (residualnych) oraz odkształceń pochodzenia temperaturowego.

Jeżeli element wykonany jest z lekkiego materiału, gdzie układ naprężeń początkowych jest zrównoważony, wówczas siły po scałkowaniu są równe zeru. Natomiast, gdy wykonuje się część, w której np. w wyniku spawania powstają naprężenia początkowe, pominięcie ich jest błędem [8].

Dodatkowo także nieuwzględnianie szczegółów takich jak zamocowanie łopatek, traktując je jako obustronnie sztywno zamocowane, ma istotny wpływ na wielkość uzyskiwanych wyników [6].



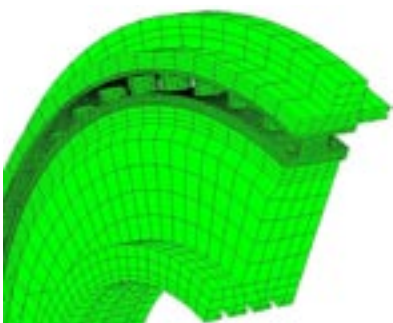
Rys. 4. Geometria tarczy przed modernizacją



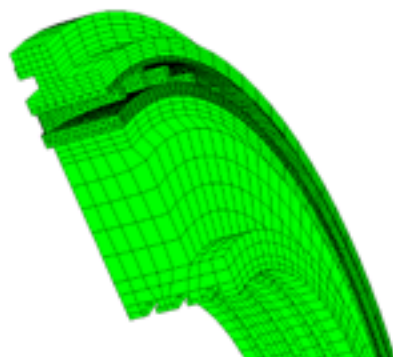
Rys. 5. Geometria tarczy po modernizacji

### ■ Analiza wykonanych obliczeń

Na rysunku 6 i 7 pokazano siatki wykorzystane do obliczeń CSD.



Rys. 6. Siatki dla tarczy przed modernizacją



Rys. 7. Siatka po modernizacji

Rysunek 6 pokazuje odwzorowanie kształtu tarczy przed modernizacją. Po prawej stronie, widoczny jest wystający element, do którego zamocowane było dotychczasowe uszczelnienie nad łopatką wirnika. Na rysunku 7, w miejscu tym jest wycięcie, w którym planowano zamontować uszczelnienia „nowego typu”.

Jak widać na pierwszy rzut, geometria jest dość skomplikowana, zatem przyrównanie do płaskiego dysku, musi powodować rozbieżności w wynikach.

Wartości obliczeń zaprezentowano w tabeli 1.

Tab. 1. Wyniki obliczeń poszczególnymi metodami

Naprężenia i strzałka ugięcia wg metody:	Przed modernizacją [mm], [MPa]	Po modernizacji [mm], [MPa]
Moisiejewa	$\Delta T_{\max} = 0,305$ $\sigma_{\max} = 49,362$	Brak możliwości obliczenia
Traupla	$\Delta T_{\max} = 0,092$ $\sigma_{\max} = 35,395$	Brak możliwości obliczenia
Niezgodzińskiego	$\Delta T_{\max} = 0,13$ $\sigma_{\max} = 22,563$	$\Delta T_{\max} = 0,296$ $\sigma_{\max} = 38,491$
Lipki	$\Delta T_{\max} = 0,667$ $\sigma_{\max} = 54,856$	$\Delta T_{\max} = 1,142$ $\sigma_{\max} = 93,582$
CSD	$\Delta T_{\max} = 0,14$ $\sigma_{\max} = 78$	$\Delta T_{\max} = 0,21$ $\sigma_{\max} = 111,5$

Za najbardziej wiarygodne przyjęliśmy obliczenia CSD. Pozostałe metody, ze względu na znaczne uproszczenia geometrii, mogą jedynie posłużyć jako metody wstępnych obliczeń. Jak widać w tabeli 1, metody analityczne mają tendencje do zaniżania wyników. Jest to niebezpieczne zjawisko, przy okazji decydowania się na podcięcie tarczy na bardzo dużym promieniu. Praktycznie oznacza to, że osłabiamy materiał zaraz obok miejsca podparcia. W tym przypadku podcięcie wynosiło około 50% grubości tarczy w danym miejscu.

Taki stan rzeczy, prowadzi do sytuacji, w której przestają obowiązywać równania przeznaczone dla zginania płyt, a mamy do czynienia ze ścinaniem połączone z zginaniem, ze względu na brak podparcia płyty z drugiej strony.

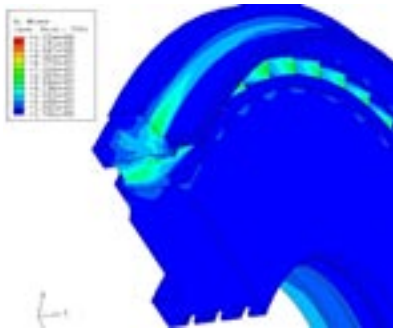
1) CSD – Computational Solid Dynamics



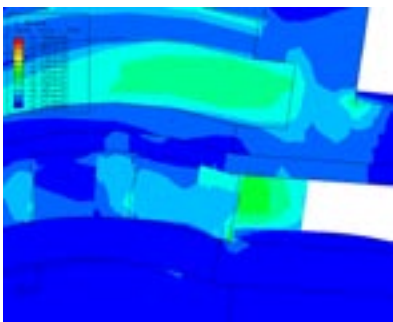
Jak zaznaczono na rysunku 3, największe naprężenia liczone są w przekroju A-B.

Rysunek 7 pokazuje, że największe naprężenia koncentrują się na obrzeżach tarczy. Podobna sytuacja jest w tarczy po wykonaniu podcięcia (rys. 8).

Niepokojącą rzeczą jest to, że naprężenia z jednej strony tarczy łączą się z naprężeniami występującymi z drugiej strony. Zjawisko to występuje zarówno przed, jak i po podcięciu. Nie jest możliwe do wychwycenia przez analityczne metody, a w tym przypadku, zdecydowało o niezamontowaniu tarczy w turbinie. Ze względu na innowacyjność zabiegu (podcięcie tarczy na wysokim promieniu) oraz wymagany długi czas bezawaryjnej pracy (odstępny między remontami to 4 do 5 lat), nie można było w całą pewnością stwierdzić, że tarcza tyle wytrzyma. Dodatkową kwestią jest to, że ewentualna awaria tarczy powodowałaby straty w turbinie znacznie przekraczające korzyści, jakie niesie wymiana uszczelnienia.



Rys. 8. Naprężenia zredukowane dla tarczy przed podcięciem



Rys. 9. Naprężenia zredukowane po podcięciu

## Wnioski

Wspierając się opracowaniami w literaturze fachowej, a także obserwując jak wahają się naprężenia i strzałka ugięcia po przeliczeniu tarczy przed i po modernizacji, dochodzi się do następującego wniosku: brak jest jednoznacznych dowodów uznających, że dana metoda analityczna poprawnie określa naprężenia maksymalne i ugięcie tarczy przy danych parametrach pracy i zastosowaniu dowolnego typu tarcz.

Spowodowane jest to zastosowaniem zbyt uproszczonego modelu fizycznego, nie uwzględniającego wielu szczegółów mających istotny wpływ na wielkość uzyskiwanych wyników [6]. Sytuacja ta, ma miejsce przy określaniu zamocowania łopatek, traktując je jak element obustronnie sztywno utwierdzony lub zupełnym pominięciem pióra, traktując tarczę, jak jednolitą bryłę. Próba określenia ogólnego współczynnika, który równoważyłby niedokładności przyjętego modelu, nie przyniosła jednoznacznego potwierdzenia w pomiarach doświadczalnych [6].

Konieczność oszczędzania materiałów konstrukcyjnych oraz budowa coraz sprawniejszych urządzeń, zmusza nas do coraz dokładniejszego poznania własności reologicznych materiałów oraz zjawisk zachodzących w maszynach.

O ile w konstrukcjach prętowych dajemy sobie radę, tak konstrukcje powierzchniowe czy brytowe przysparzają niespotykane trudności. Zmuszają inżyniera do zastosowania uproszczeń, które czasami idą tak dalece, że sens fizyczny danego zjawiska staje się wątpliwy [8].

Trudno jest też, chcąc poprawnie ocenić naprężenia w elemencie, nie uwzględniać takich czynników jak: naprężenia spawalnicze, cieplne czy szczątkowe, będące wynikiem długotrwałej pracy elementu pod dużym obciążeniem.

Obciążenia te, niebędące uwzględnianymi w najczęściej używanych wzorach analitycznych, mają często pierw-

szoplanowe znaczenie, decydujące o dopuszczeniu elementu do pracy.

Zasadniczym spostrzeżeniem wynikającym z powyższej analizy jest wniosek o konieczności przeprowadzenia porównawczych obliczeń CSD<sup>2</sup> w modelu trójwymiarowym, zarówno dla tarczy przed dokonaniem podcięcia oraz w celu sprawdzenia tarczy po podcięciu.

Dążenie do ciągłego podwyższania sprawności niesie za sobą konieczność sięgania po coraz to nowe rozwiązania. Zamontowanie wymaga często ingerencji w konstrukcję elementów, naruszając kształt i wymiary określone przez konstruktora. Projektowane, przypominają najczęściej belki, płyty lub tarcze, dające się w stosunkowo prosty sposób policzyć.

To, co dało się zaprojektować używając narzędzi 1D lub 2D, po zmianie kształtu, nie będzie można sprawdzić, nie wchodząc w trójwymiarowy stan naprężenia i wykorzystując do tego znacznie dokładniejszego narzędzia 3D. Lekko myślnie naruszanie zaprojektowanego wcześniej kształtu, wiąże się z groźbą poważnej awarii, lub zniszczenia maszyny.

## Literatura

- [1] T. Nikiel: *Turbiny parowe*. Warszawa. WNT 1989.
- [2] K. Smolaga: *Obsługa turbin parowych*. Warszawa: PWT. 1959.
- [3] A. Stodola: *Dampf und Gasturbinen*. Berlin. Springer 1922.
- [4] B. Traupel: *Tieplowoyie turbomasziny*. Tom II. Moskwa 1963.
- [5] J. Lipka: *Wytrzymałość maszyn wirnikowych*. Warszawa. WNT 1967.
- [6] Z. Orłowski: *Diagnostyka w życiu turbin parowych*. Warszawa: WNT 2001.
- [7] M. E. Niezgodziński: *Wzory wykresy i tablice wytrzymałościowe*. Warszawa. WNT 2004.
- [8] O. C. Zienkiewicz: *Metoda elementów skończonych*. Warszawa. Arkady 1972.

□

2) CSD – Computational Solid Dynamics, analog CFD w płynach