NR 4

MESSENGER

Drodzy Czytelnicy!

Żyjemy w ciekawych czasach. Nigdy jeszcze nie byliśmy świadkami tak dynamicznego rozwoju technologii. Praktycznie wszystkie produkty użytkowe i przemysłowe przeszły gruntowną transformację w ciągu ostatnich kilku lat. Jeszcze niedawno żarówki pobierały od 40 do 100 W, a dzisiaj każdy ma w domu oświetlenie LED, które potrzebuje maksymalnie 10 W i wytwarza więcej światła niż tradycyjne żarówki. Do tego dochodzą innowacje w motoryzacji, lotnictwie, energetyce i wielu innych branżach przemysłu.

To wszystko nie byłoby możliwe bez analiz numerycznych. ANSYS sprawił, że błędy konstrukcyjne można szybko i tanio eliminować, ponieważ rozwój odbywa się w oparciu o wirtualne prototypy, które dokładnie odwzorowują rzeczywiste zachowania produktu. Dzięki symulacji można badać najbardziej nietypowe rozwiązania i wprowadzać radykalne zmiany, których fizyczne testowanie zajęłoby dużo czasu.

ANSYS stawia na walory użytkowe swojego oprogramowania i jego działania wyznaczają trendy na rynku. Gdy Workbench po raz pierwszy pojawił się na arenie, starzy wyjadacze twierdzili, że to się nie przyjmie i że rozwój tej platformy jest technologicznie niemożliwy. Dzisiaj ANSYS Workbench to złoty standard, za którym starają się nadążyć konkurenci.

Następnym krokiem był ANSYS AIM – technologia ANSYS z bardzo przyjemnym interfejsem, o możliwościach nieporównywalnych do oferowanych w typowych dodatkach do systemów CAD. Obecnie ANSYS przesuwa symulację komputerową jeszcze bliżej fazy koncepcji – ANSYS Discovery to kolejny przełom. Natychmiastowe wyniki z mechaniki i przepływów, zintegrowany system CAD, brak konieczności tworzenia siatki MES i czyszczenia geometrii. Za kilka lat wszystkie systemy CAD, żeby się liczyć na rynku, będą musiały oferować takie możliwości. Póki co ANSYS jest pierwszy. Znowu.

W kolejnym numerze *MESsengera* będą mieli Państwo okazję poznać część z ogromu prac, jakie można wykonać w oprogramowaniu ANSYS. Życzę miłej lektury!

Jacek Maj

MESCO

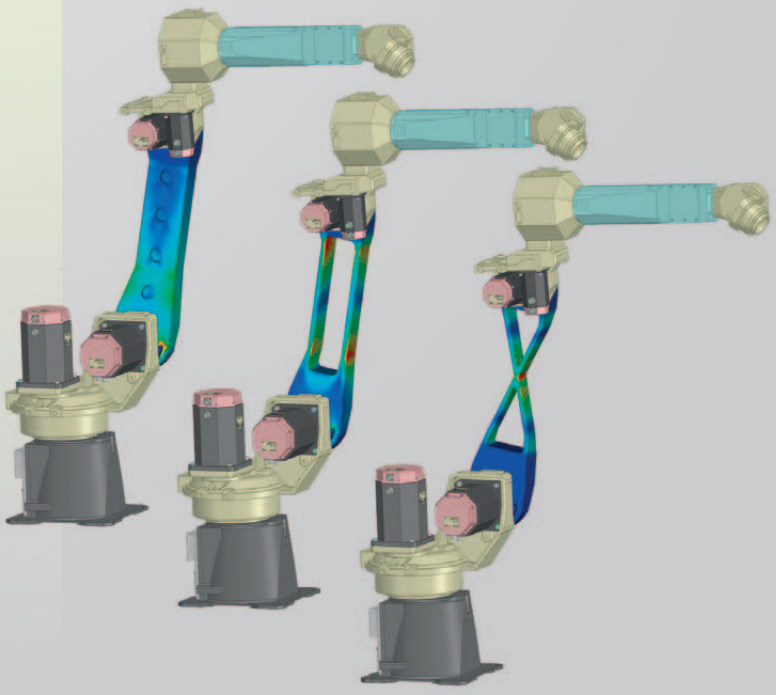
W TYM NUMERZE:

2 Nowości
3 Campus Solution

4 Optymalizacja topologiczna w ANSYS Workbench
6 Analiza wytrzymałości śrub w korbowodzie zgodnie z normą VDI 2230
7 Symulacja zaworu listkowego silnika pulsacyjnego
9 Modelowanie pęknięć w ANSYS Mechanical
10 Uogólniona analiza aerotłumienia (*flutter*)

18 Symulacja wystrzału pocisku z wykorzystaniem ANSYS Fluent i Overset Mesh
20 Wyznaczanie charakterystyki mechanicznej dla turbiny Savoniusa

22 Projektowanie rozdzielnic w oparciu o symulację komputerową



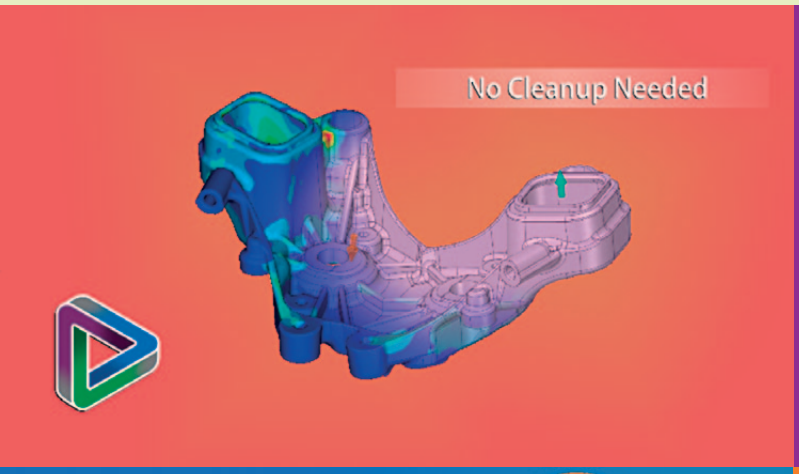
Nowości

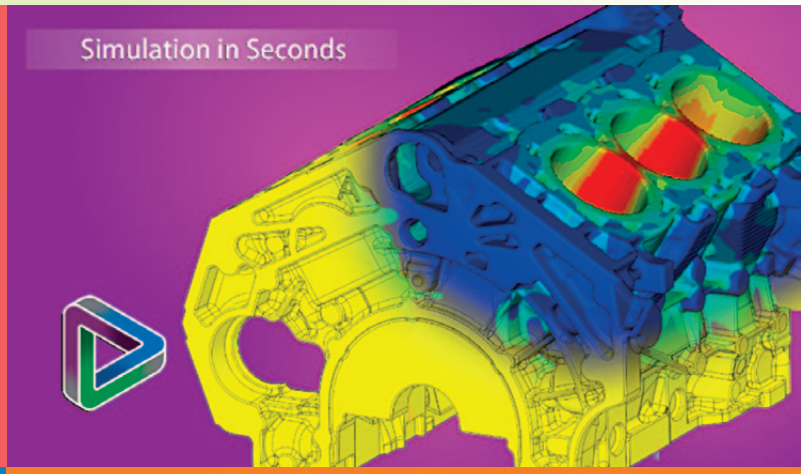
Michał Neumann
- MESco
- mneumann@mesco.com.pl

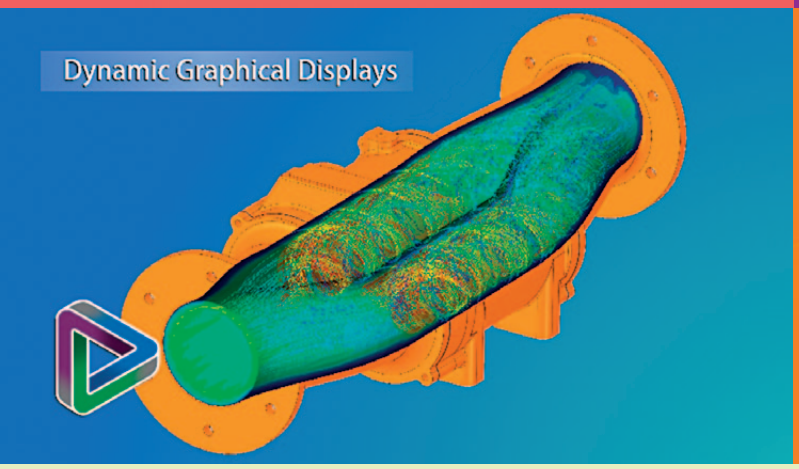
ANSYS Discovery: rewolucja w symulacji i projektowaniu

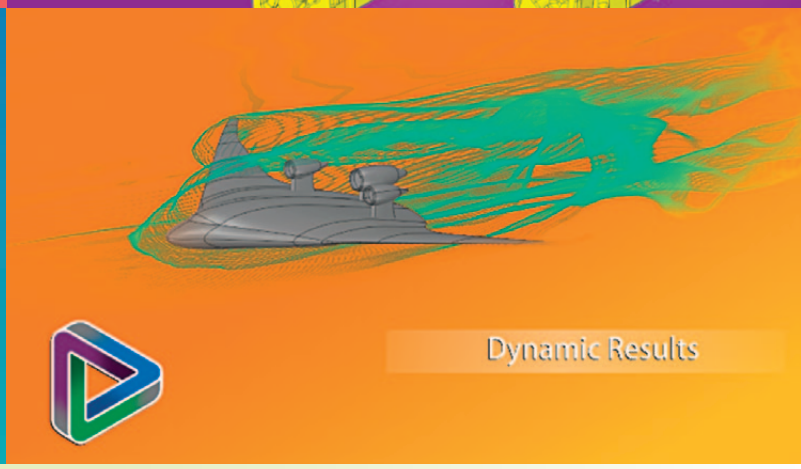
Już niedługo ANSYS po raz kolejny udostępni rozwiązanie, które zawojuje świat konstruktorów i projektantów. ANSYS Discovery to przełomowa technologia polegająca na natychmiastowej wizualizacji wyników w trakcie tworzenia i wprowadzania wielowariantowych zmian geometrii. Interfejs jest tak intuicyjny, że pierwszą symulację można wykonać w ciągu kilku minut od uruchomienia programu. Nie trzeba generować siatki czy przygotowywać modelu, można więc skupić się na fizyce.

Oficjalna premiera planowana jest na początek 2018 r., ale już teraz można testować oprogramowanie po rejestracji na naszej stronie: **www.mesco.com.pl.**



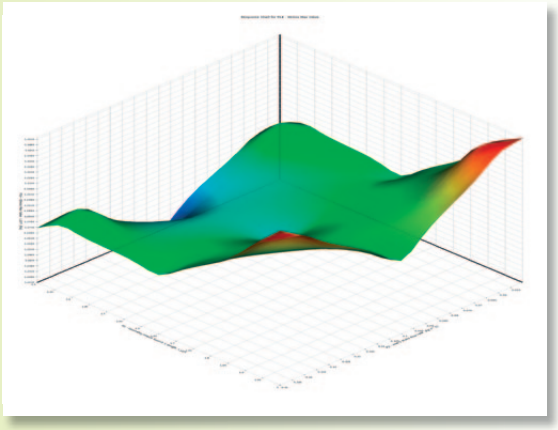






DesignXplorer w licencjach mechanicznych i przepływowych

Od wersji 18.0 do wszystkich licencji mechanicznych oraz przepływowych, a także do licencji ANSYS AIM został dołączony moduł ANSYS DesignXplorer. Jest to narzędzie do optymalizacji parametrycznej na platformie ANSYS Workbench i pozwala automatycznie znajdować najlepsze rozwiązania dla modelu.



Możliwość dofinansowania szkoleń MESco

Szkolenia MESco trafiły do Bazy Usług Rozwojowych i zostały objęte dofinansowaniem. Jego wysokość dla małych oraz średnich przedsiębiorstw wynosi od 50 do 80% (w zależności od wielkości firmy). Możliwość skorzystania z dofinansowania dotyczy zarówno szkoleń otwartych, jak i indywidualnych (z programu wyłączono województwa mazowieckie i pomorskie). Szczegółowe informacje na stronie: **www.serwis-uslugirozwojowe.parp.gov.pl.**

Certyfikat DEKRA potwierdzeniem wysokiego poziomu kursów

Miło nam poinformować, że firma MESco otrzymała certyfikat DEKRA. Oznacza to, że zarządzanie firmą, sposób świadczenia usług, logistyka oraz kompetencje kadr są zgodne z wymogami standardu SUS 2.0. Tym samym MESco zostało wpisane do Bazy Usług Rozwojowych, co umożliwia naszym klientom uzyskanie dofinansowania szkoleń z Europejskiego Funduszu Społecznego.

SUS 2.0 PIFS Standard Usług Szkoleniowo-Rozwojowych

Nowa strona internetowa

Zapraszamy na naszą nową stronę internetową:

www.mesco.com.pl

Mamy nadzieję, że przypadnie Państwu do gustu i ułatwi dostęp do zawartych na niej materiałów związanych z symulacją w ANSYS.

EnSight CEI – nowy postprocesor w portfolio ANSYS!

EnSight to flagowy produkt CEI. Ze względu na niebywałą elastyczność w wizualizacji wyników symulacji MES i CFD od lat jest on używany jako zewnętrzny postprocesor przez inżynierów z całego świata.

Integracja EnSight z ANSYS Workbench zwiększy możliwości i łatwość obróbki wyników naszych klientów.

CAMPUS SOLUTION

Michał Neumann • MESco • mneumann@mesco.com.pl

W MESco od lat staramy się propagować rozwiązania ANSYS na wyższych uczelniach. Co prawda wciąż wielu naukowców woli notatnik od graficznego GUI, ale te czasy bezpowrotnie mijają. Dzisiaj ANSYS Workbench to standard w przemyśle i umiejętność korzystania z niego jest atutem inżyniera.

Z myślą o uczelniach wyższych ANSYS stworzył produkt o nazwie ANSYS Campus Solution. Jest to zestaw licencji Research i Teaching dostępnych w ANSYS produktów akademickich, obejmujących zagadnienia mechaniki, przepływów i elektromagnetyzmu, aż po projektowanie procesorów.

Stałe licencje Campus Solution pozwalają uczelniom obniżyć koszty, zminimalizować wysiłek administracyjny związany z pojedynczymi zakupami/dzierżawami i ułatwiają kadrze naukowej oraz studentom dostęp do wiodącej technologii numerycznej. Z takich licencji korzystają politechniki w Białymstoku, Częstochowie, Gdańsku, Łodzi, Gliwicach i Rzeszowie oraz Szkoła Główna Służby Pożarniczej.

ANSYS Multiphysics Campus Solution występuje w pakietach: 10/100, 25/250, 50/500 itd., co oznacza 10/25/50 niezależnych licencji Research oraz 100/250/500 niezależnych licencji Teaching pakietów:

- ANSYS Academic Research Mechanical and CFD,
- ANSYS Academic Research EM,
- ANSYS Academic Research HF,
- ANSYS Academic Research PowerArtist,
- ANSYS Academic Research RedHawk.

W zależności od pakietu zawierają one również dodatkowe licencje HPC i Electronics HPC w liczbie 64/128/256 itd.

Optymalizacja topologiczna w ANSYS Workbench

Marcin Hatłas • MESco • mhatlas@mesco.com.pl

Optymalizacja topologiczna to narzędzie pozwalające na znalezienie kształtu konstrukcji najlepiej przystosowanego do przenoszenia zadanych obciążeń w założonych warunkach brzegowych i ograniczeniach. Dzięki niej można utworzyć nową strukturę lub optymalizować istniejące rozwiązanie. W każdym przypadku optymalizacja topologiczna pomaga określić optymalny rozkład materiału w konstrukcji, tak aby zmaksymalizować sztywność lub zminimalizować masę układu. Dodatkowo oprogramowanie ANSYS Workbench umożliwia wprowadzanie ograniczeń związanych z maksymalnymi naprężeniami i przemieszczeniami w konstrukcji.

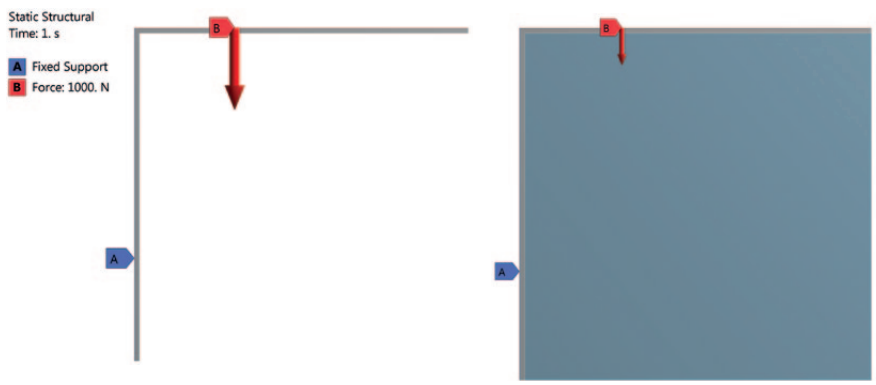
W przypadku maksymalizacji sztywności konstrukcji rozwiązywanie zagadnienia optymalizacji topologicznej polega na znalezieniu minimum funkcjonału określającego całkowitą energię odkształcenia układu.

Zmiennymi w tym zagadnieniu są ciągłe wartości pseudogęstości dla każdego elementu skończonego w modelu MES. Ze względu na wielość zmiennych oraz silną nieliniowość funkcjonału występuje duża liczba minimów lokalnych, w których może się zatrzymać algorytm optymalizacyjny. Ograniczenia nałożone na zagadnienie dodatkowo zmniejszają obszar dopuszczalnych rozwiązań, co może spowodować, że minimum globalne nie będzie osiągalne. Wtedy rozwiązaniem optymalizacji jest struktura, dla której funkcjonał ma minimum lokalne w ograniczonym obszarze rozwiązań.

W ramach tej pracy przedstawiono wpływ wartości ograniczenia nałożonego na maksymalne naprężenie w modelu na optymalne rozwiązanie.

Analizowano ramę w kształcie kątownika o wymiarach 500 × 500 × 50 mm, utwierdzoną i obciążoną siłą pionową o wartości 1000 N rozłożoną na powierzchni ramy (rys. 1a). Celem optymalizacji było znalezienie struktury podporowej o jak najmniejszej masie, wzmacniającej konstrukcję ramy. Na podstawie symulacji modelu początkowego określono wartości maksymalne naprężeń i przemieszczeń w konstrukcji. Następnie zamodelowano układ, w którym rama została uzupełniona materiałem dodatkowym (rys. 1b), symulującym optymalizowany obszar.

Przedstawiony model w formie dwuwymiarowej został kilkakrotnie poddany optymalizacji topologicznej z różnymi wartościami ograniczeń maksymalnych naprężeń redukowanych. Do optymalizacji wykorzystano algorytm SCP (Sequential Convex Programming); założono współczynnik zbieżności 0,05%, a jako



a) b)

Rys. 1. *Geometria ramy oraz warunki brzegowe (a); rama z obszarem optymalizacji (b)*

Tabela. *Wyniki optymalizacji dla różnych wartości ograniczeń*

Założone naprężenia MPa	Objętość dodana mm³	Naprężenia rzeczywiste MPa	Przemieszczenia mm
Modele 2D			
– (model bez wypełnienia)	0	521,62	35,464
50,00	1,47E+05	53,305	0,31333
10,00	2,97E+05	19,39	0,07435
2,00	501587	8,4032	0,066011
1,00	880820	4,2088	0,012811
0,50	1,48E+06	2,3525	0,0045191
0,25	3,42E+06	1,3529	0,0015585
– (model wypełniony)	1,21E+07	0,75118	3,74E-04
Model 3D			
0,5	6,96E+05	3,0447	0,0041689

funkcję celu wybrano minimalizację objętości modelu. Przeprowadzono analizę weryfikacyjną każdej konstrukcji wynikowej i na jej podstawie wyznaczono wartości rzeczywistych naprężeń redukowanych i przemieszczeń. Założone ograniczenia oraz wyniki optymalizacji przedstawiono w tabeli.

Na podstawie wyników utworzono wykres zależności maksymalnych naprężeń redukowanych w modelu w funkcji objętości dodanego materiału (rys. 2). Umieszczono na nim również kształty otrzymanych struktur dla wybranych przypadków optymalizacji topologicznych.

Ze względu na złożoną strukturę konstrukcji wynikowej, otrzymaną dla ograniczenia na poziomie 0,5 MPa w modelu dwuwymiarowym, wykonano analizę porównawczą z uwzględnieniem trójwymiarowego modelu ramy. Wyniki obliczeń dla tego modelu zamieszczono w tabeli. Kształt otrzymanej struktury wraz z mapą przemieszczeń powstałą na podstawie analizy weryfikacyjnej przedstawiono na rys. 3.

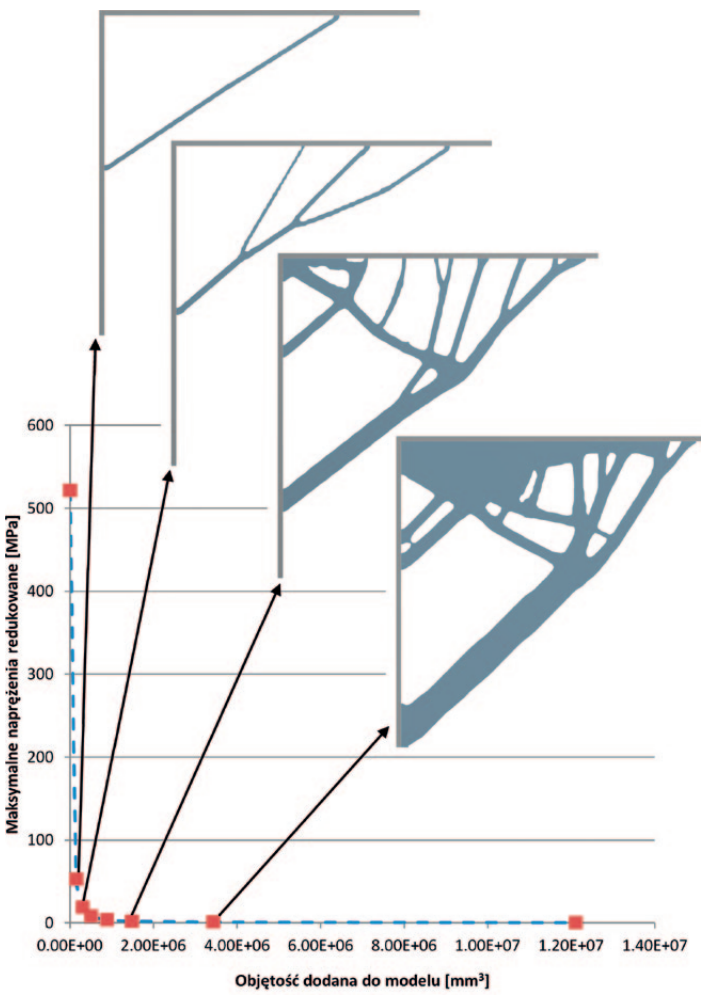
Wyniki optymalizacji wskazują na dużą zależność pomiędzy zadanym ograniczeniem naprężeniowym a postacią konstrukcji wynikowej. Jest to spowodowane zmniejszaniem się obszaru rozwiązań dopuszczalnych wraz ze zmniejszaniem się wartości ograniczenia. W przypadku ograniczonego obszaru rozwiązań za wyniki optymalne uznawane są struktury o gorszej wartości funkcji celu – większej wartości objętości, lecz znajdujące się w obszarze rozwiązań dopuszczalnych. Wartości naprężeń redukowanych otrzymanych z analiz weryfikacyjnych nieznacznie przekraczają wartości założonych ograniczeń. Jest to spowodowane tym, że ze względu na optymalizację czasu pracy algorytmu ograniczenia naprężeniowe nie są zadawane na każdy element skończony z osobna, lecz są aproksymowane dla grup elementów.

Na wykresie widać silną zależność pomiędzy zmianą naprężeń modelu a objętością dodanego materiału. Okazuje się, że w zamodelowanym układzie wystarczy dodać niewielką ilość materiału, aby znacznie zredukować poziom naprężeń. By prawie całkowicie zminimalizować naprężenia, trzeba dodać bardzo dużo materiału.

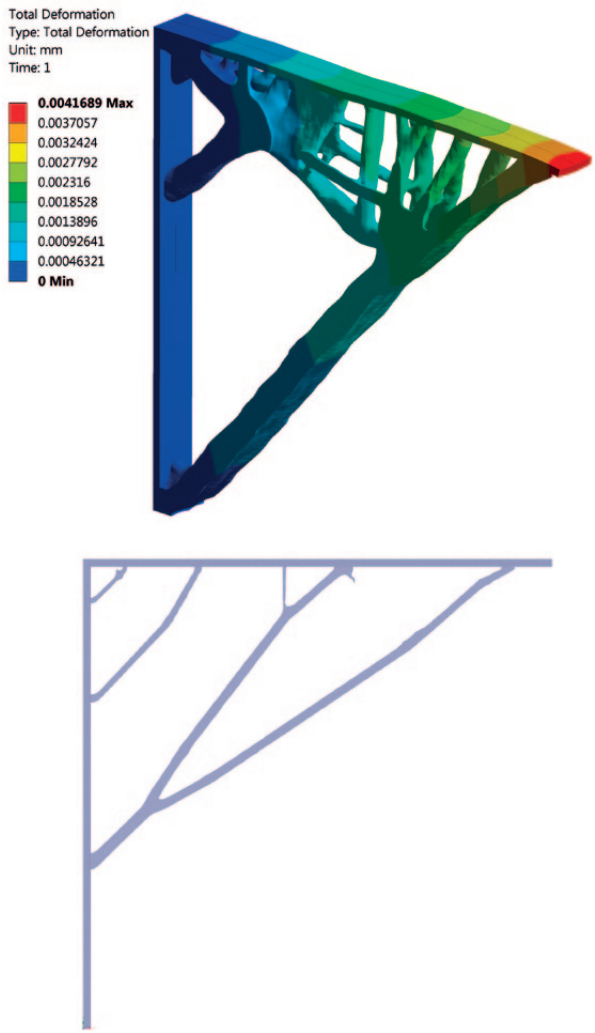
Na podstawie analizy trójwymiarowej stwierdzono prawie dwukrotną różnicę w ilości materiału dodanego do modelu początkowego niż w przypadku analizy dwuwymiarowej; wartości naprężeń redukowanych i przemieszczeń niemal się nie zmieniły. Wynik ten wskazuje na znaczny wzrost możliwości optymalizacji topologicznej przy założeniu zmian struktury we wszystkich trzech kierunkach. Jedynym minusem tego rozwiązania jest konieczność dyskretyzacji ramy w kierunku jej grubości.

Optymalizacja topologiczna pozwoliła na znalezienie optymalnych kształtów konstrukcji wspornikowej ramy dla zadanych ograniczeń. Wartości ograniczeń zostały nieznacznie przekroczone, co jest skutkiem przyjętego podejścia przy zadawaniu ograniczeń. Analizy weryfikacyjne wykazały dużą sztywność konstrukcji dla wszystkich wyznaczonych rozwiązań optymalnych.

Rys. 2. *Wykres zależności maksymalnych naprężeń redukowanych w modelu względem objętości materiału dodatkowego. Kształt struktury wynikowej dla wybranych punktów*



Rys. 3. *Kształt struktury wynikowej do analizy modelu 3D wraz z mapą przemieszczeń*



Analiza wytrzymałości śrub w korbowodzie zgodnie z normą VDI 2230

Marek Zaremba • MESco • mzaremba@mesco.com.pl

Celem projektu było sprawdzenie wytrzymałości śrub łączących stopkę korbowodu z jej pokrywą. Do rozwiązania zagadnienia zastosowano metodę elementów skończonych zaimplementowaną w oprogramowaniu ANSYS Workbench, a następnie posłużono się normą VDI 2230 Systematic calculation of highly stressed bolted joints – Multi bolted joints. Opisuje ona kolejne kroki postępowania przy doborze śrub oraz weryfikację ich wytrzymałości. Norma ma dwie części: pierwsza odnosi się do metody analitycznej, natomiast druga – do metody MES.

W oprogramowaniu ANSYS stworzono model symetryczny korbowodu, zdefiniowano siatkę elementów skończonych oraz warunki brzegowe. Stopkę korbowodu z jej pokrywą połączono śrubą M8 klasy 8.8. o wstępnym napięciu 15 333 N. Dodatkowo na połowę korbowodu przyłożono siłę rozciągającą równą 5000 N (rys. 1). Następnie przeprowadzono nieliniową statyczną analizę mechaniczną układu.

Według normy VDI 2230 Part 2 weryfikacja wytrzymałości śruby w korbowodzie opiera się na warunkach „Operating load" i „Shearing off". Na pierwszym etapie (punkt 7.3.3.3 normy VDI 2230 Part 2) wyznaczono wewnętrzną siłę osiową śruby, na podstawie ekstrapolacji naprężeń normalnych w kierunku osi śruby (rys. 2 i 3). W ekstrapolacji (zgodnie z normą) nie uwzględniono naprężeń normalnych w miejscach zmiany przekroju.

$$F_s = \frac{\sigma_{re} + \sigma_{li}}{2} \cdot A_{Bz}$$

gdzie:
- F_s – wewnętrzna siła osiowa;
- σ_{re}, σ_{li} – maksymalne naprężenie po stronie rozciągania i ściskania;
- A_{Bz} – pole przekroju śruby w modelu MES.

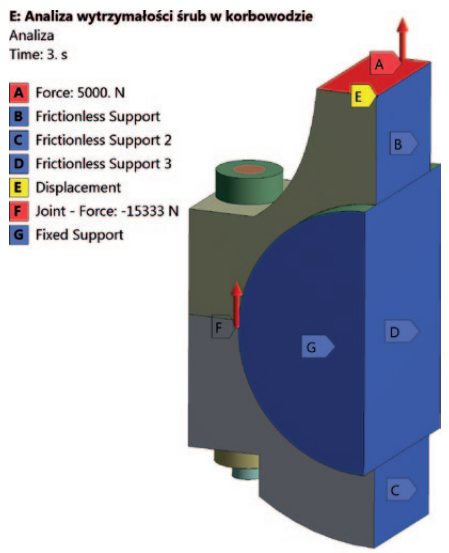
Zgodnie z punktem 5.5.2 normy VDI 2230 Part 1 wyznaczono naprężenie redukowane w śrubie, które nie może przekroczyć wartości dopuszczalnej dla śruby M8 klasy 8.8, to jest 640 MPa:

$$\sigma_{red,B} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 \cdot (k_\tau \cdot \tau)^2} < R_{p0,2\min}$$

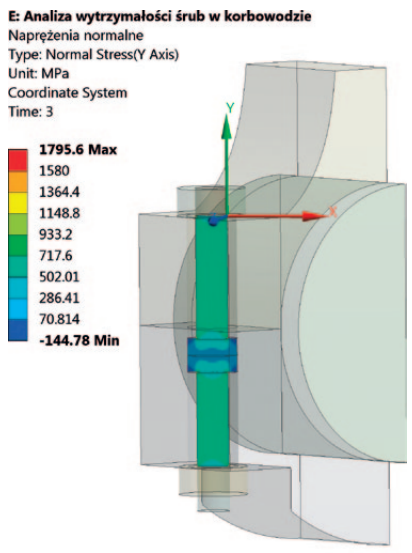
gdzie:
- $\sigma_{red,B}$ – naprężenie redukowane;
- σ_z – naprężenie rozciągające w śrubie;
- k_τ – współczynnik redukcji;
- τ – naprężenie styczne w gwincie pochodzące od momentu dokręcenia;
- $R_{p0,2\min}$ – granica plastyczności dla śruby M16 klasa 8.8, to jest 640 MPa.

Na drugim etapie (punkt 5.5.6 normy VDI 2230 Part 1) sprawdzono, czy należy weryfikować śrubę na ścinanie zgodnie ze wzorem 5.5.57, czyli analizować efekt działania siły osiowej i poprzecznej, dla którego kryterium opisuje wzór:

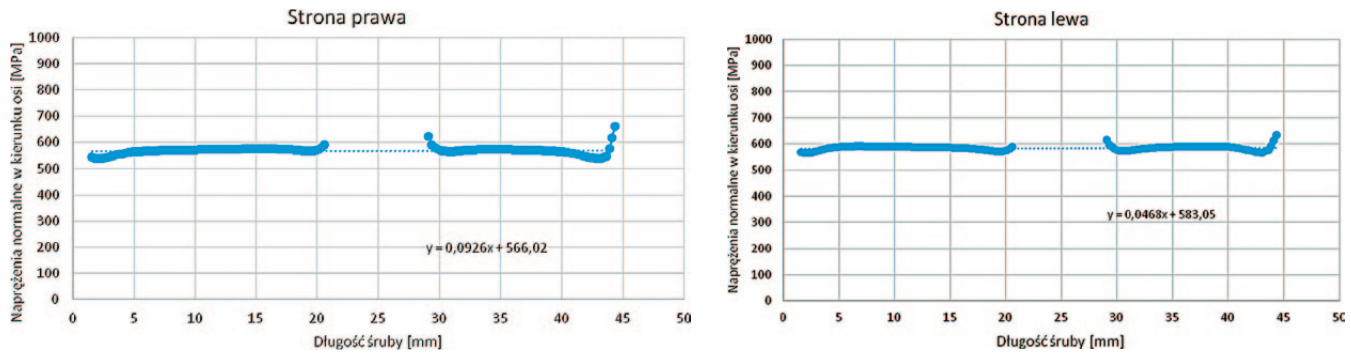
$$\frac{F_{Smax}}{F_{Szul}} \geq 0{,}25 \quad \text{i} \quad \frac{F_{Qmax}}{F_{Qzul\,S}} \geq 0{,}25$$



Rys. 1. *Geometria korbowodu wraz z warunkami brzegowymi*



Rys. 2. *Naprężenia normalne w kierunku osi śruby*



Rys. 3. *Ekstrapolacja naprężeń normalnych w kierunku osi śruby*

gdzie:
F_{Smax} – maksymalna wewnętrzna siła osiowa;
F_{Szul} – dopuszczalna wewnętrzna siła osiowa;
F_{Qmax} – maksymalna siła ścinająca, odczytana z analizy MES;
$F_{Qzul\,S}$ – dopuszczalna siła ścinająca pomniejszona o współczynnik bezpieczeństwa.

Jeśli kryterium nie zostanie spełnione, weryfikacja ścinania śruby jest oparta na porównaniu dopuszczalnych i maksymalnych naprężeń ścinających (zgodnie z punktem 4.2. R12 normy VDI 2230 Part 1):

$$S_A = \frac{A_0 \cdot R_m \cdot \left(\frac{\tau_B}{R_m}\right)}{F_{Qmax}} \geq 1{,}1$$

gdzie:
S_A – współczynnik bezpieczeństwa;
R_m – granica wytrzymałości śruby M16 klasa 8.8, to jest 800 MPa;
A_0 – pole powierzchni śruby;
$\frac{\tau_B}{R_m}$ – stopień wytrzymałości.

Na podstawie normy VDI 2230 otrzymano następujące wyniki:
- Naprężenie redukowane w śrubie wyniosło 597 MPa < $R_{p0,2\min}$, więc warunek „Operating load" został spełniony.
- W przypadku warunku „Shearing off" kryterium dotyczące działania siły osiowej i poprzecznej nie zostało spełnione, więc śrubę sprawdzono przez porównanie dopuszczalnych i maksymalnych naprężeń ścinających. Współczynnik S_A wyniósł 616, więc kryterium „Shearing off" również zostało spełnione.
- Połączenie śrubowe zostało prawidłowo dobrane.

Wykorzystanie programu ANSYS do obliczeń połączeń śrubowych jednocześnie z metodologią normy to szybki i niezawodny sposób, by poradzić sobie z wadami podejścia analitycznego. ANSYS pozwala na lepsze oszacowanie obciążeń działających na połączenie śrubowe. Jest to istotne w przypadku połączeń składających się z wielu elementów, poddanych złożonym obciążeniom siłami i momentami. Nie trzeba wówczas wyznaczać wielu skomplikowanych współczynników opisanych w normach, a naprężenia i siły uzyskuje się bezpośrednio z modelu MES. Operacje takie jak opisana ekstrapolacja używają standardowych funkcji środowiska ANSYS Workbench, co jest niewątpliwą zaletą w porównaniu z innymi systemami MES.

Symulacja zaworu listkowego silnika pulsacyjnego

Tomasz Szpartaluk • Politechnika Warszawska • tomasz.szpartaluk@gmail.com

Projekt zaworowego silnika pulsacyjnego w Kole Naukowym Napędów MELProp powstał pod koniec 2015 r. Motywacją do jego budowy były doświadczenia zdobyte podczas pracy nad projektem silnika bezzaworowego.

Swobodne obroty zaworów listkowych sprawiają duże problemy podczas montażu, a po kilkunastu sekundach pracy prowadzą do rozszczelnienia komory spalania i samoczynnego przerwania pracy mechanizmu. Rozwiązaniem może być w tym przypadku zablokowanie zaworu przez sworzeń lub inny element, jest to jednak ingerencja w konstrukcję elementów układu. Alternatywą jest zastosowanie zaworów pierścieniowych, które mogą się swobodnie obracać, a jednocześnie zakrywają w 100% wszystkie otwory wlotowe.

Powstał problem ilościowego porównania nowych i starych projektów zaworów oraz ich własności mechanicznych. W tym celu wprowadzono jednowymiarowy model układu drgającego opisany równaniem:

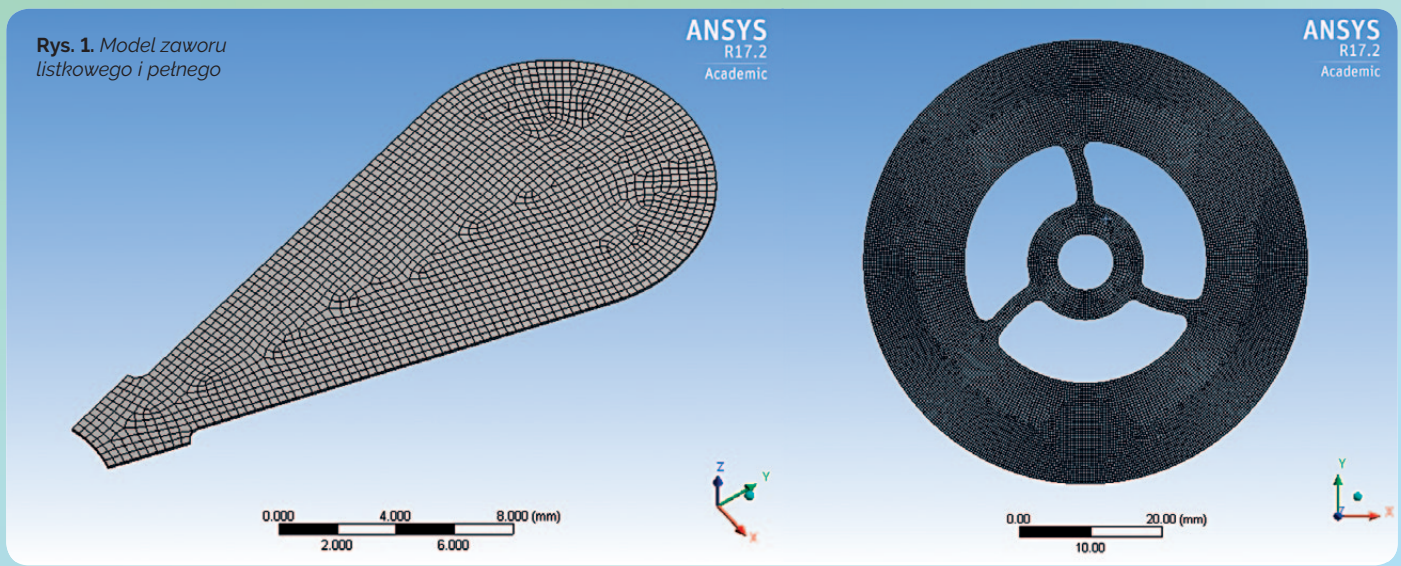
$$\ddot{x} + \omega^2 x = \frac{f(t)}{m_r}, \quad \omega = \sqrt{\frac{k_r}{m_r}}$$

gdzie:
m_r – masa drgająca;
k_r – sztywność;
ω – częstość kołowa pierwszej postaci drgań własnych zaworu.

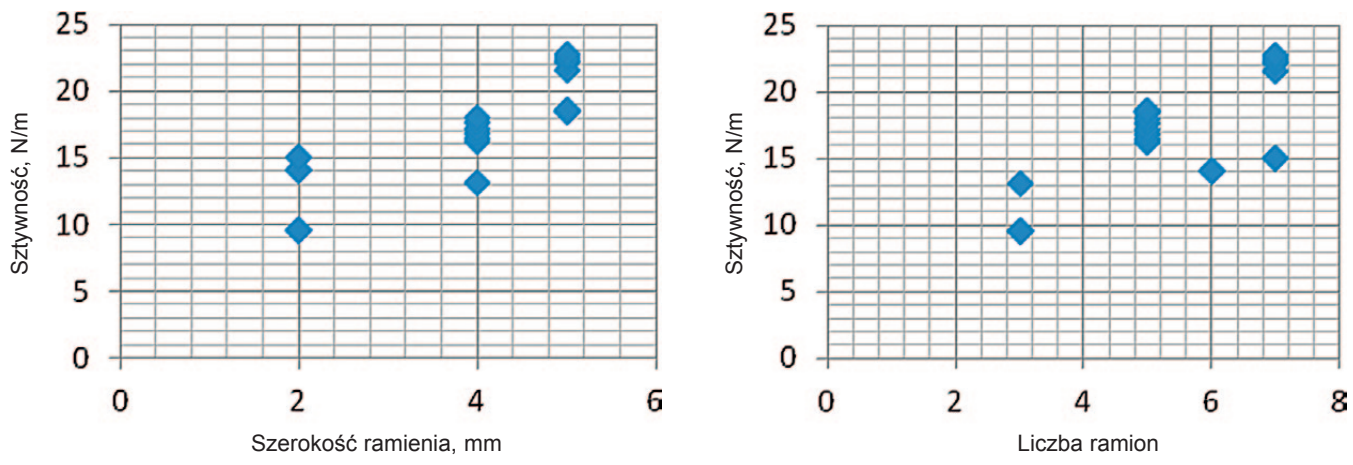
Funkcja $f(t)$ reprezentuje przebieg sił działających na zawór w czasie, które są proporcjonalne do różnicy ciśnień między wlotem a komorą.

Oczywiście sztywność i masa nie są naturalnie zdefiniowane w takim obiekcie, więc trzeba wprowadzić dla nich definicje.

Sztywność rozumiana jest przez stosunek całkowitej siły odginającej zawór do ugięcia najdalej wysuniętego punktu. Taka definicja jest zbliżona do rzeczywistej pracy zaworu i zgodna z badaną postacią drgań.



Rys. 1. *Model zaworu listkowego i pełnego*



Rys. 2. *Zależność sztywności od szerokości i liczby ramion. Widać wyraźny, zgodny z oczekiwaniami trend*

Masa zaś jest wyliczana na podstawie pierwszej częstotliwości drgań własnych zaworu:

$$m_r = k_r \frac{4\pi^2}{f_1^2}$$

Tak zdefiniowane parametry umożliwiają porównanie projektów zaworów niezależnie od przyjętej koncepcji. Oczywiście ruch zaworu opisany takim równaniem nie oddaje rzeczywistego ruchu, który dodatkowo jest ograniczony płytką wlotową i podpierającą, jednak pozwala na ocenę porównawczą.

Aby wyznaczyć zdefiniowane tu parametry, przeprowadzono analizy statyczne i modalne w systemie ANSYS Workbench. Zawory zamodelowano jako cienkościenne. Przygotowane modele zostały sparametryzowane, co umożliwiło przebadanie w krótkim czasie dużej rodziny zaworów.

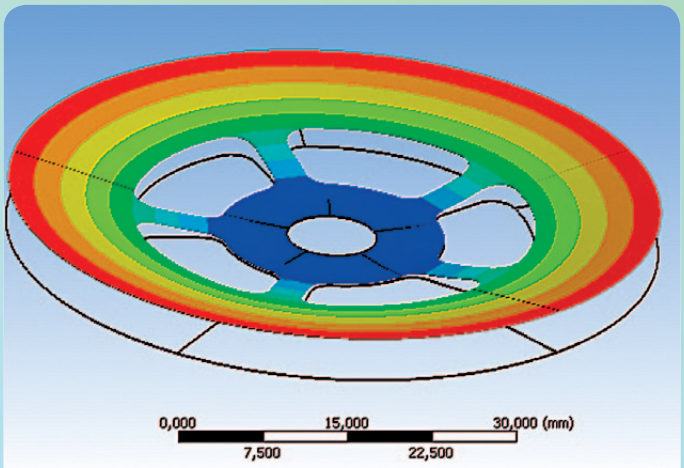
Dodatkowym problemem, który nie występuje w zaworach listkowych, jest podatność na wyboczenie. W zaworze listkowym wszystkie listki pracują niezależnie od siebie. W zaworze pierścieniowym istnieje ryzyko wyboczenia, co doprowadza do nierównomiernego odsłonięcia wszystkich otworów. W związku z tym kolejnym celem było odpowiednio duże możliwe ugięcie bez wyboczenia. Dlatego do obliczeń włączono moduł Eigenbuckling.

Za punkt odniesienia przyjęto wyniki obliczeń zaworu listkowego, dla którego częstotliwość wyniosła 91 Hz, a sztywność 17 N/m.

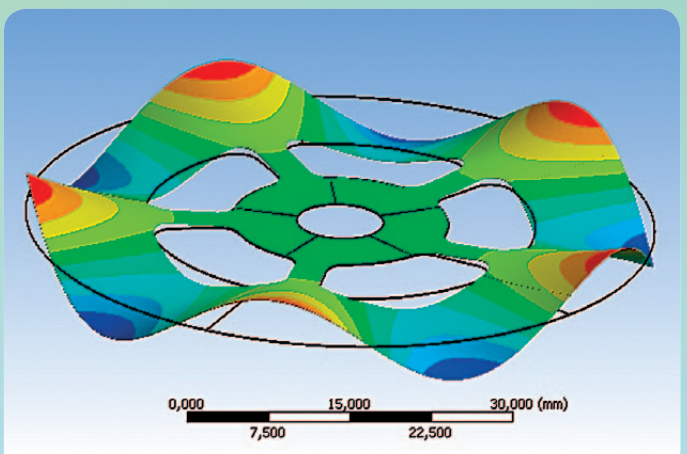
Obliczenia przeprowadzono dla serii zaworów o różnych wymiarach. Największy wpływ na częstotliwość miała grubość blachy, z której wycinane są zawory. Ponieważ trudno jest wycinać prototypy z różnych blach, dalsze obliczenia prowadzono dla zaworów o stałej grubości. Pozostałe parametry o największym wpływie to szerokość i liczba ramion. Widoczne jest również lekkie skręcenie, które miało na celu zwiększenie długości każdego z ramion. Analiza wykazała, że wpływ tego parametru w jego dopuszczalnym zakresie jest niewielki.

Modułowa budowa Workbencha oraz łatwa parametryzacja umożliwiają sprawne przeprowadzenie całej serii obliczeń. Na podstawie otrzymanych wyników wkrótce zostaną wykonane prototypowe zawory, które będą testowane w hamowni. Jednocześnie trwają prace nad zastosowaniem zaworów o konstrukcji trójwymiarowej, która pozwoli na lepsze zabezpieczenie przed wyboczeniem. W obecnej formie prawie wszystkie warianty są bardzo podatne na ten efekt lub pracują na granicy stateczności. Jest to jeden z głównych powodów stosowania zaworów listkowych. Skuteczne wdrożenie zaworu pełnego nie tylko rozwiąże problem obracania, ale również zwiększy niezawodność. W przypadku zaworów listkowych utrata jednego listka prowadzi do rozszczelnienia komory i zgaśnięcia silnika.

Planowane jest przetestowanie techniki wytłaczania zaworów za pomocą stempla i matrycy drukowanych techniką 3D. Zastosowanie tak miękkich w porównaniu ze stalą materiałów może dać pożądane wyniki, ponieważ zawory wykonywane są z bardzo cienkiej blachy (0,05 mm).



Rys. 3. *Postać drgań przykładowego zaworu pełnego*



Rys. 4. *Niepożądana postać drgań o dużo wyższej częstotliwości (w zależności od wariantu – około 900 Hz). Taka praca powoduje tylko częściowe otwarcie otworów wlotowych*

Modelowanie pęknięć w ANSYS Mechanical

Tomasz Gomoluch • MESco • tgomoluch@mesco.com.pl

Wystąpienie pęknięcia w konstrukcji nie zawsze eliminuje ją z użytku – wszystko zależy od typu konstrukcji oraz jej przeznaczenia. Dzięki mechanice pękania można określić, czy pęknięcie jest niebezpieczne, jak szybko będzie propagować lub jakie jest dopuszczalne maksymalne obciążenie.

ANSYS daje kilka możliwości określenia stanu naprężenia występującego w wierzchołku szczeliny oraz porównania wyników z wartościami dopuszczalnymi. Aby wprowadzić pęknięcie do modelu, należy dodać do drzewka obiekt Fracture. Na rys. 1 przedstawiono pasek narzędzi z wyszczególnionymi sposobami modelowania pęknięcia.

Dwie pierwsze metody odnoszą się do analiz 3D, gdzie pęknięcie przyjmuje kształt półelipsy (Semi-Elliptical Crack) lub dowolnej powłoki (Arbitrary Crack) utworzonej w SCDM lub DM. Są one dość wygodne i szybkie w implementacji. ANSYS automatycznie tworzy siatkę w obszarze szczeliny, zgodnie ze wskazanymi parametrami. Jedynym wymaganiem jest, aby siatka była typu Tetra z kwadratową funkcją kształtu.

Opcja Pre-Meshed Crack wymusza na użytkowniku odpowiednie przygotowanie siatki; węzły na powierzchniach pęknięcia nie mogą być połączone.

Opcje Interface Delamination (elementy typu Inter) lub Contact Debonding umożliwiają zamodelowania statycznej propagacji pęknięcia, która występuje po wcześniej zdefiniowanej ścieżce.

Przy opcji Contact Debonding wraz ze spadkiem ciśnienia w kontakcie (wzrostem sił rozciągających) kontakt zaczyna się otwierać. Jest to przydatna metoda do obliczania laminatów bądź połączeń klejonych.

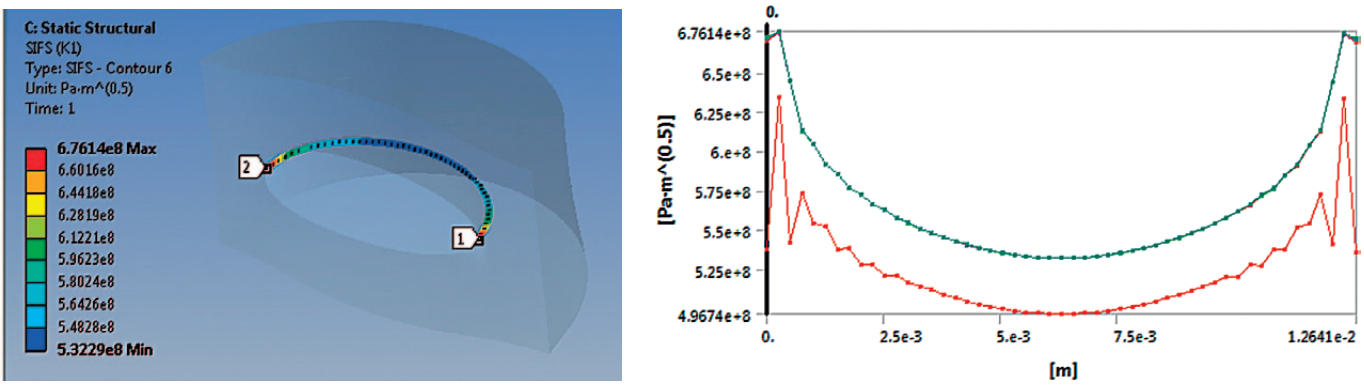
Z obliczeń liniowej mechaniki pękania można wyciągnąć wyniki, takie jak: współczynnik intensywności naprężeń K_I, K_{II}, K_{III} (rys. 2), prędkość uwalniania energii G_I, G_{II}, G_{III}, G_T oraz całki J. Przy uwzględnieniu strefy plastycznej w wierzchołku mamy do dyspozycji całkę J. Niestety nie można modelować propagacji pęknięcia z uwzględnieniem strefy plastycznej.

Jeśli nie jest znana ścieżka wzrostu, zjawisko propagacji statycznej i zmęczeniowej można zamodelować z wykorzystaniem technologii XFEM. Jest to technologia, która radzi sobie z punktami osobliwymi siatki za pomocą dodatkowych składników występujących w funkcji przemieszczeń (rys. 3).

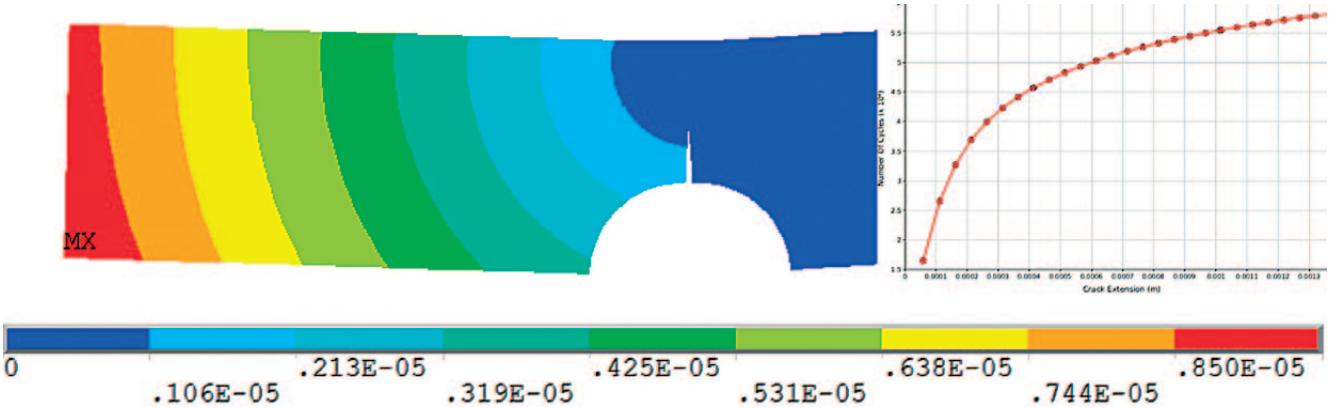
W zależności od wybranej metody pęknięcie może się zatrzymać wewnątrz elementu lub na jego brzegu. Ta metoda pozwala na obliczenie propagacji bez konieczności regeneracji siatki w czasie wzrostu. Obliczenia zmęczeniowe ograniczają się do analiz dwuwymiarowych, z materiałem liniowym izotropowym, a sam wzrost jest zgodny z prawem Parisa.

Metodę XFEM można swobodnie stosować w środowisku klasycznym i za pomocą dodatku ACT XFEM Initiation And Propagation.

Rys. 1. *Pasek narzędzi Fracture*



Rys. 2. *Współczynnik intensywności naprężeń dla pierwszej postaci (K_I)*



Rys. 3. *Przemieszczenia całkowite, m*

Uogólniona analiza aerotłumienia (*flutter*)

Mateusz Pawłucki • MESco • mpawlucki@mesco.com.pl

Przedstawiono uogólnione podejście do analiz wytrzymałościowo-przepływowych, w których rozważa się drgania konstrukcji wywołane przepływem płynu. Zaproponowano schemat serii analiz, które dostarczają jednoznacznych informacji o dopuszczalnych zakresach pracy konstrukcji ze względu na częstotliwości i postacie drgań własnych, a także ich tłumienie wywołane obecnością płynu.

Problemy techniczne układów, w których występują silne sprzężenia pomiędzy oddziaływaniami, od kilku lat można z powodzeniem rozwiązywać numerycznie z wykorzystaniem analiz sprzężonych. Dotyczy to np. zagadnień termiczno-wytrzymałościowych, przepływowo-wytrzymałościowych i termiczno-magnetycznych. Czasem możliwe jest przeprowadzenie analizy silnie sprzężonej (w oparciu o sprzężone elementy skończone do rozwiązania różnych pól), np. analizy termiczno-wytrzymałościowej czy termiczno-magnetycznej. W przypadku analiz przepływowo-wytrzymałościowych sprawdza się wzajemne sprzężenie solvera CFD z solverem MES i przesyłanie informacji pomiędzy tymi środowiskami. Środowisko ANSYS Workbench oferuje do tego gotowe mechanizmy – zarówno do sprzężeń jedno-, jak i dwukierunkowych.

Standardowe mechanizmy FSI

W jednokierunkowej analizie FSI (Fluid-Stucture Interaction) pożądane wyniki z analizy przepływowej dla ostatniego kroku w stanie ustalonym interpolowane są na elementy skończone w analizie strukturalnej. Jednokierunkowość oznacza tutaj brak sprzężenia zwrotnego z analizy strukturalnej, tzn. że przemieszczenia węzłów w następstwie deformacji nie są przenoszone ponownie do analizy przepływowej.

W konstrukcjach ulegających znacznym deformacjom, w wyniku których istotnie zmienia się pole przepływu, takie podejście bywa niewystarczające. Podczas przenoszenia rozkładu ciśnień w sprzężeniu jednokierunkowym interpolator tworzy najczęściej dodatkowe elementy skończone typu SURF154. W analizie CFD w stanie nieustalonym konieczne jest wybranie kroku czasowego, z którego zostaną pobrane dane. Obecnie możliwe jest również sprzężenie nieustalonej analizy CFD z nieustaloną analizą strukturalną poprzez jednokierunkowy interfejs oraz z wieloma krokami obciążenia. Potrzebne jest do tego rozszerzenie ACT (ANSYS Customization Toolkit) – FSI Transient Load Mapping.

Dwukierunkowa analiza FSI dotyczy już *stricte* zagadnień silnie zależnych po stronie przepływowej i strukturalnej. Ideą tej technologii jest z jednej strony przesyłanie informacji o obciążeniu konstrukcji z solvera przepływowego do strukturalnego, z drugiej zaś – odpowiedzi konstrukcji w postaci deformacji (tj. przesunięć węzłów) z solvera strukturalnego do przepływowego. Należy przy tym zapewnić synchroniczność dyskretnych kroków czasowych (rys. 1).

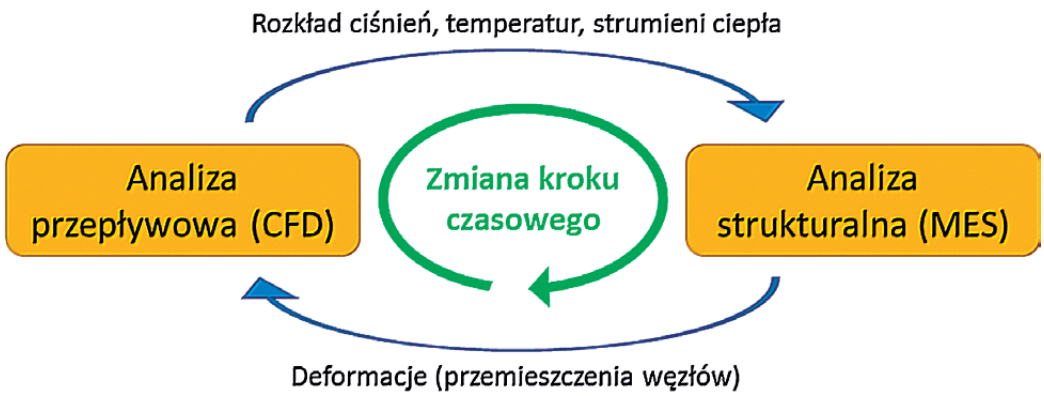
Do przeprowadzenia dwukierunkowej analizy FSI służy narzędzie System Coupling w ANSYS Workbench. Kontroluje ono w sposób nadrzędny pracę solvera CFD (CFX lub Fluent) oraz solvera strukturalnego (Mechanical APDL).

Niestandardowe mechanizmy FSI

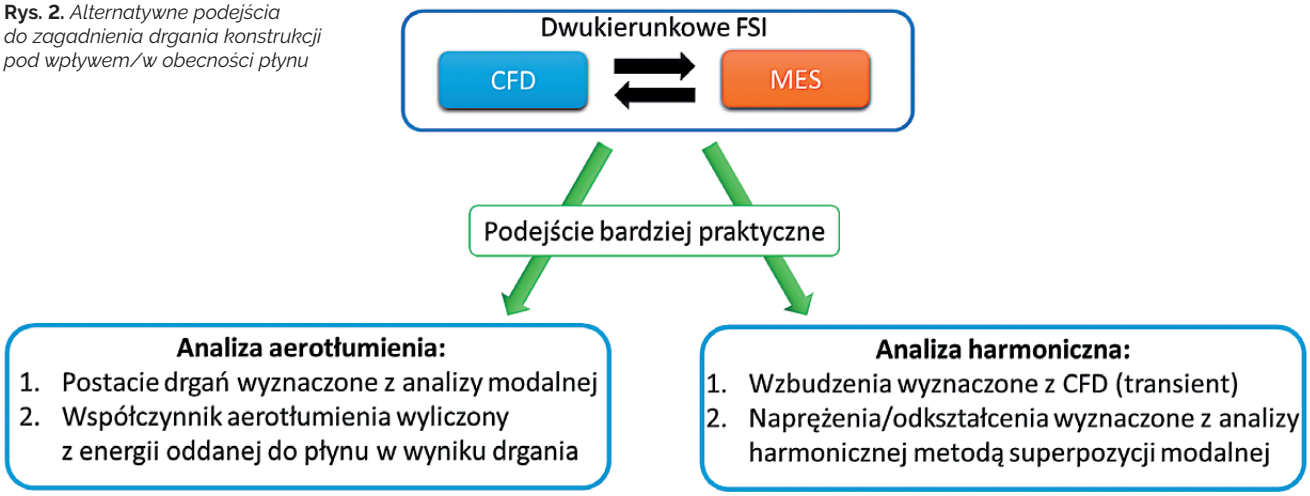
Zagadnienia sprzężone, przepływowo-mechaniczne, z silnymi zależnościami, z praktycznego punktu widzenia są bardzo wymagające. Po pierwsze symulacja jest przeprowadzana w pełnej dynamice i z użyciem dwóch pracujących naprzemiennie solverów. Po drugie analiza wyników symulacji dynamicznych jest trudna.

Pierwsza niedogodność wynika z wymagań sprzętowo-licencyjnych oraz czasowych analizy. Problem nawarstwia się, gdy skale czasowe poszczególnych zagadnień nie są tego samego rzędu. Mowa o sytuacji, gdy wielkość kroku czasowego – zgodnie ze sztuką odpowiadająca skali czasowej najmniejszego istotnego zjawiska w analizie (np. skali najmniejszych istotnych wirów) – jest kilka rzędów niższa niż satysfakcjonujący krok czasowy po drugiej stronie sprzężenia, co w praktyce często łączy się ze stosunkowo długim czasem pojedynczego cyklu/rozważanego zagadnienia. Naprzemienna praca solverów wymusza wówczas nadmiarowo przeliczane kroki czasowe w którymś ze sprzężonych solverów, inaczej niż w przypadku pracy każdego z osobna i z podobnym odwzorowaniem rozwiązania.

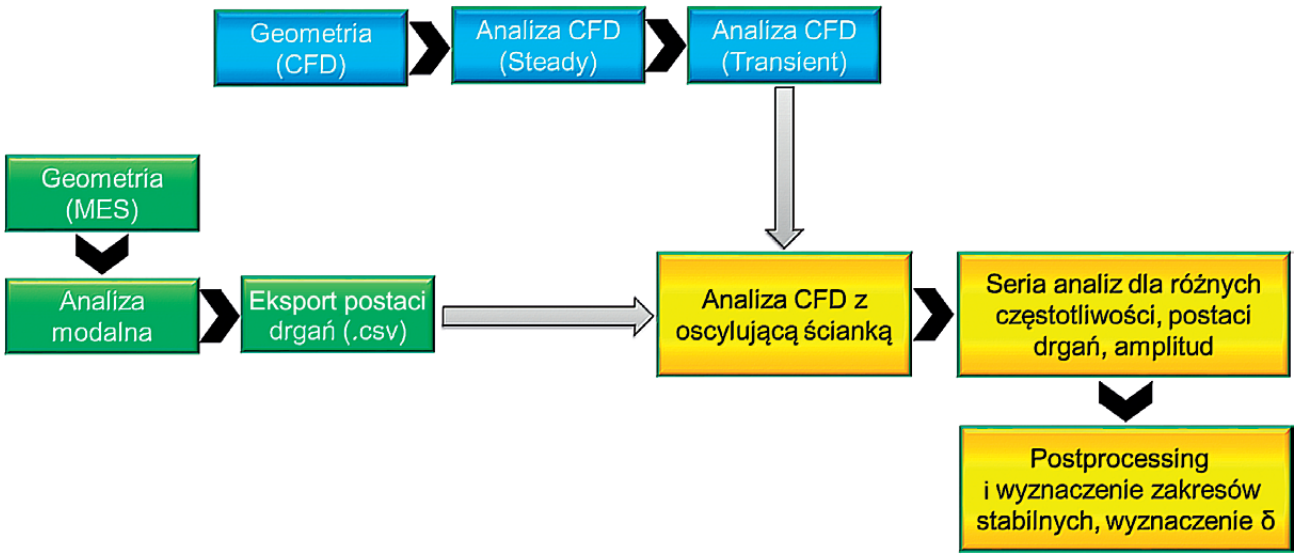
W przypadku drugiej niedogodności, tj. trudności z postprocessingiem wyników, należy mieć świadomość, że analiza przyczynowo-skutkowa, dynamiczna



Rys. 1. *Schemat wymiany informacji w dwukierunkowej analizie FSI*



Rys. 2. *Alternatywne podejścia do zagadnienia drgania konstrukcji pod wpływem/w obecności płynu*



Rys. 3. *Schemat analizy tłumienia aerodynamicznego*

i w obrębie pojedynczej fizyki (np. tylko przepływów), wymaga nie tylko znajomości metod statystycznych, ale również samego zagadnienia i przede wszystkim prawidłowej analizy układu zależności. Można sobie wyobrazić, jak problem ten nabiera znaczenia w analizach obejmujących kilka dziedzin fizyki – zwłaszcza w aspekcie przyczynowo-skutkowym. Jeżeli konieczne jest przeprowadzenie symulacji – na podstawie której wyciągane będą wnioski w celu poprawienia konstrukcji czy też wyjaśnienia pewnych zjawisk – staje się to bardzo skomplikowanym przedsięwzięciem.

Ze względu na te argumenty (choć nie są to wszystkie i głównie te o negatywnym wydźwięku) należałoby poszukać metod łatwiejszych i – jeśli to możliwe – szybszych.

Do analizy wibracji konstrukcji w obecności płynu (początkowo stacjonarnego bądź przepływającego) są przede wszystkim dwa uproszczone podejścia: analiza aerotłumienia (Aerodynamic Damping) oraz analiza harmoniczna metodą superpozycji modalnej (MSUP Harmonics-Forced Response) (rys. 2).

Analiza harmoniczna

Analiza harmoniczna metodą superpozycji modalnej z wymuszeniem siłowym (z analizy przepływowej) reprezentuje grupę analiz FSI, w których w pierwszej kolejności wyznacza się pole przepływu wokół konstrukcji oraz wymuszenia siłowe pochodzące od przepływu, które następnie przenosi się do analizy harmonicznej. W analizie harmonicznej metodą superpozycji modalnej wyznacza się odpowiedź konstrukcji, tj. deformację, stan odkształceń i naprężeń. Analiza CFD prowadzona jest w stanie nieustalonym. Ciśnienie przenoszone do analizy harmonicznej należy zdekomponować na część rzeczywistą i urojoną.

Ten typ analizy jest zaimplementowany w ANSYS CFX w tzw. TBR (Transient Blade Row). TBR wykorzystuje cykliczną symetrię (periodyczność w CFD i MES), a także pewne transformacje dziedziny czasu i częstotliwości na potrzeby analiz wielostopniowych maszyn wirnikowych w oparciu o modele zredukowane do jednej lub dwóch łopatek na stopień (w zależności od typu transformacji). Co ważne, nie jest to zwykłe sformułowanie typu „Frozen rotor", gdyż powstało właśnie do analizy układów łopatkowych o różnej liczbie łopatek pomiędzy stopniami.

Analiza przepływowo-harmoniczna znajduje zastosowanie także w analizach aero-wibroakustycznych. Jako przykład można podać analizę propagacji szumu aerodynamicznego w kabinie pojazdu, w której fluktuacja ciśnienia (będąca wynikiem analizy CFD), np. na powierzchni szyby bocznej, jest obciążeniem w modelu MES (w analizie harmonicznej).

W konsekwencji wibracje szyby (będące wynikiem w analizie harmonicznej) wytwarzają ciśnienie akustyczne w kabinie. Propagacja tego ciśnienia w formie fali akustycznej modelowana jest tzw. elementami akustycznymi w analizie MES z odpowiednimi elementami FSI pomiędzy ciałem stałym (szybą) a płynem (powietrzem zawartym w kabinie). Tego typu analizę da się również przeprowadzić w środowisku Workbench w ANSYS Mechanical od wersji 18.2.

Analiza aerotłumienia

Generalnie analiza aerotłumienia sprowadza się do wyznaczenia postaci drgań własnych z analizy modalnej i przeniesienia jej do analizy przepływowej w formie deformowalnej siatki. Analiza modalna powinna uwzględniać masowe tłumienie konstrukcji przez otaczający ją płyn. W związku z tym należy zamodelować dodatkowo przestrzeń płynu z użyciem elementów akustycznych (np. FLUID30) z ciśnieniowym stopniem swobody oraz elementy FSI z ciśnieniowym i przemieszczeniowym stopniem swobody. W tym przypadku macierz sztywności przestaje być symetryczna i należy korzystać z niesymetrycznego sformułowania. Skutkuje to około dwukrotnie większą ilością zajętej pamięci operacyjnej i podobnie dłuższym czasem obliczeń.

Wyznaczone postacie i częstotliwości drgań własnych bada się następnie w analizie przepływowej w kontekście dodatniego bądź ujemnego współczynnika tłumienia od przepływu – konkretnie od wymuszeń związanych z dynamiką przepływu. Przeniesienie postaci drgań jako deformowalnej siatki narzuca ruch węzłów w formie zmian sinusoidalnych o częstotliwości wyznaczonej z analizy modalnej (rys. 3). Cykliczność problemu sprawia, że rozwiązanie również przyjmuje cyklicznie ustalony charakter.

Ideą tego podejścia jest wyznaczenie znaku pracy wykonanej przez płyn w pojedynczym cyklu na drodze całkowania po powierzchni i czasie gęstości mocy ścianki.

Gęstość mocy ścianki (*WPD – wall power density*):

$$WPD = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}A}\left[p \cdot (\bar{n}_{elem} \cdot \bar{v}_{elem})\right]$$

Praca tłumienia aerodynamicznego:

$$\int_{t}^{t+\tau}\left(\int_{A} WPD \, \mathrm{d}A\right)\mathrm{d}t$$

W przypadku dodatniej pracy płynu konstrukcja będzie się wzbudzać (*flutter*), podczas gdy ujemna praca będzie świadczyć o tłumieniu danej postaci i częstotliwości drgań. Odnosząc pracę płynu w pojedynczym cyklu do energii drgania, łatwo jest wyznaczyć współczynnik tłumienia. Niejednokrotnie zdarza się, że przyjmuje on wartość nadkrytyczną.

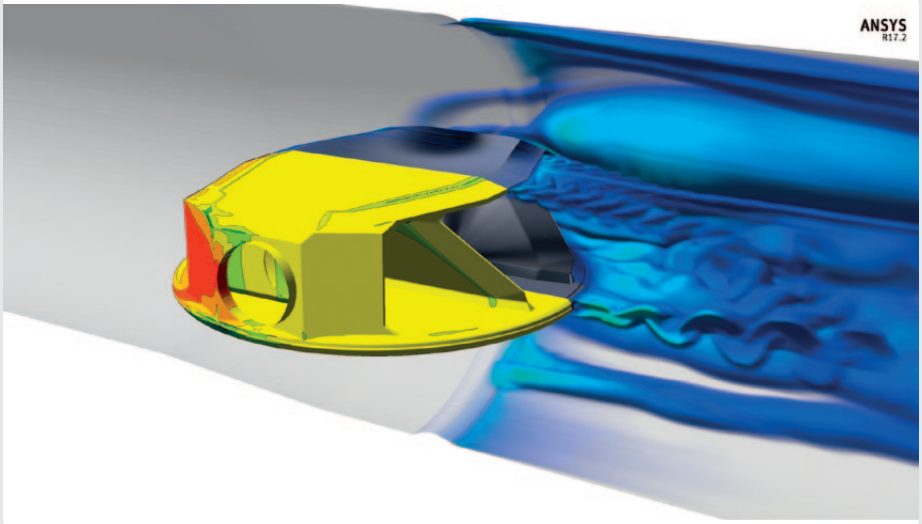
Analiza aerotłumienia nie dostarcza informacji na temat poziomu odkształceń i naprężeń, a jedynie odpowiedź na pytanie, czy postać o konkretnej częstotliwości i amplitudzie będzie tłumiona, czy nie. Od intuicji i doświadczenia analityka zależy, jakie postacie drgań zostaną wytypowane do obliczeń, jakie amplitudy przemieszczeń zostaną przyjęte dla konkretnych postaci drgań, czy i w jakim sąsiedztwie zostaną zbadane częstotliwości niższe/wyższe itp.

Geneza i cel analizy wzbudzenia zaworu – przykład

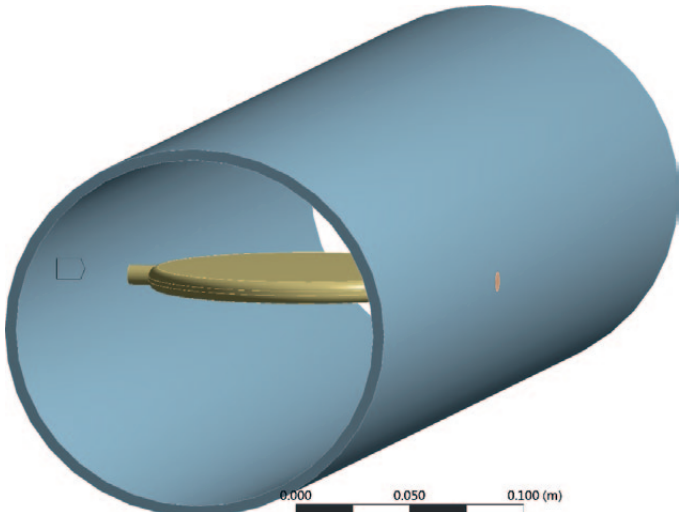
W ramach współpracy z firmą TB Hydro przeanalizowano wzbudzenie talerza zaworu w wyniku oddziaływania z przepływającą wodą w pewnych warunkach ciśnienia i wydatku objętościowego. Celem było zidentyfikowanie postaci i częstotliwości drgań własnych konstrukcji na drodze analizy modalnej, z uwzględnieniem współczynnika tłumienia drgań dostarczonego przez klienta. Ponadto przeprowadzono dynamiczną analizę CFD przepływu wewnątrz zaworu, aby wyznaczyć częstotliwość wymuszeń od wirów – głównie tych spływających z krawędzi talerza (rys. 4).

Częstotliwość wymuszeń identyfikowano poprzez transformatę Fouriera, m.in. z przebiegu momentu hydrodynamicznego względem osi obrotu zaworu. Na podstawie porównania częstotliwości z analizy modalnej i częstotliwości wymuszeń określano zapas bezpieczeństwa.

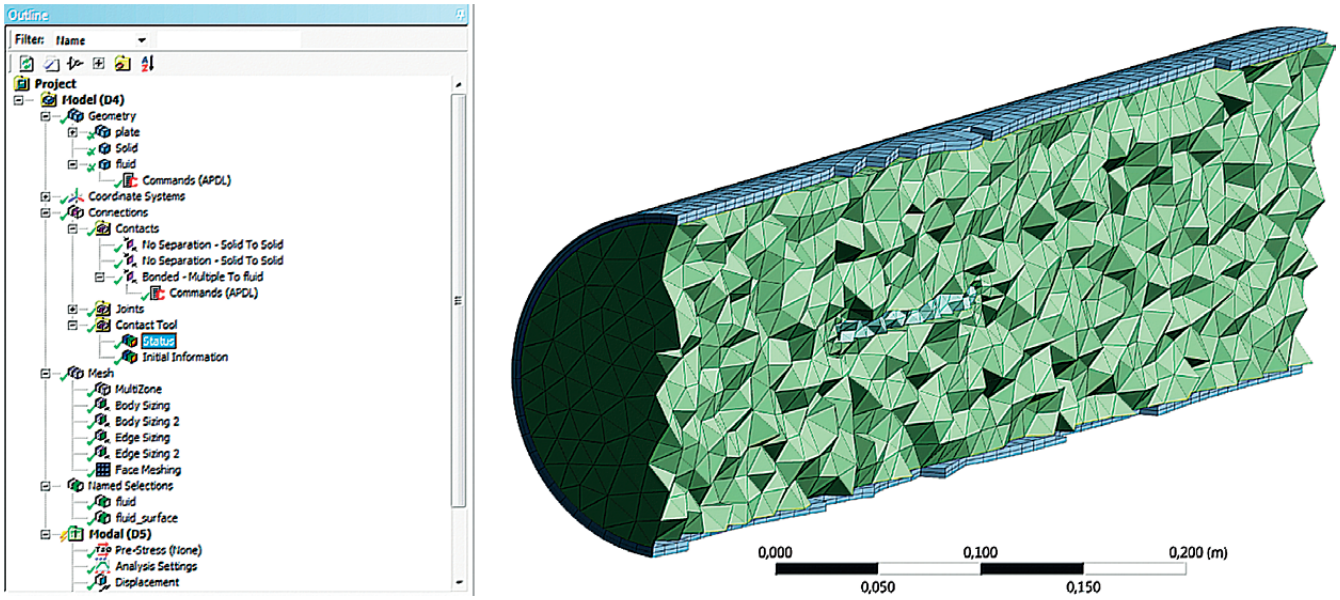
W ramach projektu nie rozważano zagadnień FSI żadnego rodzaju. W niniejszym tekście zaprezentowano sposób



Rys. 4. *Struktury turbulentne za krawędziami spływu talerza zaworu oraz rozkład ciśnienia statycznego na powierzchni. Widok na talerz stalowy oraz połowę kanału przepływowego wraz z kryzą*



Rys. 5. *Geometria prostego modelu zaworu w pozycji otwartej*



Rys. 6. *Okno ANSYS Mechanical – struktura drzewa oraz widok siatki elementów skończonych w przekroju wzdłużnym*

prowadzenia analiz typu Aerodynamic Damping na przykładzie podobnego, lecz uproszczonego modelu, jako propozycję kontynuowania badań w kierunku drgań struktur zanurzonych w płynie.

Poruszana tematyka została przedstawiona w trakcie tegorocznej konferencji „Symulacja 2017" (Łódź, 10–12 maja).

Analiza modalna – model uproszczony

Uproszczony model zaworu składa się z pojedynczego talerza stalowego, bez wzmocnień w postaci żeber i innych dodatkowych struktur (rys. 5). Przez zawór przepływa woda. Talerz jest podparty za pomocą więzów kinematycznych (*joint*) i kontaktów (*contact*). Ruch w kierunku promieniowym z obu stron osi talerza jest związany z odcinkiem rurociągu poprzez kontakt beztarciowy (*frictionless*). Przemieszczenie osiowe zostało podobnie związane z rurociągiem odpowiednim węzłem kinematycznym typu *body-to-body* po jednej stronie talerza.

Siatka elementów skończonych (rys. 6) składała się z liniowych elementów typu TET/HEXA. Odcinek rurociągu był modelowany elementami typu SOLID z trzema elementami liniowymi po grubości (na rys. 6 widać tylko dwa elementy, zostało to zmienione w późniejszym czasie w celu dokładniejszego odwzorowania kontaktu pomiędzy osią talerza a rurociągiem). Elementy tetrahedralne typu SOLID185 zostały podmienione za sprawą komend APDL na elementy akustyczne FLUID221 z odpowiednimi właściwościami (prędkością dźwięku i gęstością) oraz elementami FSI na interfejsie pomiędzy płynem a konstrukcją.

Ponadto zdefiniowano kontakt typu MPC z odpowiednimi przełącznikami (*keyopt*) na elementach FSI. Na rys. 7 przedstawiono statusy par kontaktowych.

Elementy akustyczne mają ciśnieniowy stopień swobody, natomiast elementy FSI mają zarówno stopień ciśnieniowy, jak i stopnie przemieszczeniowe (*dx*, *dy*, *dz*). Warunki brzegowe zdefiniowane w analizie modalnej to: utwierdzenie tylnej powierzchni (czołowej) rurociągu, utwierdzenie na kierunku promieniowym przedniej powierzchni rurociągu oraz utwierdzenie wału sterującego otwarciem talerza zaworu. Odpowiada to sytuacji napędu w stanie zablokowanym przy pełnym otwarciu.

Na rys. 8 przedstawiono pierwszą postać drgań własnych dla talerza. Należy zauważyć, że skala przemieszczeń na legendzie nie odpowiada wartościom rzeczywistym, lecz jest znormalizowana do macierzy masowej.

Ponieważ dane o postaci i częstotliwości drgań własnych zostaną wykorzystane na dalszym etapie do deformowania siatki w dynamicznej symulacji przepływowej, wyeksportowano przemieszczenia węzłów (rys. 9).

Przemieszczenia te będą stanowić wartość A – amplitudy drgań harmonicznych, nietłumionych, o częstotliwości równej częstotliwości drgań własnych rozpatrywanej postaci.

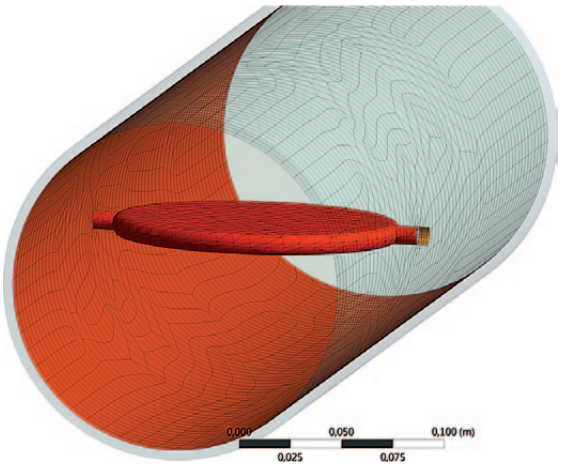
Analiza przepływowa – nieruchoma siatka

Analizę przepływu przeprowadzono w oprogramowaniu ANSYS CFX. Siatkę elementów skończonych przygotowano w ICEM CFD metodą blockingu. Uzyskano bardzo dobrej jakości siatkę heksahedralną (rys. 10). Jest to podwójnie ważne: po pierwsze model jest mniej obarczony błędami numerycznymi, po drugie siatka jest odporna na deformację. Łatwo się domyślić, że siatka z elementami mocno przekoszonymi typu HEXA w trakcie deformacji może zdegenerować się w tych miejscach i skończyć pracę solvera błędem. Elementy o wyższym współczynniku prostopadłości (*orthogonal quality*) są bardziej odporne na tego typu zdarzenia.

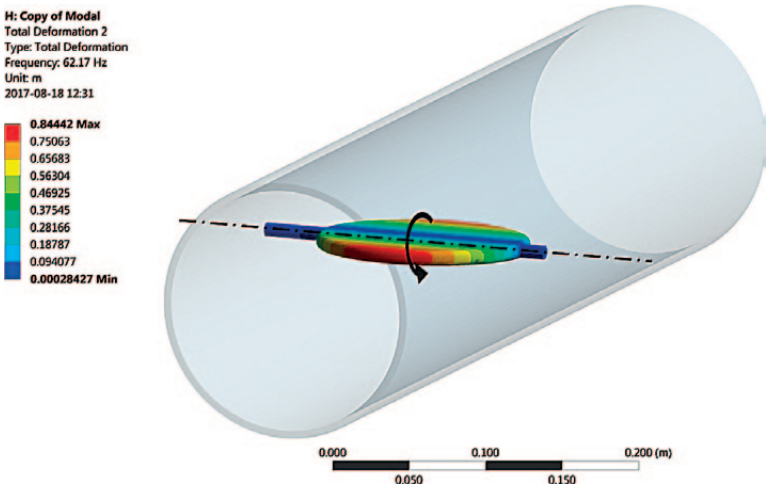
Warunki przepływowe panujące w rurociągu zobrazowano na rys. 11. Na wlocie domeny przyjęto warunek brzegowy prędkości płynu, wynoszący 3 m/s. Na wylocie zdefiniowano ciśnienie spiętrzenia na poziomie 3 barów. Oszacowano, że przepływ będzie turbulentny, przy czym najbardziej odpowiedni był model turbulencji k–ω SST.

Rozwiązanie uzyskano w dwóch krokach: najpierw w postaci przybliżonego pola prędkości i innych wielkości przepływowych ze wstępnej analizy w stanie ustalonym, następnie w analizie dynamicznej ze względu na niestacjonarny charakter opływu. Wielkość kroku czasowego została oszacowana ze względu na pewien ograniczony zakres częstotliwości wirów w przepływie, powyżej którego energia wirów jest nieznaczna i nieistotna dla pola przepływu. Już na etapie tworzenia siatki przyjęto pewne kryteria co do skali rozpatrywanych zjawisk, stąd wielkość elementów skończonych, zwłaszcza w okolicy spływu talerza, tak dobrano, aby skala czasowa i przestrzenna najmniejszych istotnych zjawisk były na podobnym poziomie w stosunku do warunków opływu.

Na rys. 12 przedstawiono struktury wirowe pokolorowane zgodnie z energią kinetyczną turbulencji (energią fluktuacji prędkości). Na powierzchni talerza zobrazowano natomiast rozkład ciśnienia statycznego.

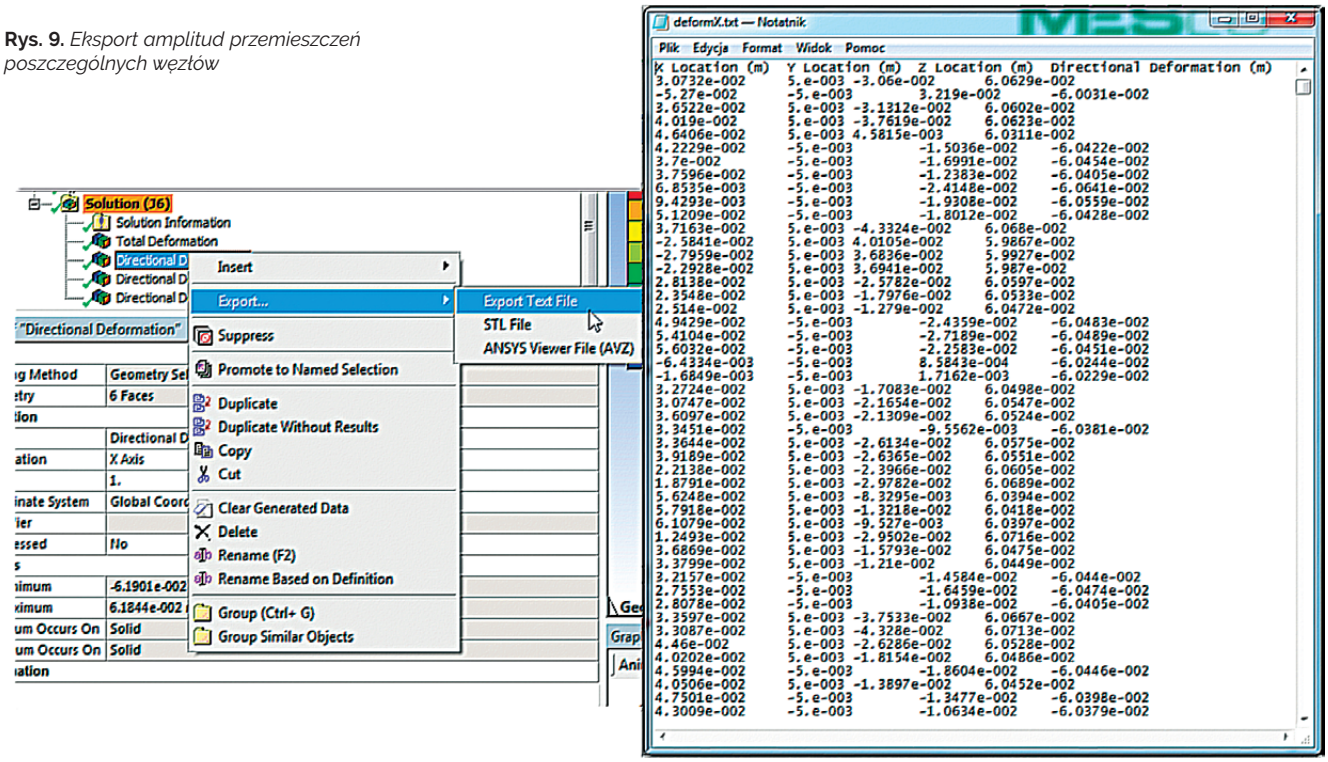


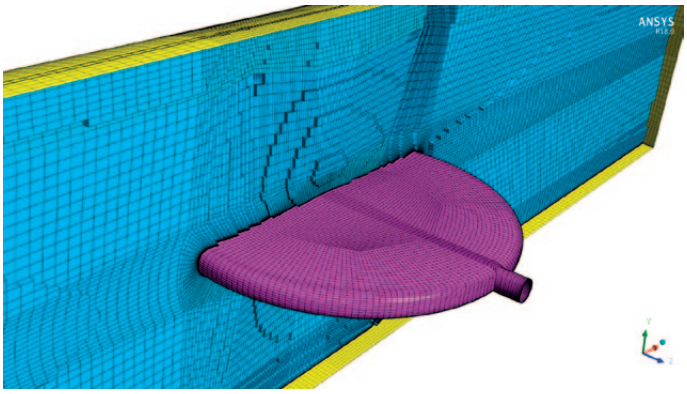
Rys. 7. *Statusy par kontaktowych: czerwone – typu Sticking, żółte – typu Sliding*



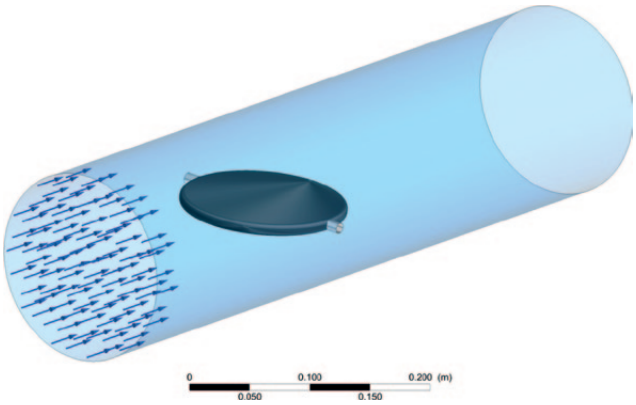
Rys. 8. *Pierwsza postać modalna, ruch obrotowy względem osi talerza*

Rys. 9. *Eksport amplitud przemieszczeń poszczególnych węzłów*





Rys. 10. *Siatka elementów skończonych uzyskana metodą blockingu w ANSYS ICEM CFD. Widok w płaszczyźnie symetrii*



Rys. 11. *Schemat przepływu wokół talerza zaworu*

Na rys. 13 przedstawiono przebieg momentu hydrodynamicznego w dziedzinie czasu, wynikającego z wymuszeń podczas naprzemiennego spływania wirów z tylnej krawędzi (spływu) talerza. Na rys. 14 widać częstotliwości wymuszeń otrzymane w wyniku transformaty Fouriera tych samych danych, które użyto na rys. 13. Na osi *Y* znajduje się amplituda wymuszeń.

Z porównania wyników analizy modalnej i symulacji CFD można wysnuć hipotezę, że wymuszenia od opływu talerza, a konkretnie od wirów spływających, pokrywają się z częstotliwością drgań własnych postaci związanej z drganiem względem osi obrotu talerza. Nie jest to przypadek, gdyż tak oszacowano warunki opływu, aby uzyskać ten efekt na potrzeby niniejszego artykułu. W dalszej części okaże się, czy dojdzie do wzbudzeń przy tej częstotliwości.

Analiza przepływowa – ruchoma siatka

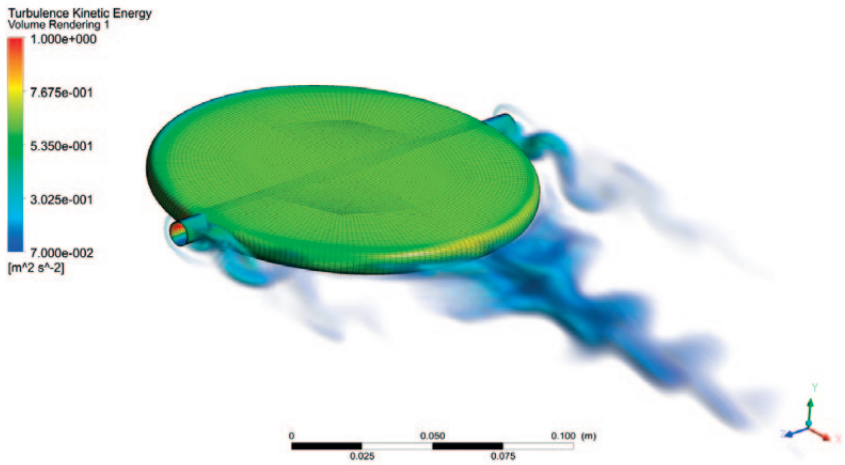
Odnosząc się ponownie do rys. 3 – przedstawiającego ścieżkę przepływu informacji w projekcie wewnątrz ANSYS Workbench – na rys. 15 pokazano schemat wykorzystany w przykładzie. Wszystko, co zostało omówione do tej pory, zawiera się w zakładkach od *A* do *E* oraz *I*, *J* i *H*. Kluczowym etapem w podejściu do problemu drgania konstrukcji w płynie jest analiza *F* (oraz *G* – będąca jej odseparowaną do innych celów częścią).

Parametryczność wykorzystano po to, aby automatycznie przesyłać wartość częstotliwości drgania z analizy modalnej do funkcji użytkownika w ANSYS CFX sterującej ruchem ścianki.

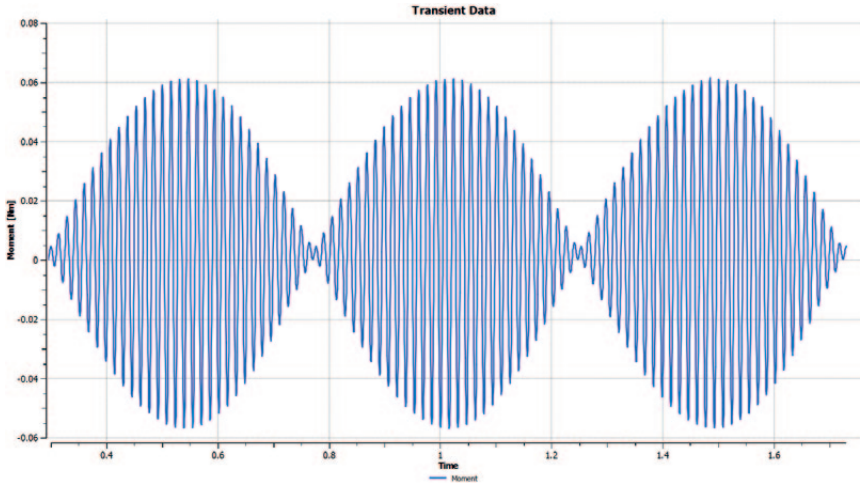
W ramach dalszej pracy zduplikowano ustawienia analizy nieustalonej (*E*) oraz przeniesiono wyniki z ostatniego kroku analizy jako dane inicjalizujące. Uwzględnienie postaci drgań w analizie przepływowej wymagało rozszerzenia definicji modelu. Należało przenieść postać drgań własnych, czyli ruch węzłów ścianki. W tym przykładzie ruch ten można z dobrym przybliżeniem odwzorować funkcją sinusoidalną, jednakże postać drgań własnych może przybierać bardziej skomplikowane formy, stąd pokazane jest przeniesienie postaci drgań w formie interpolacji przemieszczeń węzłowych na kierunkach *X*, *Y* oraz *Z* (rys. 16). Wartości przemieszczeń na kolejnych kierunkach interpolowane są w oparciu o współrzędne węzłów z analizy modalnej.

Następnie zdefiniowano wyrażenia dla ruchu drgającego, składające się z funkcji sinus, amplitudy przemieszczenia na odpowiadającym kierunku oraz częstotliwości drgań przesyłanej poprzez parametr z analizy modalnej. Ponieważ wartość amplitudy przemieszczenia jest normalizowana, należy tak przeskalować (jednakowo w każdym przypadku) jej wartości, aby reprezentowały one realne wielkości, związane np. z krytyczną dla sztywności konstrukcji amplitudą drgań.

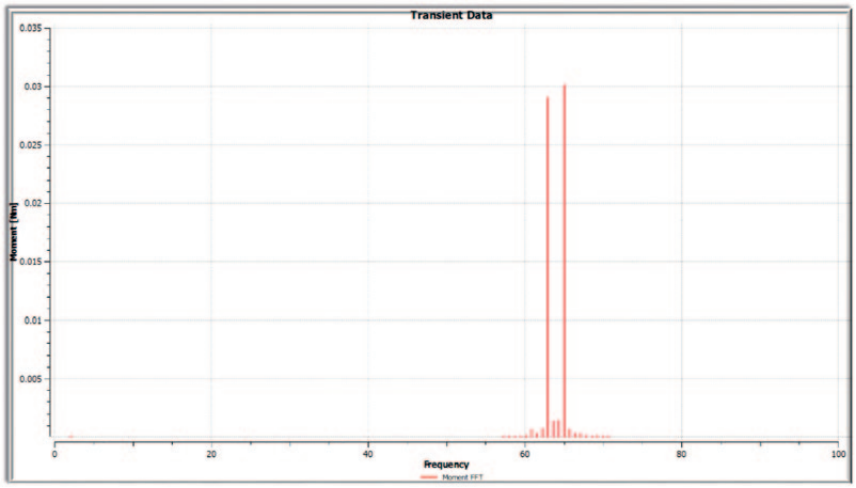
Dodatkowo określono ustawienia deformowalnej siatki i sposób sterowania sztywnością elementów skończonych w określonych regionach. Ścianki związane z powierzchnią talerza zaworu i osi przełączono na deformowalne, przy czym



Rys. 12. *Struktury turbulentne za krawędzią spływu talerza zaworu. Wynik z analizy dynamicznej po uzyskaniu stanu cyklicznie ustalonego*



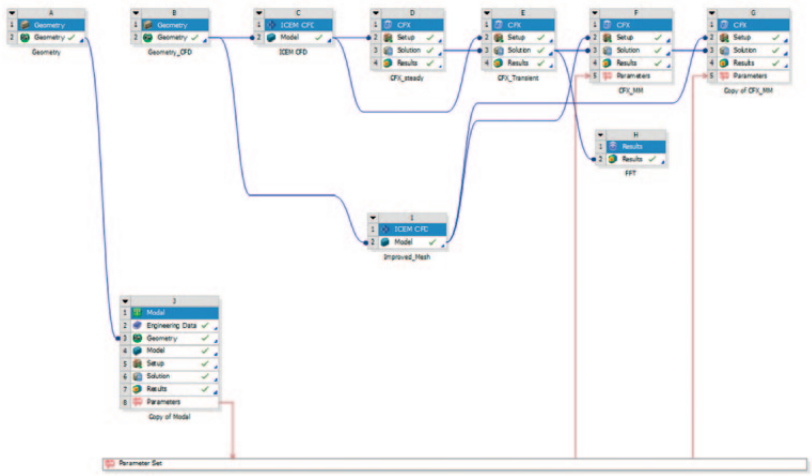
Rys. 13. *Przebieg momentu wymuszającego wzdłuż osi obrotu talerza w czasie*



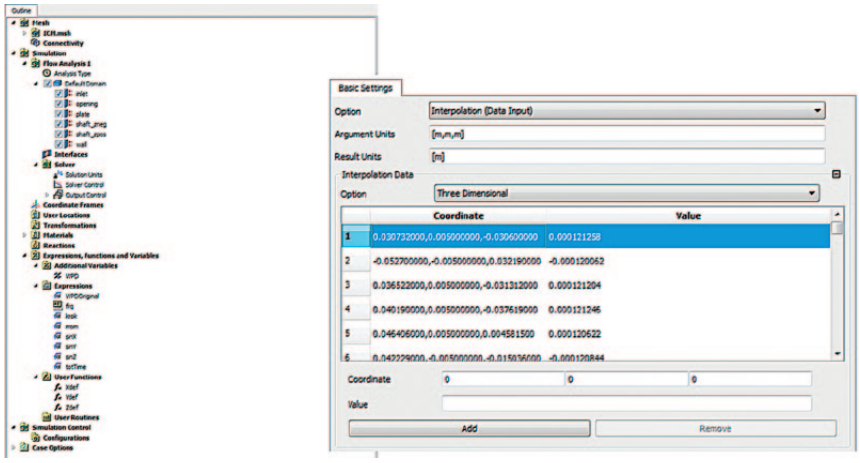
Rys. 14. *Widmo wymuszeń. Widoczne dwie dominujące częstotliwości w bliskim sąsiedztwie, co wyjaśnia efekt nakładania i tłumienia na rys. 13*

przemieszczeniami węzłów sterowały funkcje i wyrażenia omówione wcześniej. Zdefiniowano wyrażenia na obliczenie *WPD* oraz całki z *WPD* po powierzchni ścianek deformowalnych.

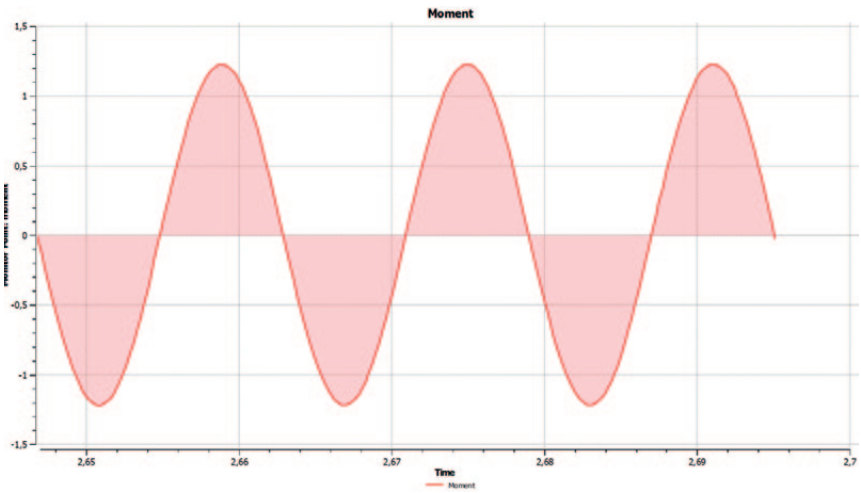
Uruchomienie solvera i uzyskanie powtarzalnego przebiegu monitorowanych charakterystyk nastąpiło bardzo szybko – po 8–10 cyklach drgania, czyli po około 600–700 krokach czasowych. Pojedynczy cykl drgania odwzorowywano przez 72 kroki czasowe (tu również skorzystano z dobrodziejstw parametryzacji i przesyłania parametrów pomiędzy analizami).



Rys. 15. *Okno projektu w ANSYS Workbench*



Rys. 16. *Interpolacja amplitud przemieszczeń na kolejnych kierunkach układu współrzędnych*



Rys. 17. *Przebieg momentu wymuszającego względem osi obrotu talerza*

Po osiągnięciu stanu cyklicznie ustalonego obliczenia kontynuowano w bloku *G*, gdzie w odróżnieniu od bloku *F* kolekcjonowano więcej wielkości w pliku wyników oraz zapisywano pliki z pośrednich kroków czasowych.

Na rys. 17 widać przebieg momentu hydrodynamicznego oddziałującego na drgający talerz zaworu, natomiast na rys. 18 – przebieg w czasie całki po powierzchni z *WPD*.

Całkując po czasie wielkość z rys. 18, która *de facto* reprezentuje moc przekazywaną do/z płynu w ramach pojedynczego cyklu, otrzymuje się pracę tłumienia, w tym przypadku hydrodynamicznego. Zgodnie z tym, co napisano wcześniej, dodatni wynik całkowania oznacza drganie samowzbudne, a ujemny – drganie tłumione. Z wykresu na rys. 18 można przewidzieć, że wynik całkowania będzie ujemny. Poniżej zaprezentowano liczby:

Wartość średnia *WPD* (1 cykl)	=	–0,1426 W
Praca tłumienia (1 cykl)	=	–0,00117 J
Energia mechaniczna drgania	=	0,00058 J

Odnosząc wartość pracy tłumienia w pojedynczym cyklu do energii mechanicznej drgania, łatwo wyznaczyć wielkość współczynnika tłumienia:

$$\sigma = \frac{W}{E_{mech.\ drgania}} = 2{,}02$$

Oznacza to, że tłumienie rozpatrywanej postaci drgań własnych będzie nadkrytyczne, a więc drganie o takich parametrach w analizowanych warunkach nigdy nie wystąpi. Na rys. 19 przedstawiono struktury turbulentne uformowane za talerzem zaworu z uwzględnieniem drgania.

Zaprezentowany schemat działania jest o tyle wydajny, że aby przeanalizować inne częstotliwości drgań, postacie i amplitudy, wystarczy podmienić wielkości wejściowe w bloku *F* i powtórzyć obliczenia dynamiczne tylko na ostatnim etapie (tj. przepływu z ruchomą siatką). Pozwala to na stosunkowo szybkie przeszukanie przestrzeni rozwiązań w pełnym zakresie pracy urządzenia narażonego na *flutter* (dwa ostatnie etapy ze schematu na rys. 3).

Na rys. 20 przedstawiono przykładową charakterystykę dopuszczalnej pracy łopatki kompresora wyznaczoną tylko w oparciu o obliczenia aerodynamiczne oraz z rozważaniem aeroelastyczności poprzez podobną symulację dla kilkudziesięciu punktów pracy.

Podsumowanie

Przedstawiono podejście do modelowania drgań konstrukcji mechanicznych w płynie narażonych na stosunkowo istotne wymuszenia w wyniku opływu. Omówiono zwłaszcza metodę

wyznaczania znaku pracy przekazywanej z przepływu jako kryterium oceny samowzbudności. Częściowo bazowano na podejściu zastosowanym w module TBR, jednakże rozszerzono je na ogół konstrukcji, nie tylko charakteryzujących się symetrią cykliczną (mechaniczną i przepływową). Jest to o tyle nowatorskie, że zaprezentowano praktyczny z przemysłowego punktu widzenia przykład zastosowania podejścia, a niewiele jest podobnych symulacji, a już żadnej z Polski.

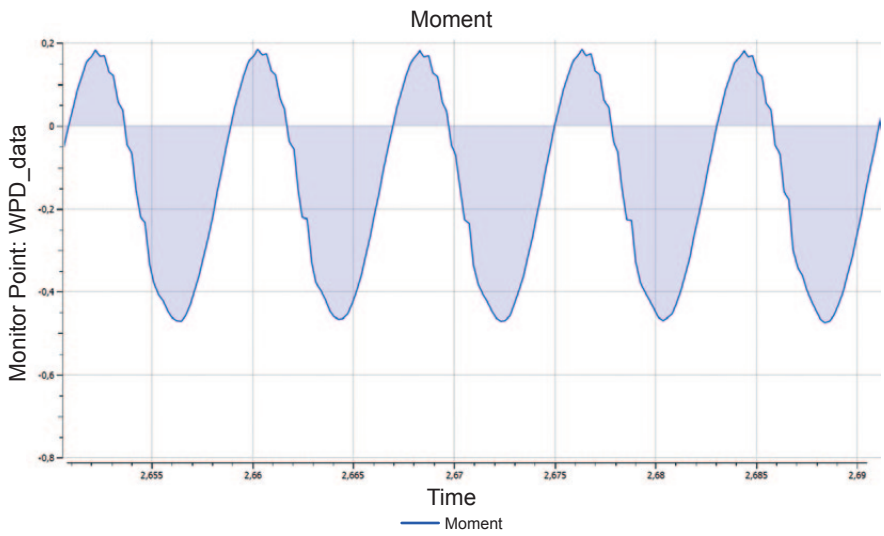
Do zalet metody należy zaliczyć jasny związek przyczynowo-skutkowy, ponieważ odwołuje się ona do dynamiki liniowej od strony analiz mechanicznych oraz stosunkowo prostej analizy dynamicznej CFD. Istotny jest również moment przełączenia z analizy o nieruchomej siatce w analizę o ruchomej siatce, co ułatwia porównanie przypadków i wyciąganie jednoznacznych wniosków.

W stosunku do dwukierunkowego FSI szybko uzyskuje się wyniki i jest możliwa pełna automatyzacja projektu, co ułatwia przebadanie wielu wariantów. Dodatkowo błąd numeryczny związany z dwukierunkowym przesyłaniem i interpolowaniem informacji, występujący w dwukierunkowym FSI, jest praktycznie wyeliminowany.

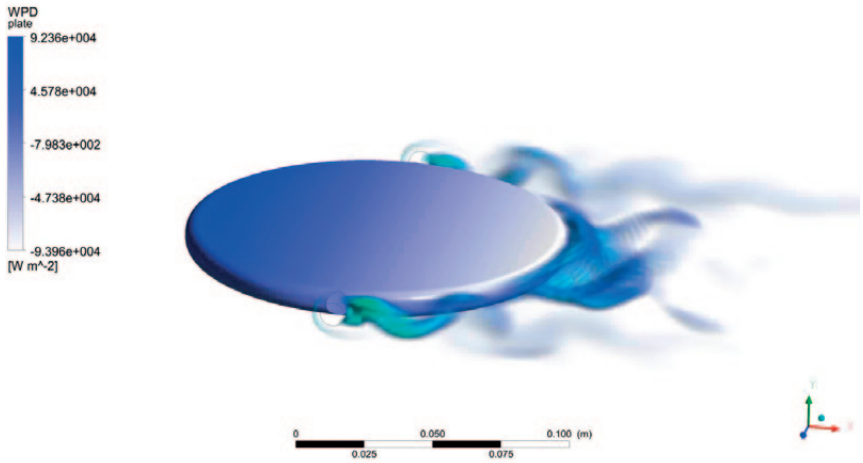
Korzystne jest także szybkie uzyskiwanie odpowiedzi konstrukcji na wymuszenia przepływowe. Okres stabilizowania się wyników ogranicza się do części dynamicznej CFD. W dwukierunkowym FSI trzeba uzyskać także powtarzalność odpowiedzi części mechanicznej, co w połączeniu z interakcją z CFD może drastycznie wydłużać obliczenia.

Do wad należy zaliczyć konieczność dostarczenia względnie dobrej siatki elementów skończonych do analizy CFD oraz przebadania różnych punktów zakresu pracy urządzenia, aby zebrać pełne dane. Jednak symulacja dwukierunkowa FSI również nie dostarcza podobnej odpowiedzi, a jedynie dane o sposobie zachowania konstrukcji w ściśle określonych warunkach.

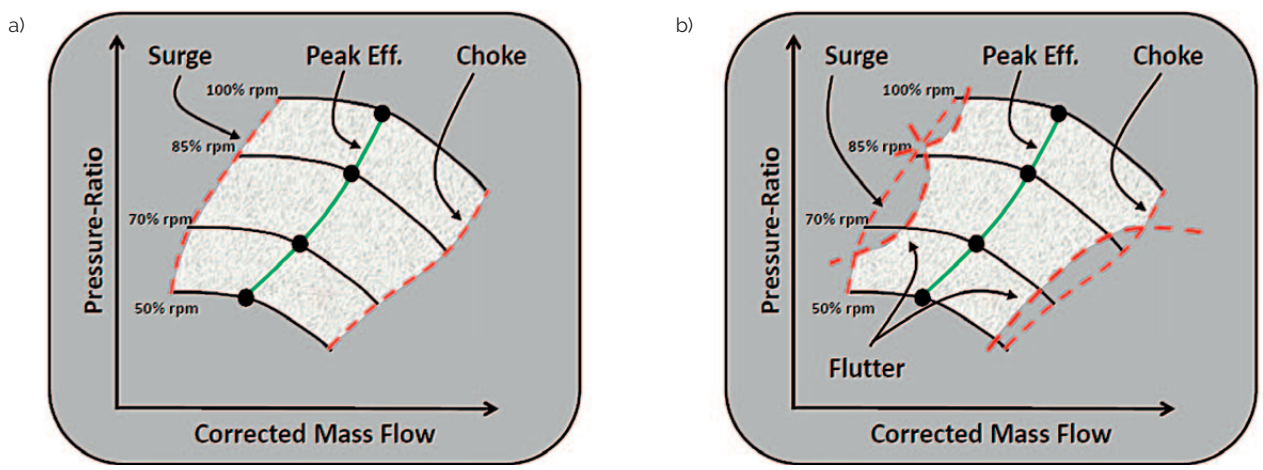
Przewagą dwukierunkowej symulacji FSI – mimo jej wysokich kosztów – jest jednoznaczna odpowiedź przepływowo-mechaniczna układu w ściśle określonych warunkach, gdzie liczba założeń i uproszczeń jest ograniczona do minimum.



Rys. 18. *Przebieg w czasie całki po powierzchni z gęstości mocy na ściance (WPD)*



Rys. 19. *Struktury turbulentne i rozkład WPD na ściankach w chwili przejścia talerza przez położenie zerowe*



Rys. 20. *Charakterystyka pracy łopatki w przypadku obliczeń tylko aerodynamicznych (a) oraz obliczeń z uwzględnieniem aeroelastyczności (b). Widoczne regiony niedopuszczalne*

Symulacja wystrzału pocisku z wykorzystaniem ANSYS Fluent i Overset Mesh

Michał Węgiel • Politechnika Krakowska • michalwegiel95@gmail.com
Maciej Kryś • MESco • mkrys@mesco.com.pl

Najczęstszym podejściem w symulacjach przepływowych jest założenie stanu ustalonego. Jeśli jednak trzeba modelować zmiany po czasie, zagadnienie może się skomplikować. Zwłaszcza gdy w grę wchodzą ruchome elementy w domenie. Standardowo każdy krok czasowy wymaga deformacji siatki, co powoduje wiele kłopotów – m.in. większe są rozmiary plików z wynikami, występują problemy z jakością czy domykanie szczelin. Dzięki wprowadzeniu do ANSYS Fluent metody Overset Mesh udało się uniknąć części z tych uniedogodnień. W artykule przedstawiono analizę z dynamiczną siatką na przykładzie wystrzału pocisku z lufy o małym kalibrze.

Czym jest Overset Mesh (Chimera)

Metoda nakładanych siatek – Overset – to nowe podejście do składania domeny obliczeniowej z kilku części. Części siatkuje się niezależnie od siebie i nakłada na tło, tworząc interfejs nałożenia (Overset Interface).

Jak działa Overset Interface?

Algorytm wyszukuje komórki poza domeną obliczeniową i zaznacza je jako martwe (*dead*). Następnie próbuje zminimalizować obszar, w którym nakładają się komórki części z tłem. Dublujące się elementy również oznacza jako martwe. Warstwa komórek przystających do martwych oznaczana jest jako odbiorca (*receptor*). Pozostałe komórki to komórki obliczeniowe (*solve*).

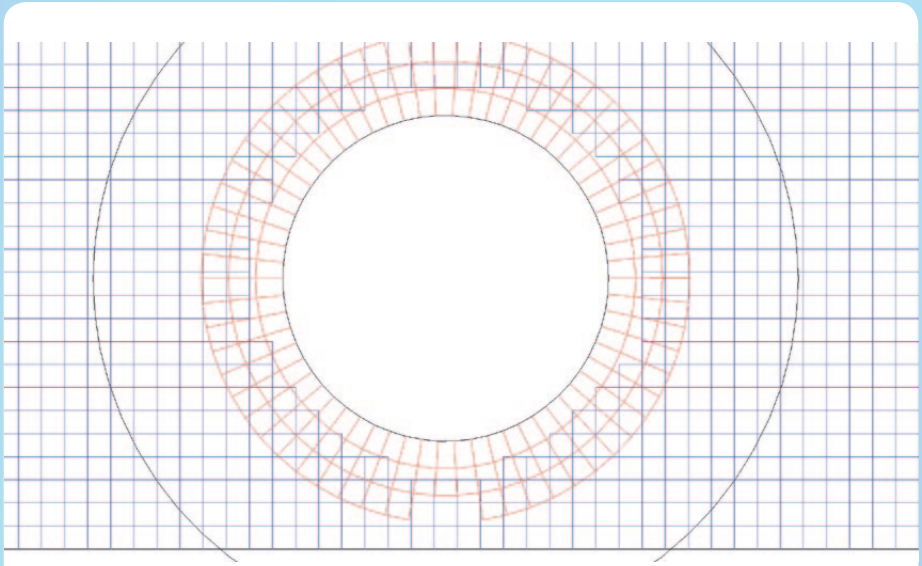
Ostatecznie dla każdej komórki odbiorcy wyszukiwany jest dawca (*donor*). Komórki odbiorcy i dawcy muszą się pokrywać, z kolei dawcy muszą należeć do grupy obliczeniowej. Jeśli nie uda się znaleźć dawcy informacji, komórka zostaje oznaczona jako sierotka (*orphan*).

Główne zalety tej metody:

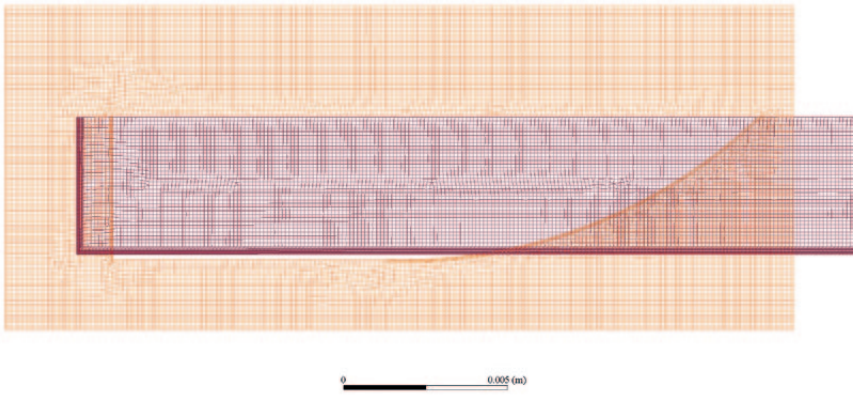
- brak konieczności remeshingu,
- możliwość szybkiej podmiany części (analiza wielowariantowa),
- wysoka jakość siatki,
- możliwość uzyskania lokalnie strukturalnej siatki w domenie niestrukturalnej (i na odwrót),
- przenikające się ściany pozwalają usunąć niewielkie szczeliny.

Opis symulacji

Symulacja została przeprowadzona na uproszczonym modelu 2D, z wykorzystaniem modułu do obliczeń ruchu brył sztywnych (6DOF Solver) oraz metody



Rys. 1. *Przykładowa siatka Overset*



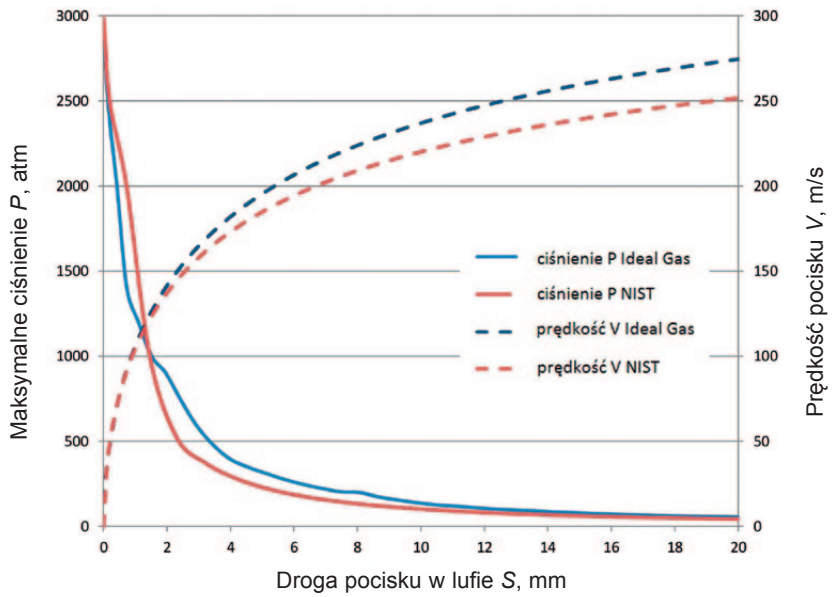
Rys. 2. *Siatka pocisku nakładająca się na siatkę domeny*

Overset Mesh. Do obliczeń posłużył model turbulencji k–ω SST. Detonacja – będąca warunkiem początkowym symulacji – została zaimplementowana jako wysoka temperatura oraz ciśnienie w komorze za pociskiem (2000 K i 3000 atm). Z powodu gwałtownych zmian zachodzących w lufie krok czasowy powinien być bardzo niewielki i początkowo wynosił 5e7s, na późniejszym etapie symulacji został zwiększony.

Porównano dwa modele materiałowe powietrza – Ideal Gas oraz gaz rzeczywisty w oparciu o bazę NIST. Siatka pocisku została tak skonstruowana, by ściana boczna pocisku nieznacznie wychodziła poza domenę tła. Dzięki temu uzyskano szczelność komory spalania.

Baza NIST

Jest to baza ponad 120 płynów oraz ich mieszanin, wykorzystująca dane pomiarowe zebrane przez National Institute of Standards and Technology (NIST). Podczas gdy inne modele oparte są na wyrażeniach matematycznych, baza NIST ma formę tabelaryczną. Solver pobiera wartości w sposób interpolacyjny, co wydłuża czas obliczeń, ale korzystanie z tej bazy ułatwia uzyskanie zbieżności obliczeń oraz gwarantuje otrzymanie wyników bardzo zbliżonych do rzeczywistości.

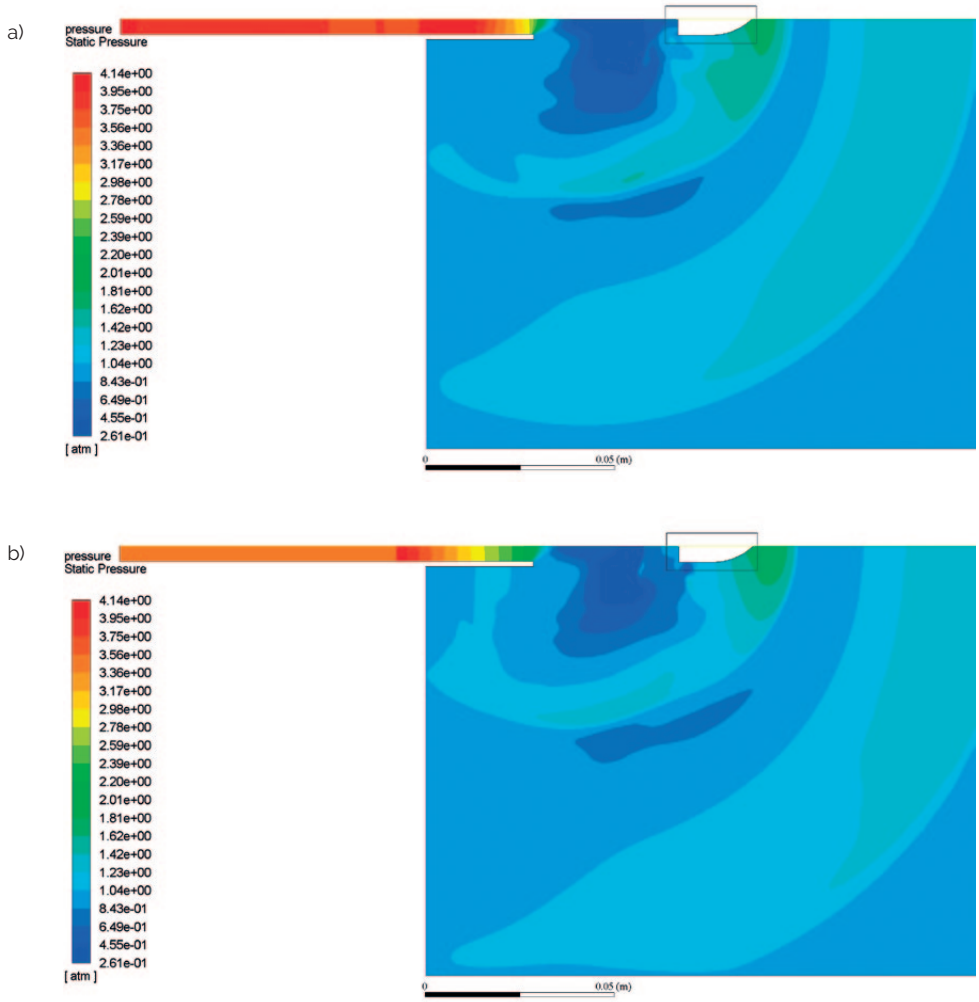


Rys. 3. *Wykres prędkości pocisku oraz ciśnienia maksymalnego dla przeliczonych modeli*

Podsumowanie

Zastosowanie metody nakładanych siatek ułatwiło przeprowadzenie symulacji. Ponieważ metoda jest wciąż rozwijana, wraz z nowymi aktualizacjami znajduje ona coraz szersze zastosowanie. Uzyskano podobne rezultaty dla obydwu modeli materiałowych powietrza, przy czym można zauważyć rozbieżność w początkowej fazie symulacji. Różnica wynika z tego, że równanie gazu doskonałego nie jest zalecane do zagadnień wysokiego ciśnienia.

Rys. 4. *Rozkład ciśnienia po wylocie pocisku z lufy:*
a) model Ideal Gas,
b) model oparty na bazie NIST



Wyznaczanie charakterystyki mechanicznej dla turbiny Savoniusa

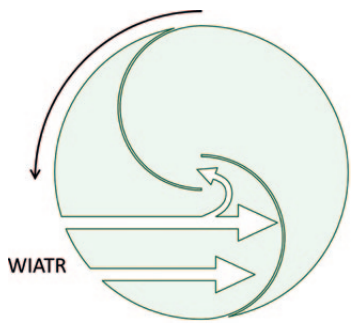
Michał Węgiel
- Politechnika Krakowska
- michalwegiel95@gmail.com

Maciej Kryś
- MESco
- mkrys@mesco.com.pl

Podczas projektowania maszyn wirnikowych najczęściej optymalizuje się konstrukcję dla jednego, ustalonego punktu pracy. Niemniej na końcu procesu konieczne jest wyznaczenie charakterystyki urządzenia, tak aby określić jego optymalny punkt pracy oraz zaprogramować sterownik urządzenia. Artykuł opisuje, na przykładzie turbiny Savoniusa, w jaki sposób można łatwo wyznaczyć taką charakterystykę, korzystając z narzędzia ANSYS Fluent.

Czym jest turbina Savoniusa?

Turbina Savoniusa jest turbiną wiatrową o pionowej osi obrotu (VAWT – Vertical Axis Wind Turbine). Jej poziomy przekrój przypomina kształtem literę S, a dzięki niezmiennemu konturowi w osi pionowej turbina idealnie nadaje się do przeprowadzania symulacji w 2D, jednakże zaprezentowaną metodę można wykorzystać do każdego rodzaju turbin czy silników, również do modeli trójwymiarowych.



Rys. 1. *Schemat działania turbiny Savoniusa*

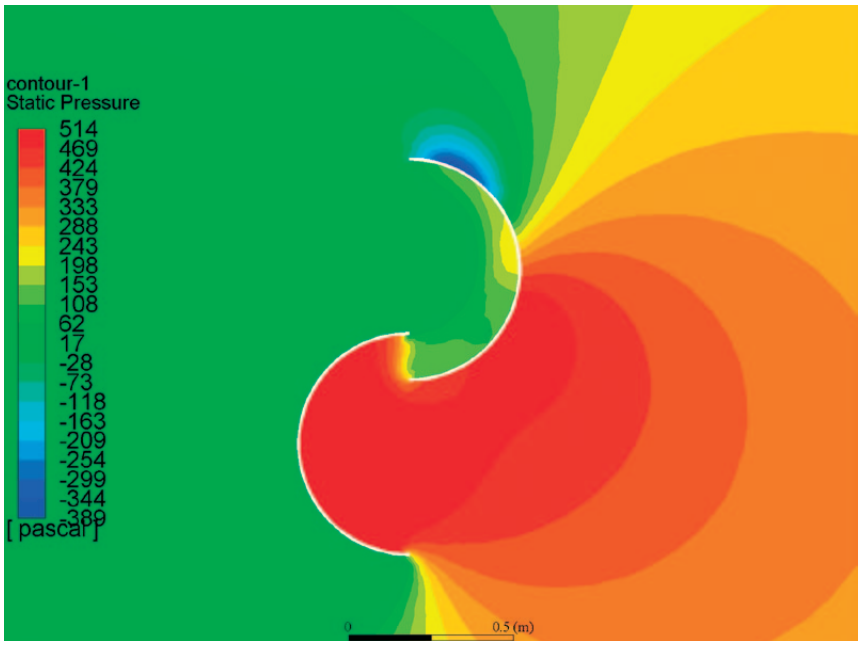
Podstawowymi zaletami turbiny Savoniusa są: cicha praca, prostota konstrukcji, wytrzymałość oraz możliwość działania nawet w bardzo niekorzystnych warunkach.

Niestety ma ona również wady. Ze względu na duży moment bezwładności turbina może mieć problem ze startem przy słabym wietrze. Poza tym jest słabo wydajna. Dlatego znajduje zastosowanie w sytuacjach, gdy niskie koszty oraz niezawodność są ważniejsze niż efektywność.

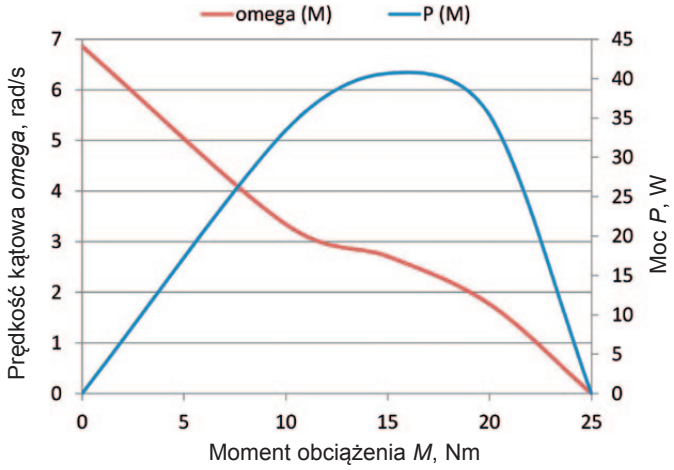
Charakterystyka mechaniczna – po co oraz jak ją wyznaczyć?

Charakterystyka mechaniczna opisuje zależność obrotów od zadanego momentu obciążenia. Stopniowo zwiększając obciążenie turbiny, można zaobserwować spadek prędkości obrotowej.

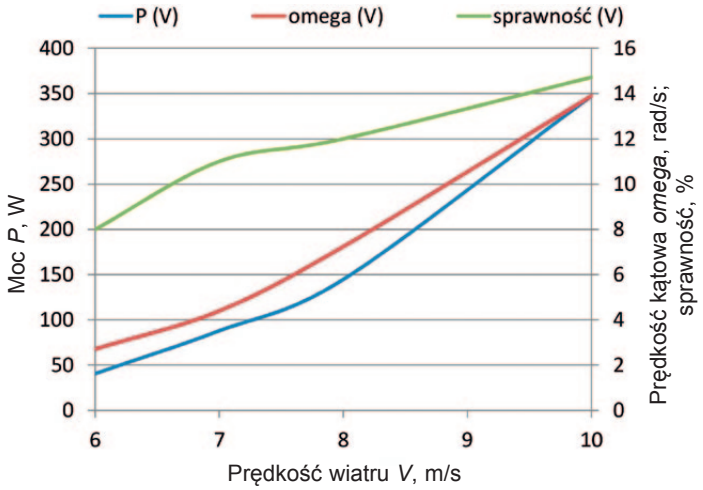
Ponieważ moc przekazywana przez wał jest równa iloczynowi prędkości kątowej w rad/s oraz momentowi obciążenia w Nm, można wywnioskować, że jest taki punkt pracy turbiny, gdzie przy danej prędkości wiatru, jeśli zada się odpowiednie obciążenie, można uzyskać maksymalną moc. Znając tę zależność, w układzie stertowania generatora można



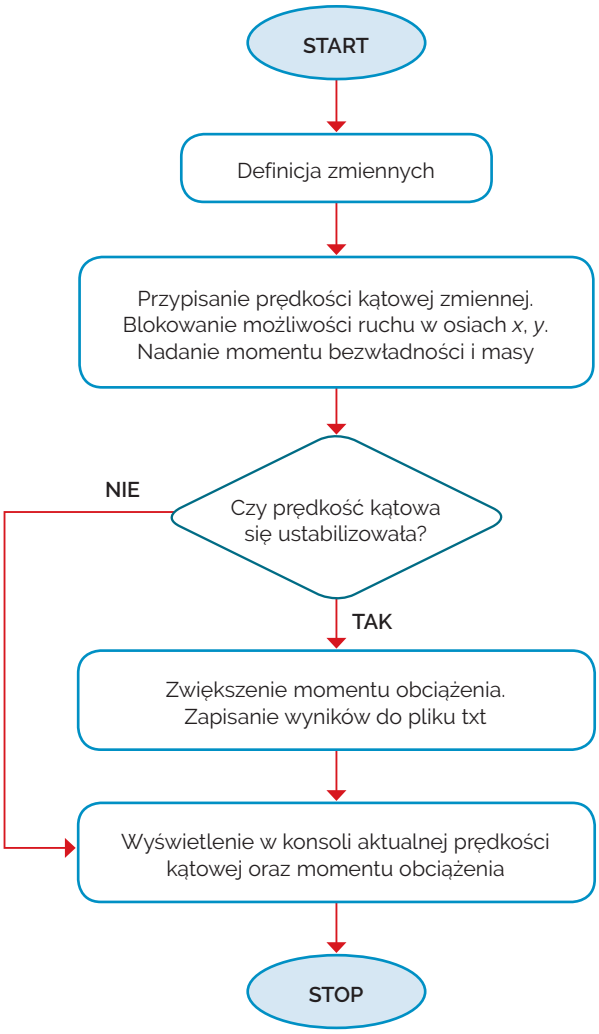
Rys. 2. *Rozkład ciśnienia pracującej turbiny*



Rys. 3. *Charakterystyka dla prędkości wiatru 6 m/s*



Rys. 4. *Charakterystyka dla prędkości wiatru w zakresie 6÷10 m/s*



Rys. 5. *Schemat blokowy opisujący działanie UDF-a*

tak dobierać obciążenie turbiny, aby cały czas pracowała w optymalnych punktach sprawności.

Opis symulacji

Symulacja została przeprowadzona w programie ANSYS Fluent z wykorzystaniem metody siatek nakładanych (Overset Mesh) oraz modułu do obliczeń ruchu brył sztywnych (6DOF Solver). Zdefiniowano funkcję użytkownika (UDF), która określa parametry mechaniczne bryły sztywnej oraz kontroluje obciążenie turbiny.

Wykorzystanie UDF-a pozwala zautomatyzować proces wyznaczania charakterystyki i ogranicza ingerencję użytkownika do minimum. Z kolei dzięki metodzie Overset Mesh można uniknąć kłopotliwej deformacji siatki i remeshingu domeny.

Do obliczeń użyto modelu turbulencji k–ω SST, model gazu zakłada stałą gęstość powietrza, aby uprościć obliczenia, a krok czasowy jest ustawiony na 0,005 s.

Opis UDF-a

Początkowo UDF pozwala turbinie rozpędzić się, po czym dla zdefiniowanego kroku czasowego zadaje początkowy moment obciążenia i czeka, aż obroty się ustabilizują.

Zadana jest funkcja sprawdzająca, która monitoruje zmianę prędkości kątowej pomiędzy krokami czasowymi i jeżeli zmiana jest odpowiednio niewielka, zapisuje wyniki w pliku tekstowym oraz zwiększa moment obciążenia. Cykl powtarzany jest tak długo, aż stale rosnący moment obciążenia spowoduje zatrzymanie turbiny.

Przebieg czasowy momentu siły, powstającego od wiatru na łopatach turbiny, ma charakter sinusoidalny. Zależność ta wynika ze zmiennego położenia łopat względem kierunku wiatru. Dlatego UDF sprawdza zbieżność w odstępie sekundy, czyli 200 kroków czasowych, aby zniwelować lokalne wahania prędkości, a brać pod uwagę jedynie zmiany globalne.

Przewaga symulacji

Zdecydowanie największą przewagą symulacji nad klasycznym rozwiązaniem jest oszczędność czasu. Ponieważ charakterystykę należy wykonać dla szerokiego spektrum prędkości wiatru, w praktyce może się to okazać skomplikowane. W tym przypadku, nawet jeżeli wyniki uzyskane podczas symulacji odbiegają od rzeczywistości (ze względu np. na brak danych o oporach mechanicznych łożysk), turbina może zacząć pracę, a sterownik może być udoskonalony przy późniejszych pomiarach.

Cały proces będzie jeszcze łatwiejszy, jeśli użyje się opisanej funkcji użytkownika. Ingerencja użytkownika ograniczona jest wtedy do definicji kroku czasowego i tolerancji zmiany prędkości kątowej w funkcji sprawdzającej.

Dzięki dużemu przyspieszeniu można w tym samym czasie sprawdzić dużo więcej wariantów konstrukcyjnych i wyłonić najlepszą opcję.

Projektowanie rozdzielnic w oparciu o symulację komputerową

Tomasz Kądziołka • MESco • tkadziolka@mesco.com.pl

Rozdzielnice niskiego napięcia przed wprowadzeniem na rynek muszą zostać poddane szeregowi testów zgodnie z dyrektywą elektromaszynową – zwłaszcza z normą IEC-61439. Jednym z bardziej wymagających testów jest weryfikacja obciążenia termicznego, szczegółowo opisana w punkcie 10.10 IEC-61439. Według normy producent rozdzielnicy powinien zbadać testem termicznym wszystkie warianty modułów elektrycznych znajdujących się w ofercie, co jest czasochłonne i kosztowne.

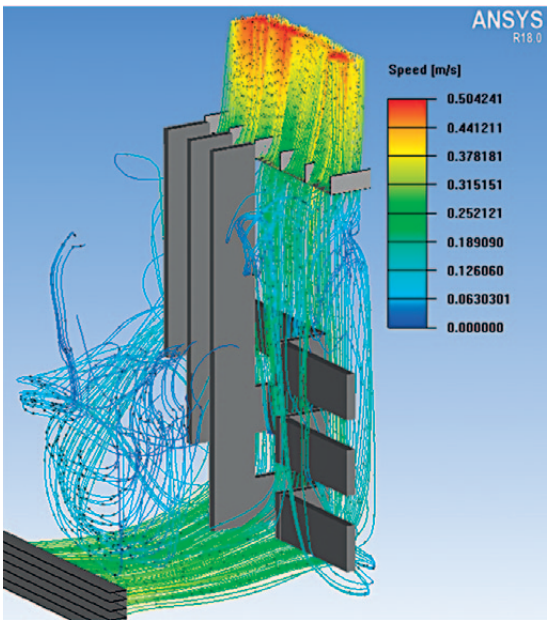
Postęp technologiczny oraz dynamika rynku wymuszają na producentach aparatury rozdzielczej wprowadzanie na rynek nowych serii produktów z dużo większą częstotliwością, co bezpośrednio przekłada się na wzrost inwestycji w rozwój produktu, którego nieodłączną część stanowią drogie badania certyfikacyjne. Duże nakłady inwestycyjne oraz rosnąca konkurencja sprawiają, że zastosowanie symulacji komputerowej staje się nieodzownym etapem projektowania w nowoczesnych firmach i znacząco obniża koszty prac badawczo-rozwojowych, a przy okazji wpisuje się w idee czwartej rewolucji przemysłowej – Industry 4.0.

Na rysunkach przedstawiono opracowaną w MESco dla firmy Rockwell Automation metodologię projektowania rozdzielnic w oparciu o symulację komputerową. Praktyczny przykład obliczeniowy pokazuje wykorzystanie analizy sprzężonej do wyznaczenia temperatury w 10 krytycznych punktach wskazanych w normie IEC-61439 dla rozdzielnic niskiego napięcia.

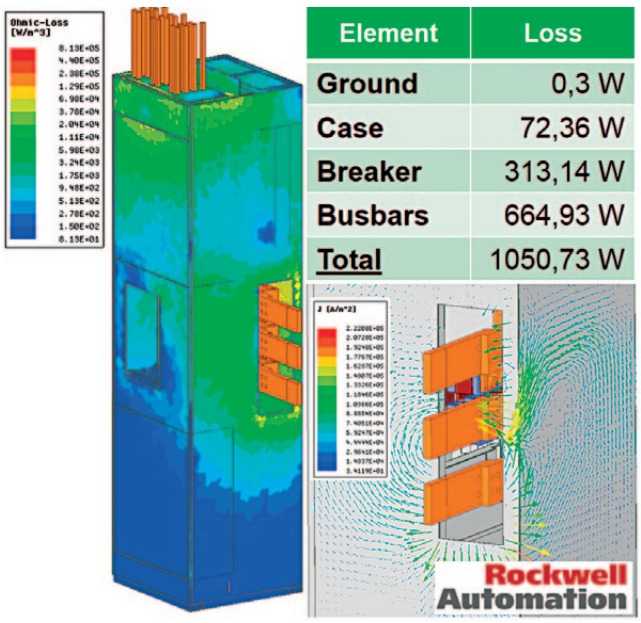
Wykorzystano moduł ANSYS Maxwell do obliczeń elektromagnetycznych, umożliwiający wyznaczenie strat Joule'a w elementach przewodzących z uwzględnieniem strat dodatkowych związanych z przemiennym polem magnetycznym, biorący pod uwagę m.in. zjawisko wypierania prądu w szynoprzewodach oraz indukowanie się prądów wirowych w metalowych elementach konstrukcyjnych.

Kolejnym krokiem analizy było przeniesienie strat z analizy elektromagnetycznej w ramach środowiska ANSYS Workbench do modułu CFD – ANSYS Icepak (lub ANSYS Fluent). ANSYS Icepak bazuje na solverze ANSYS Fluent i na podstawie założonych warunków brzegowych oraz wymuszeń (strat Joule'a z Maxwella) w zdyskretyzowanej domenie rozwiązuje w przybliżeniu równania ciągłości strugi, równania Naviera-Stokesa oraz równania zachowania energii cieplnej, co pozwala na wyznaczenie

Rys. 1. *Stanowisko pomiarowe w laboratorium Rockwell Automation w Katowicach*

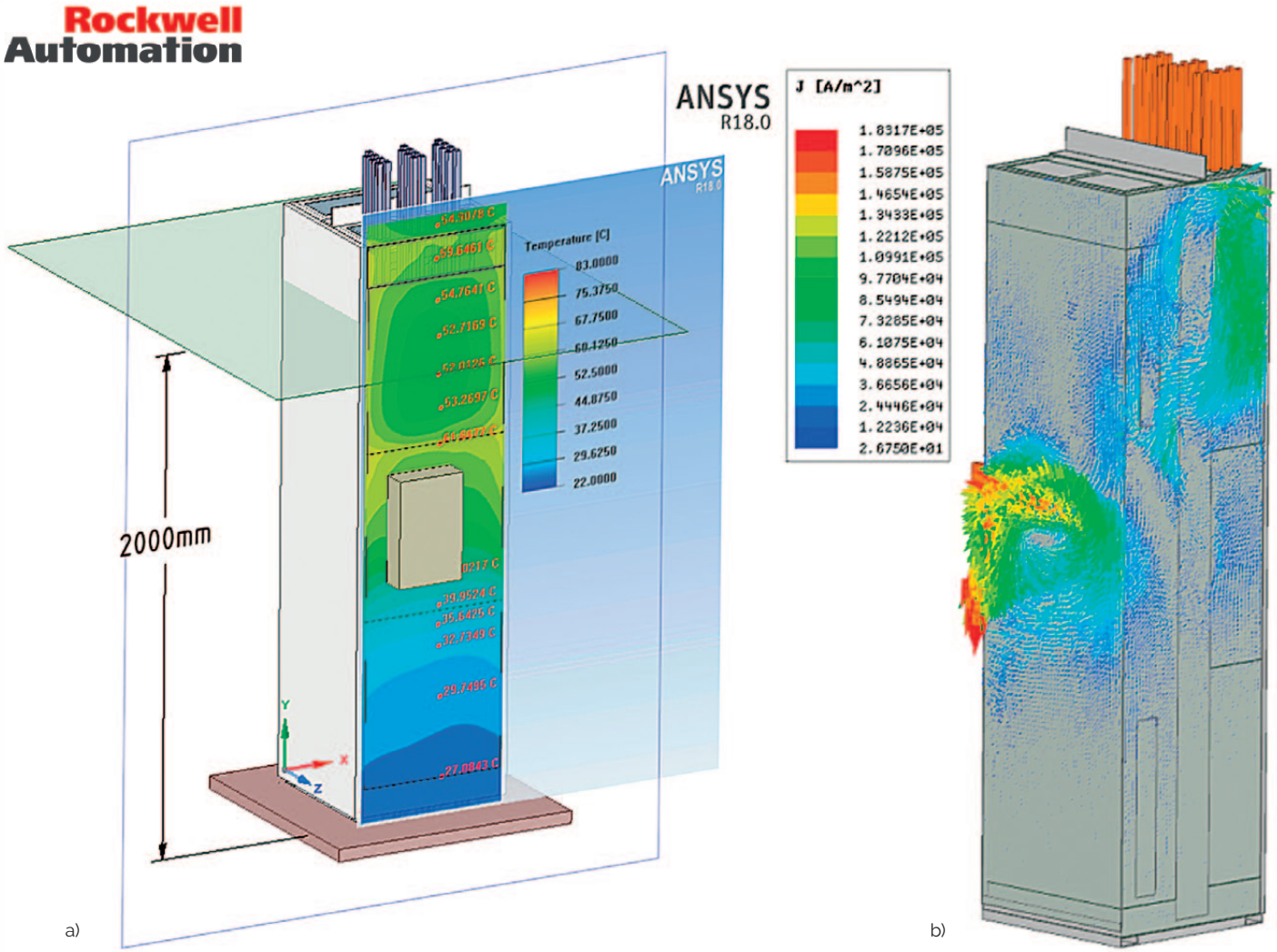


Rys. 2. *Wpływ otworów w obudowie na cyrkulację powietrza wewnątrz obudowy – model testowy*



Element	Loss
Ground	0,3 W
Case	72,36 W
Breaker	313,14 W
Busbars	664,93 W
Total	1050,73 W

Rys. 3. *Straty w obudowie w W/m³ (skala logarytmiczna – rys. lewy) oraz wartości strat w poszczególnych elementach rozdzielnicy*



Rys. 4. *Rozkład temperatury na obudowie rozdzielnicy podczas pracy dla stanu ustalonego (a) oraz gęstości prądów wirowych w obudowie rozdzielnicy (b)*

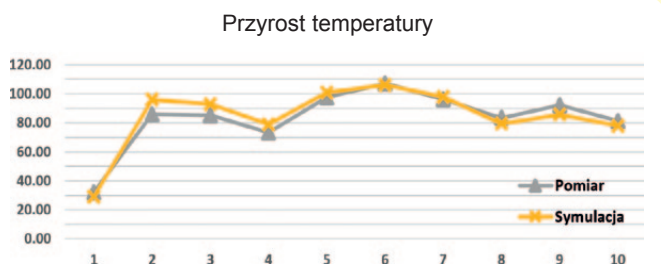
Rys. 5. *Termopara umieszczona na środkowej fazie przyłącza klienta*

temperatury, do jakiej nagrzeje się rozdzielnica – w tym temperatury w newralgicznych punktach. Aby otrzymać dokładniejsze wyniki, założono parametry materiałowe uwzględniające zmianę konduktywności miedzi od temperatury, pozwalając na wykonanie sprzężenia dwustronnego.

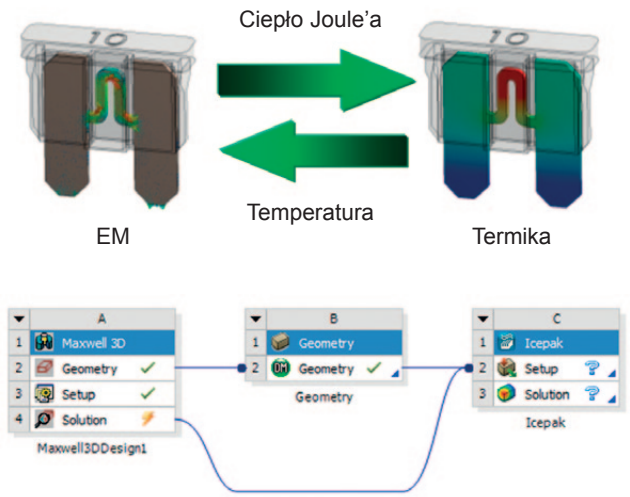
Z myślą o weryfikacji modelu numerycznego w laboratorium firmy Rockwell Automation wykonano test termiczny rozdzielnicy według normy IEC-61439–1, a otrzymane dane pomiarowe zestawiono z wartościami przyrostów temperatury z symulacji komputerowej (rys. 6).

Model numeryczny pozwolił na uzyskanie bardzo dobrej korelacji między symulacją komputerową a testem w laboratorium, dając podstawę do prowadzenia dalszych prac badawczo-rozwojowych związanych z lepszym odwzorowaniem w modelu zjawisk zachodzących w rozdzielnicach niskiego napięcia.

Wykorzystanie symulacji komputerowej pozwala m.in. na optymalizację konstrukcji rozdzielnic, dzięki czemu można lepiej oddawać ciepło do otoczenia, a także wyeliminować miejsca stagnacji powietrza.



Rys. 6. *Przyrosty temperatur w poszczególnych punktach pomiarowych oraz symulacji komputerowej*



Rys. 7. *Schemat analizy sprzężonej EM-CFD w ANSYS Workbench*

ANSYS®

Wydawca: MESCO Sp. z o.o.
ul. Górnicza 20A, 42-600 Tarnowskie Góry
tel. +48 (32) 768 36 36, faks +48 (32) 768 36 35
info@mesco.com.pl, www.mesco.com.pl

Redakcja i korekta: Anna Wojewódzka, Małgorzata Pilewicz
Projekt graficzny i skład: Marzena Rosochacz

MESCO jest przedstawicielem firmy ANSYS w Polsce oraz Preferowanym Partnerem Hewlett-Packard.

Firma wykonuje zlecone symulacje komputerowe z zakresu mechaniki, przepływów i elektromagnetyzmu, tworzy specjalistyczne oprogramowanie, prowadzi sprzedaż i wsparcie techniczne oprogramowania ANSYS, nCode i LSTC.

MESCO jest również Partnerem HP w Polsce. Prowadzi wsparcie IT i dostarcza prekonfigurowane stanowiska pracy oparte na rozwiązaniach sprzętowych HP – od mobilnych stacji roboczych po serwery obliczeniowe.