

Henryk SUDOŁ, Jan MUCHOWSKI, Piotr PIĄTEK

WSTĘPNE BADANIA UTRATY STATECZNOŚCI KONSTRUKCJI SKUTERA PODWODNEGO

W artykule przedstawiono sposoby obliczania maksymalnego ciśnienia krytycznego dla konstrukcji skutera podwodnego z użyciem wzorów analitycznych oraz analiz numerycznych.

WSTĘP

W ostatnich latach można zauważyć rosnące zainteresowanie nurkowaniem profesjonalnym (prace podwodne) i rekreacyjnym. Pociąga to za sobą dynamiczny rozwój wszelkiego rodzaju sprzętu nurkowego. Jednym z ciekawszych urządzeń ułatwiających pracę nurka jest skuter podwodny (ang. Diver Propulsion Vehicle DPV). Zadaniem skutera jest holowanie nurka pod wodą pozwalając na osiąganie większych prędkości (nawet do 1,5 m/s) oraz dużych zasięgów, często powyżej kilkunastu km, przy minimalnym zmęczeniu nurka w porównaniu do nurkowania swobodnego. Jednym z wymagań stawianym skuterom podwodnym jest z jednej strony minimalizacja masy, a z drugiej zapewnienie niezawodnej pracy na dużych głębokościach. W związku z tym konstruktorzy podejmujący prace projektowe dotyczące zagadnień wytrzymałościowych muszą posiadać pewne i szybkie narzędzie pozwalające obliczać maksymalne dopuszczalne obciążenia konstrukcji skutera pochodzące ciśnienia hydrostatycznego.

Celem badań opisanych w artykule było:

- sprawdzenie możliwości użytkowania skutera marki SeaCraft model Ghost na głębokości powyżej 300m co, odpowiada obciążeniu jego konstrukcji jednorodnym ciśnieniem hydrostatycznym rzędu $30 \cdot 10^5$ Pa (dla wody słodkiej), przy wykorzystaniu metod analitycznych, numerycznych i eksperymentalnych;
- walidacja oprogramowania SolidWorks Simulation do obliczeń wytrzymałościowych struktur cienkościennych obciążonych jednorodnym ciśnieniem.

Badania przedstawione w artykule powstały w oparciu o sprzęt i oprogramowanie należące do Centrum Badawczo Rozwojowego Technologii Napędowych i Lotniczych, Stowarzyszenia B-4 z Rzeszowa we współpracy z Akademią Marynarki Wojennej i Politechniką Rzeszowskiej.

1. SKUTER NURKOWY

Skuter nurkowy jest urządzeniem o napędzie elektrycznym służącym do szybkiego przemieszczania się nurka pod wodą. Skutery podwodne można podzielić na dwie główne grupy:

- a) rekreacyjne – stosunkowo tanie, wykonane głównie z tworzyw sztucznych, o ograniczonych parametrach użytkowych (prędkość, zasięg, głębokość zanurzenia);



Rys. 1. Profesjonalny skuter podwodny z nurkiem (autor: Irena Stangierska)

- b) profesjonalne – wykonane ze stopów aluminium, tworzyw sztucznych, kompozytów węglowych, znacząco przewyższające swoimi osiągnięciami skutery rekreacyjne (rys. 1).

Przedmiotem analiz prezentowanych w artykule jest profesjonalny skuter podwodny marki Seacraft model Ghost i jego najbardziej obciążone elementy nośne:

- korpus do którego mocowany jest pędnik w którego skład wchodzi: bezszczotkowy silnik elektryczny, śruba napędowa, dysza oraz kierownice strug;
- cylindryczna rura wewnątrz której znajduje się pakiet akumulatorów;
- kołpak przedni.

Materiałami użytymi do budowy są głównie stopy aluminium oraz w niewielkim zakresie tworzywa sztuczne jako elementy pomocnicze.

Biorąc pod uwagę specyfikę elementów nośnych konstrukcji skutera tj. masywne, relatywnie grube elementy korpusu i kołpaka oraz smukłą cienkościenną rurę można przewidywać, że pierwszorzędne znaczenie warunkujące możliwość użytkowania skutera na dużych głębokościach będzie miało zjawisko utraty stateczności przez rurę skutera. Skuter przedstawiono na Rys 2.



Rys.2. Profesjonalny skuter podwodny firmy Seacraft (źródło własne)

2. BADANIA ANALITYCZNE UŻYTE WZORY

Celem badań analitycznych było obliczenie za pomocą wzorów analitycznych pochodzących z literatury [1,2] maksymalnego ciśnienia hydrostatycznego zwanego ciśnieniem krytycznym powyżej którego może wystąpić utrata stateczności przez rurę skutera. Analizowanym elementem konstrukcyjnym jest tylko rura ponieważ założono, że korpus oraz kołpak na które nasuwana jest rura są sztywne i nie istnieje ryzyko utraty stateczności lub przekroczenia w nich naprężeń powyżej granicy plastyczności. Zakresem stosowalności użytych wzorów są obliczenia ciśnienia krytycznego dla cienkościennej rury wykonanej z materiału izotropowego o skończonej długości podpartej swobodnie na końcach i obciążonej zewnętrznym jednorodnym ciśnieniem hydrostatycznym.

2.1. Parametry geometryczne i materiałowe

W tabeli 1 przedstawiono dane użyte do obliczeń analitycznych w celu określenia ciśnienia krytycznego dla rury i porównania wyników z analizą numeryczną.

Tab. 1. Dane geometryczne i materiałowe użyte do obliczeń

Długość rury	L	0,49	m
Promień rury	R	0,104	m
Grubość rury	h	0,004	m
Średnica	d	0,208	m
Moduł Younga	E	6,958*10 ⁵	Pa
Moduł Poissona	ν	0,332	-

Ciśnienie krytyczne dla rury nieskończonej wyliczono wykorzystując dwa źródła:

1. Z materiałów ze źródła [1]:

$$p_{kryt} = \frac{0,855}{(1 - \nu^2)^{\frac{3}{5}}} \cdot \frac{E \cdot \sqrt{\gamma}}{\left(\frac{R}{h}\right)^{\frac{5}{2}} \cdot \left(\frac{L}{R}\right)} \quad (1)$$

gdzie: $\gamma = 1 - 0,901(1 - e^{-\varphi})$

$$p_{kryt} = 3,3685 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

2. Według Winderburga i Trillinga [2]:

$$p_{kryt} = \frac{2,42 \cdot E \cdot \left(\frac{t}{2a}\right)^{\frac{5}{2}}}{(1 - \nu^2)^{0,75} \cdot \left(\frac{L}{2a}\right) - 0,447 \cdot \left(\frac{t}{2a}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (2)$$

$$p_{kryt} = 3,9901 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\text{gdzie: } a = R + \left(\frac{h}{2}\right)$$

Z obliczeń wynika, że ciśnienie krytyczne obliczone za pomocą wzoru 1 i 2 są zbliżone, natomiast wynik z wzoru 2 jest zbliżony

z wynikiem nieliniowej analizy statycznej przedstawionej dalej. W celu lepszej weryfikacji analizy numerycznej porównano oprócz maksymalnego ciśnienia krytycznego, również naprężenia zredukowane wg. Hipotezy Hubera w płaszczu rury obliczone wg. poniższych wzorów dla maksymalnego ciśnienia krytycznego.

3. Naprężenia obwodowe w rurze:

$$\sigma_r = \frac{p_{kryt} \cdot R}{h} = 1,0374 \cdot 10^8 \text{ Pa} \quad (3)$$

4. Naprężenia wzdłużne:

$$\sigma_l = \frac{p_{kryt} \cdot R}{2h} = 5,1871 \cdot 10^7 \text{ Pa} \quad (4)$$

5. Naprężenia zredukowane:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_r^2 - \sigma_r \cdot \sigma_l + \sigma_l^2} = 8,9844 \cdot 10^7 \text{ Pa} \quad (5)$$

3. BADANIA NUMERYCZNE

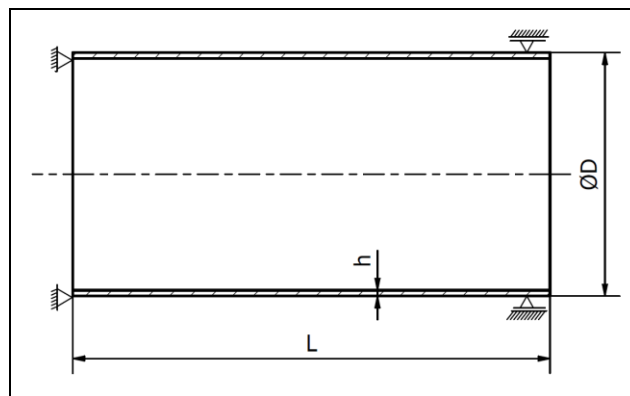
Badania numeryczne miały na celu sprawdzenie przydatności oprogramowania SolidWorks Simulation wykorzystującego metodą elementów skończonych do obliczeń wytrzymałościowych oraz utraty stateczności niezbędnych w procesie projektowania skutera podwodnego. W analizie numerycznej wykorzystano dedykowany moduł do analizy wyboczenia według teorii liniowej oraz nieliniową analizę statyczną. Weryfikacja w tym przypadku opiera się o porównanie wyników obliczeń ciśnienia krytycznego oraz naprężeń zredukowanych w płaszczu rury, uzyskanych w obliczeniach analitycznych z wzoru 1 i 2. Weryfikację eksperymentalną wzoru nr 2 można odnaleźć w [2].

3.1. Model geometryczny oraz materiałowy użyty w analizach

Model geometryczny użyty do analizy numerycznej stanowi trójwymiarowa osiowoosymetryczna rura o wymiarach i właściwościach mechanicznych takich jak w Tab.1. Użyto izotropowego liniowo sprężystego modelu materiału, co dla uzyskanych wartości naprężeń nie powinno wprowadzać znaczącego błędu.

3.2. Warunki podparcia oraz warunki brzegowe.

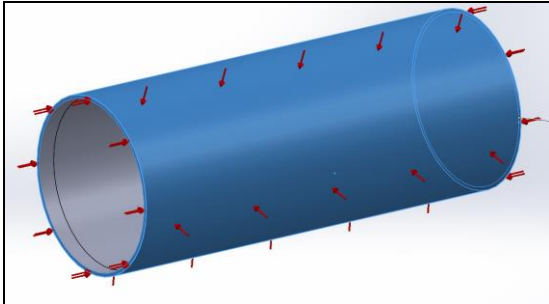
Warunki podparcia pokazano na rysunku 3. Warunki podparcia starano się dobrać tak, aby możliwe jak najwiarygodniej odpowiadały one warunkom rzeczywistym.



Rys 3. Schemat zamocowania modelu badawczego (źródło własne)

W związku z tym, że rura na obu swoich końcach nie ma możliwości zmiany swojej średnicy - w rzeczywistości bowiem rura wciśnięta jest na bardzo sztywne elementy korpusu i kołpaka, które w tym przypadku można traktować jak nieskończenie sztywne. Jeden koniec rury ma możliwość swobodnego ruchu wzdłuż osi

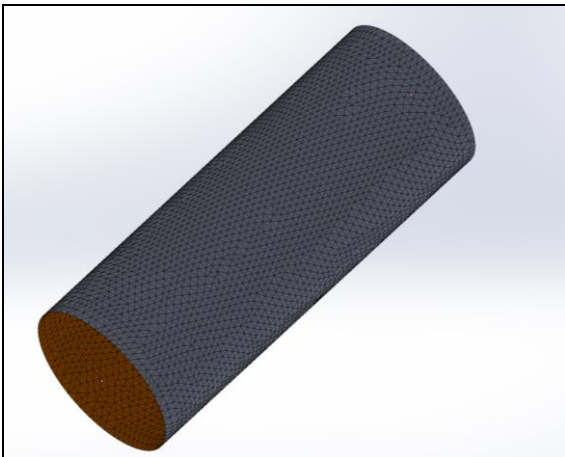
rury. Rura obciążona jest równomiernym ciśnieniem hydrostatycznym działającym od zewnątrz o wartości 10×10^5 Pa jako ciśnienie wyjściowe (ciśnienie krytyczne otrzymane w wyniku obliczeń będzie stanowiło krotność tej wartości), obciążenie osiowe stanowi przyłożona do krawędzi rury siła o wartości 34000 N, co odpowiada ciśnieniu 10×10^5 Pa działającemu na pole powierzchni przekroju poprzecznego rury. Schemat obciążenia przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Schemat obciążenia badanego modelu (źródło własne)

3.3. Siatka obliczeniowa

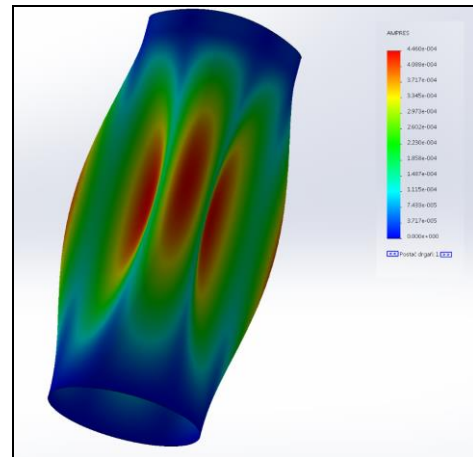
W przedstawionych analizach użyto siatki typu shell (skorupowej) o elementach trójkątnych. Użycie siatki typu shell było naturalnym wyborem zważywszy na geometrię badanej konstrukcji. W trakcie realizacji badań sprawdzono również wpływ wielkości elementów na wyniki analizy. Badanymi maksymalnymi rozmiarami elementów były: 5, 10 oraz 15 mm o proporcji boków 1,5. Zmniejszenie rozmiaru elementu z 10 do 5 mm nie powodowało wzrostu uzyskiwanych naprężeń maksymalnych oraz wartości ciśnienia krytycznego. Prezentowane w pracy wyniki odnoszą się do modelu o elementach wielkości 10 mm i liczbie elementów skończonych równej 9673, pokazanego na rysunku 5.



Rys.5. Model rury z elementami o wielkości 10mm. (źródło własne)

3.4. Analiza z użyciem modułu wyboczenia liniowego

W pierwszej kolejności postanowiono sprawdzić możliwości modułu do obliczeń wyboczenia wykorzystującego model liniowy. Wartość obciążenia krytycznego uzyskanego za pomocą tego modułu wyniosła $P_{kryt} = 5,75 \times 10^6$ [Pa]. W stosunku do obliczeń analitycznych, w porównaniu ze wzorem 1 i 2 uzyskany wynik jest odpowiednio większy o 58% i 69%. Zdecydowanie większy poziom obciążenia krytycznego, w stosunku do analiz nieliniowych i wyników uzyskiwanych z obliczeń analitycznych i eksperymentów jest zgodny z opisami teoretycznymi tej metody [4] i wynikającej z niej ograniczeń. Wynika z tego, że moduł ten nie nadaje się do analizy wyboczenia rur cylindrycznych o podobnych parametrach.

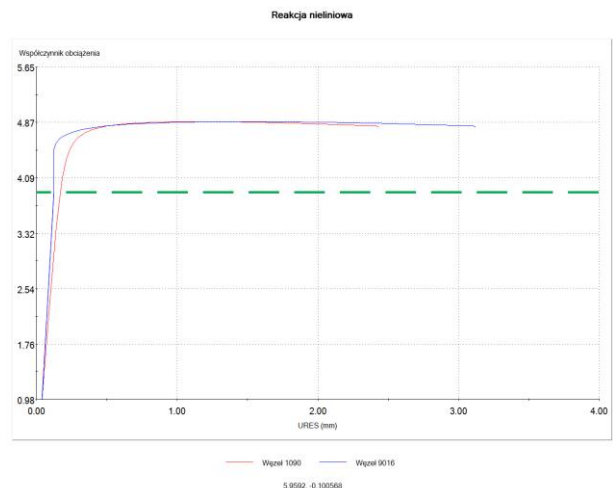


Rys.6. Przemieszczenia dla $P=P_{kryt}=4 \times 10^6$ Pa (źródło własne)

3.5. Analiza wyboczenia z użyciem modułu do obliczeń statycznych nieliniowych.

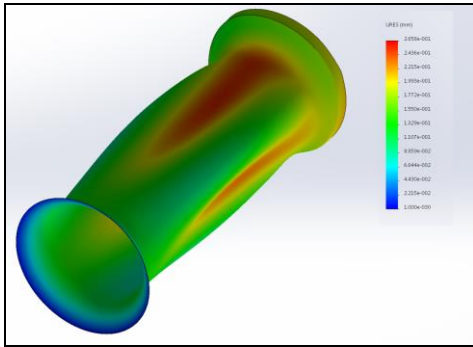
W analizie tej posłużono się solverem Direct Sparse z uwzględnieniem wyrażeń opisujących duże przemieszczenia i odkształcenia wraz z aktualizacją kierunku przyłożenia obciążeń w każdym kroku obliczeń. Do rozwiązywania układu równań MES użyto metody iteracyjnej Newtona-Raphsona z zastosowaniem przyrostowej metody kontroli długości łuku.

W wyniku obliczeń uzyskano wykres przemieszczenia się węzłów w funkcji mnożnika wartości obciążenia (1×10^6 [Pa]), przedstawiony na rysunku 7. Za wartość krytyczną obciążenia przy której następuje początek utraty stateczności przyjęto $3,85 \times 10^6$ [Pa] (rys 7 linia zielona przerywana). Wartość ta odpowiada punktowi, w którym zaczyna się nieliniowa zmiana przemieszczenia się węzłów w funkcji obciążenia.



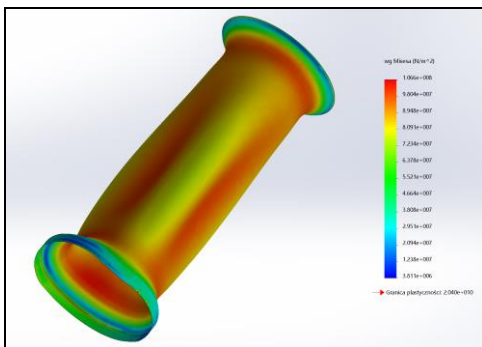
Rys.7. Wykres reakcji nieliniowej badanego modelu (źródło własne)

Analizowanymi dwoma węzłami są węzły odpowiadające największemu przemieszczeniu tzn. dla punktu maksymalnego wybrzuszenia rury na zewnątrz (węzeł nr.1090.) i do wewnątrz (węzeł nr.9016.)



Rys.8. Przemieszczenia dla $P_{kryt}=3,85 \cdot 10^6$ Pa (źródło własne)

Dla obciążenia krytycznego sprawdzono poziom naprężeń zredukowanych w rurze wg hipotezy Hubera. Ich średnia wartość wynosi $8,91 \cdot 10^7$ [Pa] co stanowi 1 % w stosunku do naprężeń zredukowanych obliczonych analitycznie.



Rys.9. Rozkład naprężeń dla $P_{kryt}=3,85 \cdot 10^6$ Pa (źródło własne)

W tabeli numer 2 przedstawiono zestawienie wyników z wykonanych obliczeń i analiz.

Tab. 2. Zestawienie wyników z obliczeń i analizy.

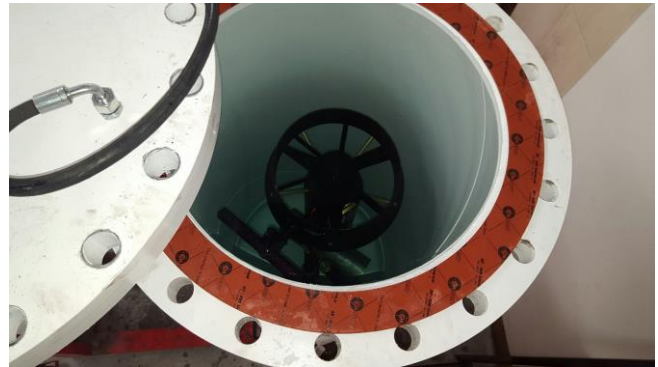
	Wartość ciśnienia krytycznego	Wartość ciśnienia zredukowanego wg Hubera dla obciążenia równego ciśnieniu krytycznemu
Wzór (1)	$3,3685 \cdot 10^6$ Pa	$7,5847 \cdot 10^7$ Pa
Wzór (2)	$3,9901 \cdot 10^6$ Pa	$8,9844 \cdot 10^7$ Pa
Analiza MES (Solid Works)	$3,8500 \cdot 10^6$ Pa	$8,91 \cdot 10^7$ Pa

4. BADANIA ESPERYMENTALNE

Skuter podwodny analizowany w artykule po przeprowadzeniu analiz i obliczeń został obciążony maksymalnym ciśnieniem $3,8 \cdot 10^6$ [Pa] w komorze ciśnieniowej przedstawionej na rys 10,11. Ze względu na brak odpowiednich przyrządów pomiarowych sprawdzenie polegało jedynie na sprawdzeniu czy rura nie została uszkodzona (nie doszło do utraty kształtu co oznaczałoby przekroczenie naprężeń plastycznych w płaszczu rury) oraz nie doszło do rozszczelnienia konstrukcji.

Komora ciśnieniowa stanowi cylindryczną rurę zalewaną wodą której ciśnienie jest regulowane poprzez zewnętrzną pompę i zawór.

Każdy produkowany skuter na ostatnim etapie produkcji testowany jest pod kątem wytrzymałościowym oraz szczelności w komorze ciśnieniowej.



Rys.10. Komora ciśnieniowa w której badano skuter podwodny (źródło własne)



Rys.11. Komora ciśnieniowa w której badano skuter podwodny (źródło własne)

PODSUMOWANIE

Dedykowany moduł MES SolidWorks Simulation do liniowej analizy wyboczenia nie nadaje się do obliczeń konstrukcji rur cylindrycznych dając zdecydowanie zawyżone wartości obciążenia krytycznego.

Nieliniowa statyczna analiza numeryczna daje wyniki zbliżone do wyników uzyskanych z obliczeń analitycznych, a w szczególności bardzo dobrą zgodność ze wzorem nr 2.

Ciśnienie krytyczne obliczonego na podstawie wzoru nr 2 różni się zaledwie o 4% od wartości ciśnienia krytycznego wyznaczonego w nieliniowej statycznej analizie numerycznej. Dla wzoru nr 1 różnica ta stanowi już 13%. Z kolei poziom naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera obliczonych dla obciążenia równego wartości ciśnienia krytycznego obliczonego ze wzoru 2 odpowiada średniej wartości naprężenia zredukowanego w płaszczu rury z analizy numerycznej. Wynika z tego, że dla rur cylindrycznych obciążonych jednorodnym zewnętrznym ciśnieniem hydrostatycznym z powodzeniem można stosować wzór nr 2. Pozwala to na łatwe wymiarowanie konstrukcji skutera pod względem wytrzymałościowym.

Przeprowadzone badania w komorze ciśnieniowej poprzez brak odpowiedniego wyposażenia pomiarowego potwierdziły jedynie możliwość obciążenia konstrukcji skutera do wartości ciśnienia uzyskanego w analizach analitycznych i numerycznych tj 38 barów, co odpowiada 380 metrom po niżej poziomie lustra wody. Oznacza to, że analizowana konstrukcja skutera może być bezpiecznie użytkowana do głębokości 300m zapewniając szeroki margines bezpieczeństwa. Margines taki musi zostać uwzględniony przez fakt, że użyta w budowie rura może mieć wady materiałowe oraz geometryczne (np. może nie być idealnie osiowa lub cylindryczna).

Do pełnej weryfikacji użytego wzoru analitycznego (wzór nr 2) jak i zastosowanej metody numerycznej niezbędne jest rozszerzenie badań eksperymentalnych o pomiar pola odkształceń oraz naprężeń podczas badań w komorze ciśnieniowej. Prace tego typu planowane są w najbliższej przyszłości. Jednakże dobra zgodność wyników obliczeń analitycznych i analiz numerycznych z zastosowaniem nieliniowej analizy statecznej mogą wskazywać, że użyte narzędzie MES-SolidWorks Simulation może służyć do obliczeń zdecydowanie bardziej skomplikowanej geometrycznie konstrukcji niż przedstawiona w artykule.

Wyniki analizy oraz eksperymentu prezentowane w artykule mogą stanowić pomoc w projektowaniu konstrukcji cienkościennych mających zastosowanie w np. skuterach podwodnych, dronach podwodnych (np. ROV- ang. zdalnie kierowany pojazd podwodny) pracujących na dużych głębokościach.

BIBLIOGRAFIA

1. Seide P., Weingarten V.I., Peterson J.P., *Buckling of thin-walled circular cylinders*, NASA SPACEVEHICLE DESIGN CRITERIA STRUCTURES, NASA SP-8007, 1965
2. Ghazijahani T.G., Dizaji H.S., Nozohor J., Zirkian T., *Experiments on corrugated thin cylindrical shells under uniform external pressure*. Ocean Engineering, 106, 68-76, 2015.

3. Niezgodziński M. E., Niezgodziński T, *Wzory wykresy i tablice wytrzymałościowe*, WNiT, Warszawa 2004.
4. Strona internetowa, http://help.solidworks.com/2014/english/solidworks/cworks/c_nonlinear_static_analysis_overview.htm.
5. Strona internetowa, <http://www.nurkopedia.pl>.

Preliminary tests of loss of stability of the underwater scooter construction

The article presents method of calculating the maximum external hydrostatic pressure for the construction of an underwater scooter. The calculations were performed using analytical formulas and FEM analysis in the Solid Works Simulation program. An experimental verification of the strength of the scooter structure in the pressure chamber was carried out. It made possible an initial verification of analytical formulas and the MES Solid Works Simulation software used in the issue.

Autorzy:

mgr inż. **Henryk Sudoł** – Politechnika Rzeszowska

mgr inż. **Jan Muchowski** – Politechnika Rzeszowska.

mgr inż. **Piotr Piątek** – Centrum Badawczo Rozwojowe Technologii Napędowych i Lotniczych B4

JEL: L95 **DOI:** 10.24136/atest.2018.164

Data zgłoszenia: 2018.05.24 **Data akceptacji:** 2018.06.15