

dr hab. inż. Eugeniusz Hotała, prof. uczelni¹⁾
ORCID: 0000-0003-2286-8436

Analysis of the causes of failure of a steel gasoline tank during the pressure test

Analizy przyczyn awarii stalowego zbiornika na benzynę podczas próby ciśnieniowej

DOI: 10.15199/33.2025.02.03

Abstract. Case studies are presented on the failure of a steel cylindrical gasoline tank when pressure tests were performed in it. The pressure tests were performed not in accordance with the design guidelines and the inner shell of the tank suffered a local loss of stability. The same pressure tests, performed in an identical neighboring tank, did not cause damage in the tank. The analyses showed the existence of critical load-bearing reserves of the tank's inner shell, which can increase the reliability of the tank in exceptional random situations of deviation from the assumed pressure test conditions. The conclusions of the analyses can be useful in preventing the failure of similar fuel tank designs at the design stage and during periodic pressure tests.

Keywords: steel tanks; shell stability; tank failures; pressure tests.

General technical conditions for the design of gasoline tanks and service stations are contained in [1], and detailed conditions for pressure tests during acceptance work and periodic tests are contained in [2].

During pressure testing, there should be adequate pressure in the space between the inner (main) shell and the outer shell in the inner tank so that there is no high circumferential compression of the inner shell and risk of loss of stability. However, during such tests, there may be a random drop in pressure in the inner tank and the occurrence of a failure hazard in that tank due to the impact of high external pressure from the intertank space.

Phenomena of loss of stability of cylindrical shells of steel fuel tanks due to external pressure are presented in works [3] and [4]. The case of failure of the cylindrical shell of a multi-chamber silo shell due to the occurrence of external pressure is analyzed in [5], among others. All these cases confirm the high susceptibility of cylindrical steel shells to loss of stability with the occurrence of external pressure of even a not very large value. The article presents a case of pressure testing of two identical tanks, one of which suffered a major failure.

The course of the pressure test of the gasoline tank

A steel double-walled cylindrical underground gasoline tank with a capacity of $V = 40 \text{ m}^3$ was installed in a soil exca-

Streszczenie. Przedstawiono analizy przypadku awarii stalowego zbiornika walcowego na benzynę podczas wykonywania w nim prób ciśnieniowych. Próby ciśnieniowe realizowano niezgodnie z wytycznymi projektowymi i wewnętrzny płaszcz zbiornika uległ lokalnej utracie stateczności. Takie same próby ciśnieniowe, wykonywane w identycznym sąsiednim zbiorniku, nie spowodowały w nim uszkodzeń. W analizach wykazano występowanie rezerw nośności krytycznej wewnętrznego płaszcza zbiornika, które mogą zwiększyć niezawodność zbiornika w wyjątkowych losowych sytuacjach odstępstw od zakładanych warunków prób ciśnieniowych. Wnioski z analiz mogą być przydatne w zapobieganiu awariom podobnych konstrukcji zbiorników na paliwa na etapie ich projektowania oraz podczas okresowych prób ciśnieniowych.

Słowa kluczowe: zbiorniki stalowe; stateczność powłok; awarie zbiorników; próby ciśnieniowe.

Ogólne warunki techniczne projektowania zbiorników na benzynę i stacji paliw zawarte są w [1], a szczególne warunki wykonania prób ciśnieniowych podczas prac odbiorowych i badań okresowych w [2].

Podczas prób ciśnieniowych w przestrzeni pomiędzy płaszczem wewnętrznym (głównym) a płaszczem zewnętrznym w zbiorniku wewnętrznym powinno być zapewnione właściwe ciśnienie, aby nie doszło do dużego ściskania obwodowego płaszcza wewnętrznego i ryzyka utraty jego stateczności. Podczas takich prób może jednak dojść do losowego spadku ciśnienia w zbiorniku wewnętrznym i wystąpienia zagrożenia awaryjnego tego zbiornika z powodu oddziaływania dużego ciśnienia zewnętrznego z przestrzeni międzypłaszczowej.

Zjawiska utraty stateczności walcowych powłok zbiorników stalowych na paliwa wskutek wystąpienia ciśnienia zewnętrznego prezentowane są w [3, 4]. Przypadek awarii walcowej powłoki płaszcza silosu wielokomorowego z powodu wystąpienia ciśnienia zewnętrznego analizowany jest m.in. w [5]. Wszystkie te przypadki potwierdzają dużą podatność walcowych powłok stalowych na utratę stateczności przy wystąpieniu ciśnienia zewnętrznego o nawet niezbyt dużej wartości. W artykule zaprezentowano przypadek przeprowadzenia prób ciśnieniowych w dwóch identycznych zbiornikach, z których jeden uległ poważnej awarii.

Przebieg próby ciśnieniowej zbiornika na benzynę

Stalowy, dwupłaszczowy walcowy zbiornik podziemny na benzynę o pojemności $V = 40 \text{ m}^3$ zamontowany został w wykopie

¹⁾ Wrocław University of Technology, Faculty of Civil Engineering; eugeniusz.hotala@pwr.edu.pl

vation and back-filled with soil 10 cm above its upper edge. The diameter of the inner shell is $D = 2500$ mm, and the length of the cylindrical part is $L = 8000$ mm (Figure 1). The tank

consisted of five 1600 mm long segments, on which $50 \times 20 \times 3$ mm flat bar spacers were fixed with fillet welds, separating the inner jacket from the outer jacket (Figure 2). The tank was closed with double bottoms, and the measured sheet thickness of both shells was $t = 6$ mm.

Two identical tanks were assembled and backfilled with soil at one of the petrol stations under construction and pressure testing commenced. The construction project provided for a water test and pressure tests of both jackets. The inner tank was to be pressure tested with compressed air at 0.1 MPa and the outer jacket was to be pressurised with compressed air in the interstitial space at 0.06 MPa, with the inner tank then maintaining an overpressure of 0.1 MPa. Current regulations [2] stipulate that the test pressure value for the inner tank should be no less than 0.1 MPa and, in the space between the inner and outer tanks, no less than 0.04 MPa. The project therefore met these requirements. Unfortunately, the regulation [2] does not explicitly state that an equivalent pressure should be provided in the space between the two shells during the pressure test so that the inner tank is not compressed circumferentially. For unknown reasons, the pressure tests were carried out in a different way to that envisaged by the designer. The inner tank was filled with water to a level of 1.82 m (Figure 3, photo) and air at a pressure of 0.06 MPa was injected into the interstitial space. The pressure test lasted 4 h and was successful. The accuracy of the air pressure reading at 0.06 MPa was 8.3%, so the partial factor for pressure loading was assumed as $\gamma_F = 1.10$ in the calculation analyses.

After the pressure test was completed, water was pumped out of the tank and a longitudi-

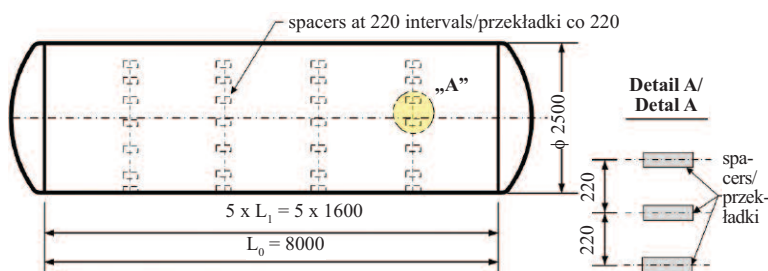


Fig. 1. Geometry of the cylindrical gasoline tank
Rys. 1. Geometria walcowego zbiornika na benzynę

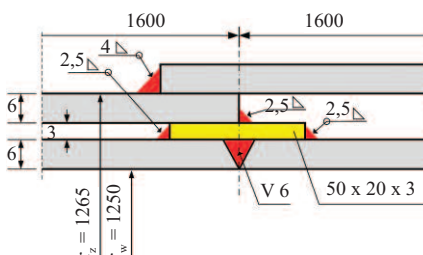


Fig. 2. Connection of inner and outer tank with spacers $50 \times 20 \times 3$
Rys. 2. Połączenie zbiornika wewnętrznego i zewnętrznego z przekładkami dystansowymi $50 \times 20 \times 3$

nalnie zmierzono grubość blach obu płaszczy wynosiła $t = 6$ mm.

i zasypany gruntem 10 cm ponad jego górną krawędź. Średnica płaszcza wewnętrznego zbiornika wynosi $D = 2500$ mm, a długość części cylindrycznej $L = 8000$ mm (rysunek 1). Zbiornik składał się z pięciu segmentów o długości 1600 mm, na których zamocowane były spoinami pachwinowymi przekładki dystansowe z płaskowników $50 \times 20 \times 3$ mm, oddzielające płaszcz wewnętrzny od płaszcza zewnętrznego (rysunek 2). Zbiornik zamknięty był podwójnymi dennicami, a pomierzona grubość blach obu płaszczy wynosiła $t = 6$ mm.

Dwa identyczne zbiorniki zamontowano i przysypano gruntem na jednej z budowanych stacji benzynowych i przystąpiono do prób ciśnieniowych. Projekt budowlany przewidywał wykonanie próby wodnej oraz prób ciśnieniowych obu płaszczy. Wewnętrzny zbiornik miał być poddany próbie ciśnieniowej sprężonym powietrzem o ciś-

nieniu 0,1 MPa, a płaszcz zewnętrzny ciśnieniu sprężonym powietrzem w przestrzeni międzypłaszczyzowej o wartości 0,06 MPa, przy czym w wewnętrznym zbiorniku miało być zachowane nadciśnienie 0,1 MPa. Aktualne przepisy [2] stanowią, że wysokość ciśnienia próbnego w przypadku zbiornika wewnętrznego powinna wynosić nie mniej niż 0,1 MPa, a w przestrzeni między zbiornikiem wewnętrznym i zewnętrznym, nie mniej niż 0,04 MPa. Projekt spełniał więc te wymagania. Niestety w rozporządzeniu [2] nie zapisano wyraźnie, że podczas próby ciśnieniowej w przestrzeni między oboma płaszczyzami powinno być zapewnione równoważne ciśnienie w zbiorniku wewnętrznym, aby nie był on ściskany obwodowo. Z nieznanых przyczyn próby ciśnieniowe wykonano w inny sposób, niż zakładał projektant. Zbiornik wewnętrzny wypełniono wodą do poziomu 1,82 m (rysunek 3, fotografia), a w przestrzeń międzypłaszczyzową wtłoczono powietrze o ciśnieniu 0,06 MPa. Próba

ciśnieniowa trwała 4 h i wypadła pozytywnie. Dokładność odczytu ciśnienia powietrza przy wartości 0,06 MPa wynosiła 8,3%, dlatego też w analizach obliczeniowych przyjęto współczynnik częściowy do obciążenia ciśnieniem jako $\gamma_F = 1,10$.

Po zakończeniu próby ciśnieniowej wypompowano wodę ze zbiornika i zauważono podłużną deformację wyboeczeniową wzdłuż

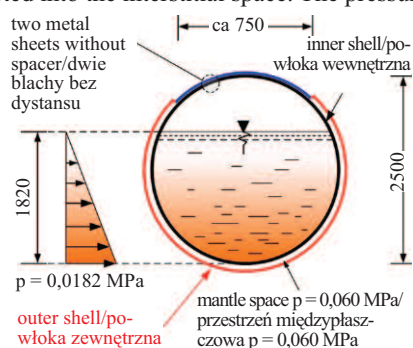
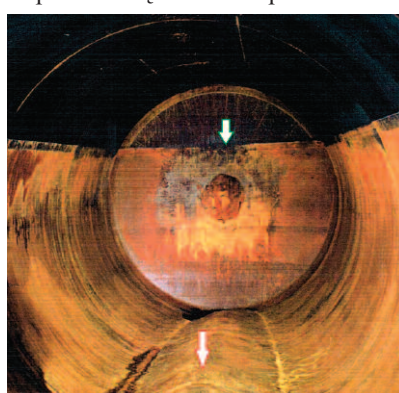


Fig. 3. Load of hydrostatic pressure (0,0182 MPa) and external pressure (0,06 MPa) of the inner tank during the pressure test
Rys. 3. Obciążenie parciem hydrostatycznym (0,0182 MPa) i ciśnieniem zewnętrznym (0,06 MPa) zbiornika wewnętrznego podczas próby ciśnieniowej



Longitudinal deformation of the lower part of the inner shell of the tank
Deformacja podłużna części dolnej wewnętrznego płaszcza zbiornika

Photo: author

Fot.: autor

dinal buckling deformation was noticed along the entire lower part of the tank (photo). The tank was excavated, dismantled and replaced by a new one with identical geometrical parameters.

Buckling resistance analysis of the tank during pressure test

The primary cause of the failure of the inner tank was a deviation from the design requirements when carrying out a pressure test in the inner tank interstice, but in a nearby identical tank, during the same pressure test, there was no failure. It was therefore considered necessary to carry out variant analyses of the buckling resistance of the inner shell in order to determine unequivocally why there were such large differences in the effects of the inadequately performed pressure tests. Buckling of the inner shell took place in the lower part of the shell, where the lowest value of the resultant external pressure occurred $p = 0,06 - 0,0182 = 0,0418$ MPa (Figure 3), rather than higher up (at the level of the water table), where the external pressure was greatest at $p = 0.06$ MPa. This case therefore requires unconventional analyses to explain this unusual phenomenon.

When external pressure p occurs in the internal tank, circumferential compressive stresses appear in its cylindrical casing σ_{θ} , whose design value $\sigma_{\theta,Ed}$ is:

$$\sigma_{\theta,Ed} = \gamma_F \cdot p \cdot r/t \quad (1)$$

where:

γ_F – partial factor, taken as 1.10;

p – value of the resultant external pressure on the tank shell;

r – radius of the tank; t – thickness of the shell.

The value of the circumferential compressive stress $\sigma_{\theta,Ed}$ should not exceed the design value of the buckling strength in circumferential compression $\sigma_{\theta,Rd}$, determined according to known procedures contained in the standard [6]. In assessing the buckling capacity of a cylindrical circumferentially compressed shell, an important parameter is its length l , which is the distance between the circumferential stiffeners, which in the case under consideration are the tank bottoms. Therefore, the length of the shell should be taken as $l = L_0 = 8.00$ m, according to Figure 1. In the analyses, however, an attempt was made to treat the densely spaced shell spacers and the overlap-welded sections of the outer shell plates (Figure 2) as circumferential stiffeners of the inner shell. With this initial assumption, and without detailed analyses of the stiffness of such circumferential rings, the shell length in the stability analyses would be $l = 1.6$ m. According to standard [6], in such a case the critical circumferential buckling stresses $\sigma_{\theta,Rcr}$, will increase by a factor of five compared to the situation when $l = 8.00$ m. The design buckling stresses $\sigma_{\theta,Rd}$, determined according to the procedures of the standard [6], will also be correspondingly higher than in the situation where the hypothetical circumferential rings, whose spacing is 1.60 m, are omitted. The resistance condition for compressive membrane circumferential stresses, in the cylindrical shell of the inner tank, is expressed by the relation:

$$\sigma_{\theta,Ed} \leq \sigma_{\theta,Rd} \quad (2)$$

całej jego dolnej części (fotografia). Zbiornik odkopano, zdemontowano i zastąpiono nowym o identycznych parametrach geometrycznych.

Analiza nośności wyboczeniowej zbiornika podczas próby ciśnieniowej

Podstawową przyczyną awarii zbiornika wewnętrznego było odstępstwo od wymagań projektowych podczas przeprowadzenia w nim próby ciśnieniowej w przestrzeni międzypłaszczkowej, ale w sąsiednim identycznym zbiorniku, podczas takiej samej próby ciśnieniowej, nie doszło do awarii. Uznano więc, że należy wykonać wariantowe analizy nośności wyboczeniowej płaszcza wewnętrznego, aby jednoznacznie ustalić, skąd takie duże różnice w skutkach niewłaściwie przeprowadzonych prób ciśnieniowych. Wyboczenie powłoki wewnętrznej miało miejsce w jej dolnej części, gdzie występowała najmniejsza wartość wypadkowego ciśnienia zewnętrznego $p = 0,06 - 0,0182 = 0,0418$ MPa (rysunek 3), a nie wyżej (na poziomie lustra wody), gdzie wartość ciśnienia zewnętrznego była największa i wynosiła $p = 0,06$ MPa. Przypadek ten wymaga zatem niekonwencjonalnych analiz, aby wyjaśnić to nietypowe zjawisko.

Podczas wystąpienia w zbiorniku wewnętrznym ciśnienia zewnętrznego p , w jego walcowym płaszczu pojawiają się obwodowe naprężenia ściskające σ_{θ} , których wartość obliczeniowa $\sigma_{\theta,Ed}$ wynosi:

$$\sigma_{\theta,Ed} = \gamma_F \cdot p \cdot r/t \quad (1)$$

gdzie:

γ_F – współczynnik częściowy, przyjęty jako 1,10;

p – wartość wypadkowego zewnętrznego ciśnienia na płaszcz zbiornika;

r – promień zbiornika; t – grubość płaszcza.

Wartość obwodowych naprężeń ściskających $\sigma_{\theta,Ed}$ nie powinna przekroczyć wartości obliczeniowej wytrzymałości wyboczeniowej przy ściskaniu obwodowym $\sigma_{\theta,Rd}$, wyznaczonej wg znanych procedur, zawartych w normie [6]. W ocenie nośności wyboczeniowej walcowej powłoki ściskanej obwodowo ważnym parametrem jest jej długość l , która jest odległością pomiędzy obwodowymi usztywnieniami, którymi w analizowanym przypadku są dennice zbiornika. Jako długość powłoki należy zatem przyjąć $l = L_0 = 8,00$ m, zgodnie z rysunkiem 1. W analizach podjęto jednak próbę potraktowania gęsto rozmieszczonych przekładek międzypłaszczkowych i fragmentów blach płaszcza zewnętrznego, dospawanych do nich na zakład (rysunek 2) jako obwodowych usztywnień płaszcza wewnętrznego. Przy takim wstępnym założeniu, bez szczegółowych analiz sztywności takich pierścieni obwodowych, długość powłoki w analizach stateczności wyniesie $l = 1,6$ m. Zgodnie z normą [6], w takim przypadku obwodowe naprężenia krytyczne, przy wyboczeniu sprężystym $\sigma_{\theta,Rcr}$, zwiększą się pięciokrotnie w porównaniu z sytuacją, gdy $l = 8,00$ m. Obliczeniowe naprężenia wyboczeniowe $\sigma_{\theta,Rd}$, wyznaczone zgodnie z procedurami normy [6], będą również odpowiednio większe niż w sytuacji pominięcia hipotetycznych pierścieni obwodowych, których rozstaw wynosi 1,60 m. Warunek nośności dotyczący ściskających błonowych naprężeń obwodowych, w walcowej powłocie zbiornika wewnętrznego, wyraża się zależnością:

$$\sigma_{\theta,Ed} \leq \sigma_{\theta,Rd} \quad (2)$$

where the partial factor for the external test pressure load was assumed as $\gamma_F = 1,10$, and for the water pressure during the tests as $\gamma_F = 1,0$ (analogy to the recommendations of the standard [7]). Also analogous to the recommendations of the standard [7], the material coefficient for load-bearing capacity (stability) was adopted $\gamma_{M1} = 1,10$.

Conclusions from buckling resistance analyses of the tank during pressure test

Table 1 shows the results of the buckling capacity analyses of the tank's inner shell for the resultant external pressure load of $p = 0.0418$ MPa, i.e. that occurring during the water test in its lower part. If the possible (difficult to prove) beneficial effect of the spacers between the two shells is disregarded, the design length of the cylindrical shell is $l = 8.00$ m and the load-bearing condition is exceeded by 53% in design class A and by 130% in design class C. In such cases, the loss of stability of the inner shell shown in the photograph is definitely real.

The results of the analyses in Table 1 are presented in Figure 4, which shows that the stability of the lower part of the inner shell during the pressure test would have been ensured if the spacers and the plates of the outer shell (Figure 2) had provided adequate circumferential stiffeners for it at spacings of no less than every 3.2 m. In the upper section, the external overpressure acting on the inner shell was approximately 0.06 MPa during the pressure test, so the considered peripheral stiffeners from the spacers at a spacing of $l = 1.6$ m would guarantee its buckling capacity (Table 2). It can be assumed that these stiffeners were effective in the upper part of the failed tank, as well as in the entire adjacent tank that did not fail.

In the case of the tank that failed and the lower part of the tank buckled (photograph), it can be assumed with a high degree of certainty that during the too rapid lowering of the tank onto the foundation, the joints of the spacers in the lower part (Figure 2) were damaged and detached from one of the shells. The inner shell was stripped of its stiffener at the bottom part of the perimeter and buckled at this point (photo). It can be assumed that the second container did not suffer damage to the spacer joints and did not buckle. The manufacturer of the

przy czym współczynnik częściowy do obciążenia zewnętrznym ciśnieniem próbnym przyjęto jako $\gamma_F = 1,10$, a w przypadku parcia wody w czasie prób jako $\gamma_F = 1,0$ (analogia do zaleceń normy [7]). Również analogicznie do zaleceń normy [7], w przypadku nośności (stateczności) przyjęto współczynnik materiałowy $\gamma_{M1} = 1,10$.

Wnioski z analiz nośności wyboczeniowej zbiornika podczas próby ciśnieniowej

W tabeli 1 podano wyniki analiz nośności wyboczeniowej płaszcza wewnętrznego zbiornika w przypadku wypadkowego obciążenia zewnętrznego ciśnieniem $p = 0,0418$ MPa, a więc takiego, jakie występowało podczas próby wodnej w jego dolnej części. Jeśli pominie się ewentualny (trudny do udowodnienia) korzystny wpływ przekładek między oboma płaszczaami, to obliczeniowa długość powłoki walcowej wynosi $l = 8,00$ m i warunek nośności jest przekroczony o 53% w klasie wykonania A i o 130% w klasie wykonania C. W takich przypadkach utrata stateczności płaszcza wewnętrznego, pokazana na fotografii, jest zdecydowanie realna.

Wyniki analiz z tabeli 1 przedstawiono na rysunku 4, z którego wynika, że stateczność dolnej części powłoki wewnętrznej podczas próby ciśnieniowej byłaby zapewniona, gdyby przekładki i blachy płaszcza zewnętrznego (rysunek 2) stanowiły odpowiednie jej usztywnienia obwodowe nie rzadziej niż co 3,2 m. W części górnej nadciśnienie zewnętrzne, działające na powłokę wewnętrzną, wynosiło podczas próby ciśnieniowej ok. 0,06 MPa, a zatem uwzględniane usztywnienia obwodowe z przekładek przy rozstawie $l = 1,6$ m gwarantowałyby zapewnienie jej nośności wyboczeniowej (tabela 2). Można więc przyjąć, że usztywnienia te były skuteczne w górnej

części uszkodzonego zbiornika, a także w całym sąsiednim zbiorniku, który nie uległ awarii.

W przypadku zbiornika, który uległ awarii, a jego dolna część wyboczeniu (fotografia), można z dużą pewnością założyć, że podczas zbyt gwałtownego opuszczania zbiornika na fundament doszło do uszkodzenia spoin przekładek w części dolnej (rysunek 2) i ich odspojenia od jednej z powłok. Powłoka wewnętrzna została pozbawiona usztywnienia na części dolnej obwodu i w tym miejscu uległa wyboczeniu (fotografia). Można przypuszczać, że w drugim zbiorniku nie wystąpiły uszkodzenia połączeń przekładek dystansowych i nie uległ on wyboczeniu. Producent zbiornika nie

Table 1. The results of checking the load-bearing condition according to [6] of the inner coating during the water test in different cases of the spacing of the circumferential stiffeners and the external pressure $p = 0.0418$ MPa according to Figure 3 (steel S275)

Tabela 1. Wyniki sprawdzenia warunku nośności powłoki wewnętrznej wg [6] podczas próby wodnej w różnych przypadkach rozstawu usztywnień obwodowych i ciśnienia zewnętrznego $p = 0,0418$ MPa wg rysunku 3 (stal S275)

Length l [m]/ Długość l [m]	$\sigma_{0,Rcr}$ [MPa]	$\sigma_{0,Ed}$ [MPa]	Quality class manufacturing/ Klasa jakości wytwarzania	$\sigma_{0,Rd}$ [MPa]	$\sigma_{0,Ed}/\sigma_{0,Rd}$
8,00	9,80	9,58	A (highest)/A (najwyższa)	6,24	1,53
			B (high)/B (wysoka)	5,78	1,66
			C (normal)/C (normalna)	4,16	2,30
1,60	51,88	9,58	A (highest)/A (najwyższa)	35,4	0,27
			B (high)/B (wysoka)	30,7	0,31
			C (normal)/C (normalna)	23,6	0,41
3,20	25,94	9,58	A (highest)/A (najwyższa)	17,6	0,54
			B (high)/B (wysoka)	15,3	0,63
			C (normal)/C (normalna)	11,8	0,81
4,80	16,34	9,58	A (highest)/A (najwyższa)	11,1	0,86
			B (high)/B (wysoka)	9,66	0,99
			C (normal)/C (normalna)	7,43	1,29
6,40	12,25	9,58	A (highest)/A (najwyższa)	8,35	1,15
			B (high)/B (wysoka)	7,24	1,32
			C (normal)/C (normalna)	5,57	1,72

tank did not give permission for openings to be made in order to visually inspect the condition of the spacer joints.

The manufacturing quality classes (A, B, C) are assigned in the standard [6], among other things, ovality tolerances, determined from measurements of the minimum and maximum diameter of the cylindrical tank. In the vessel that failed (photo), it was no longer possible to determine its fabrication quality class before the failure. In order to assess the degree of post-failure deformation of the tank, measurements were made of the local radii of curvature r of its inner and outer shell at perimeter points 1, 2, 3, 4 and 5, shown in Figure 5. For the measurements, an individually made measuring instrument was used with a measuring base of 400 mm, which was the chord of a circle with measured radius r .

The results of the measurements of the local radii of curvature of the inner and outer shells in the central part of the tank are shown in Table 3, and in the outermost part (at the entrance manhole) in Table 4. The auxiliary parameter O_r deviation from the nominal radius of curvature r_{nom} was calculated according to the formula:

$$O_r = (r_{max} - r_{min})/r_{nom} \quad (3)$$

This parameter has a similar formula to the formula for the ovality of the U_r shell according to standard [6], but is not the same as this parameter. The O_r parameter is intended to provide a preliminary assessment of the degree of deformation of the cylindrical tank shell after failure (photo).

The analysis of the measurements of the radius of curvature r of the tank shells in Tables 3 and 4 shows that the degree of

Table 3. The values of the radius of curvature r [mm] of the inner and outer shells of the tank in the middle section

Tabela 3. Wartości promienia krzywizny r [mm] powłoki wewnętrznej i zewnętrznej zbiornika w części środkowej

Shell/ Powłoka	r_{nom} [mm]	Measurement point number according to Figure 5/ Numer punktu pomiarowego wg rysunku 5					O_r according to (3)/ O_r wg (3)
		1	2	3	4	5	
Internal/ Wewnętrzna	1250	1141	1257	1455	1335	1156	0,251
External/ Zewnętrzna	1265	1221	1239	1356	1177	1080	0,218

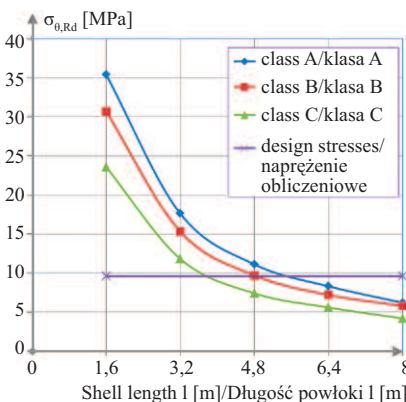


Fig. 4. Design buckling strength $\sigma_{0,Rd}$ at different lengths l and real design circumferential stresses at overpressure $p = 0,0418$ MPa
Rys. 4. Obliczeniowa wytrzymałość wyoboczeniowa $\sigma_{0,Rd}$ przy różnej długości l oraz realne obliczeniowe naprężenia obwodowe przy nadciśnieniu $p = 0,0418$ MPa

Table 2. The results of checking the load-bearing condition according to [6] of the inner coating during the water test in different cases of the spacing of the circumferential stiffeners and the external pressure $p = 0.060$ MPa (steel S275)
Tabela 2. Wyniki sprawdzenia warunku nośności powłoki wewnętrznej wg [6] podczas próby wodnej w różnych przypadkach rozstawu usztywnień obwodowych i ciśnienia zewnętrznego $p = 0,060$ MPa (stal S275)

Length l [mm]/ Długość l [m]	$\sigma_{0,Rcr}$ [MPa]	$\sigma_{0,Ed}$ [MPa]	Quality class manufacturing/ Klasa jakości wytwarzania	$\sigma_{0,Rd}$ [MPa]	$\sigma_{0,Ed}/\sigma_{0,Rd}$
8,00	9,80	13,75	A (highest)/A (najwyższa)	6,24	2,20
			B (high)/B (wysoka)	5,78	2,38
			C (normal)/C (normalna)	4,16	3,31
1,60	51,88	13,75	A (highest)/A (najwyższa)	35,4	0,39
			B (high)/B (wysoka)	30,7	0,45
			C (normal)/C (normalna)	23,6	0,58

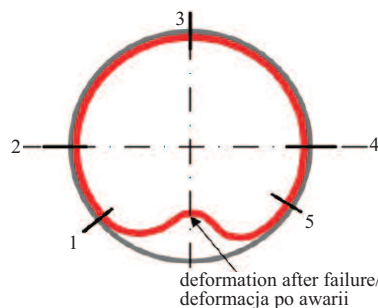


Fig. 5. Location of measurement points of the radius of curvature r of the tank
Rys. 5. Lokalizacja punktów pomiarowych promienia krzywizny r zbiornika

wyraził zgody na wykonanie odkrywek w celu wykonania oględzin stanu połączeń przekładek dystansowych.

Klasom jakości wytwarzania (A, B, C) przypisane są w normie [6] m.in. tolerancje owalności, wyznaczane na podstawie pomiarów średnicy minimalnej i maksymalnej walcowego zbiornika. W zbiorniku, który uległ awarii (fotografia), ustalenie jego klasy jakości wykonania przed awarią nie było już możliwe. Chcąc ocenić stopień poawaryjnych deformacji zbiornika, wykonano pomiary lokalnych promieni krzywizny r jego płaszcza wewnętrznego i zewnętrznego w punktach obwodu nr 1, 2, 3, 4 i 5, pokazanych na rysunku 5. Do pomiarów wykorzystano indywidualnie wykonany przyrząd pomiarowy o bazie pomiarowej 400 mm, która była cięciwą koła o mierzonym promieniu r .

Wyniki pomiarów lokalnych promieni krzywizny płaszcza wewnętrznego i zewnętrznego w części środkowej zbiornika przedstawiono w tabeli 3, a w części skrajnej (przy wlocie wejściowym) w tabeli 4. Obliczono pomocniczy parametr O_r , odchyłki od nominalnego promienia krzywizny r_{nom} wg wzoru:

$$O_r = (r_{max} - r_{min})/r_{nom} \quad (3)$$

Parametr ten ma podobną formułę jak wzór na owalność powłoki U_r wg normy [6], ale nie jest tożsamy z tym parametrem. Parametr O_r ma na celu wstępną ocenę stopnia deformacji walcowego płaszcza zbiornika po awarii (fotografia).

Z analizy pomiarów promienia krzywizny r powłok zbiornika, zawartych w tabelach 3 i 4 wynika, że stopień deformacji kołowego przekroju zbiornika w części

deformation of the circular cross-section of the tank in the central part (parameter O_p) is large. It was also concluded that the tank is not suitable for repair. In the outermost part of the tank, close to the stiffening bottoms, the degree of deformation is much smaller than in the middle part.

Conclusions

The primary cause of tank failure during the pressure test was the failure to follow the design recommendations. The lack of the required 0.1 MPa pressure in the inner tank, when 0.06 MPa air was injected into the interstitial space, caused high circumferential compression of the inner tank shell, resulting in a loss of stability. An identical neighbouring tank, in which the same pressure test was performed, did not fail. It was therefore necessary to carry out detailed analyses of the buckling capacity of the tank to clarify, where the reserves of capacity in a tank that had not failed were coming from.

As a result of simplified analyses of the buckling capacity of the inner tank, it was found that the connections of the inner shell to the inner shell, made with spacers (Figure 2), which are neglected in practical design analyses, can play a rather important role in significantly increasing this capacity. Rings can form at the locations of these spacers to stiffen the inner tank and, as a result, the buckling capacity of the tank can increase markedly (Tables 1 and 2). In the failing tank, it is likely that the joints of the spacers at the bottom of the shells were damaged during assembly.

Further advanced numerical analyses of the stability of the inner shell in fuel tanks, including commonly used spacers, are therefore needed to assess the role of these spacers as effective circumferential stiffening rings. These analyses should establish the minimum design requirements for the divider connections so that they can be considered as effective circumferential stiffeners of the inner tank, since, after all, even during properly performed pressure tests, a significant pressure drop can occur inside the tank due to failure of the compressed air system. In such a situation, the internal tank may fail in a similar way to the tank in the photograph. Its effective stiffening by spacers can increase the reliability of the tank structure in such exceptional situations during pressure tests.

Received: 04.11.2024
Revised: 16.12.2024
Published: 21.02.2025

Literature

- [1] Rozporządzenie Ministra Klimatu i Środowiska z 24 lipca 2023 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać bazy i stacje paliw płynnych, bazy i stacje gazu płynnego, rurociągi przesyłowe dalekosiężne służące do transportu ropy naftowej i produktów naftowych i ich użytkowanie, Dz.U. z 2023 r., poz. 1707.
- [2] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z 18 września 2001 r. w sprawie warunków technicznych dozoru technicznego, jakim powinny odpowiadać zbiorniki bezciśnieniowe i niskociśnieniowe przeznaczone do magazynowania materiałów ciekłych zapalnych, Dz.U. nr 113, poz. 1211.
- [3] Ziółko J., Mikulski T., Supernak E. Analiza stateczności wewnętrznej powłoki walcowego pionowego zbiornika dwupłaszczowego w warunkach próby wod-

środkowej (parametr O_p) jest duży. Uznano też, że zbiornik nie nadaje się do remontu. W części skrajnej zbiornika, blisko usztywniających dennic, stopień deformacji jest znacznie mniejszy niż w części środkowej.

Wnioski

Podstawową przyczyną awarii zbiornika podczas próby ciśnieniowej był brak przestrzegania zaleceń projektowych. Brak wymaganego ciśnienia 0,1 MPa w zbiorniku wewnętrznym, podczas wtłaczania powietrza o ciśnieniu 0,06 MPa do przestrzeni międzypłaszczowej, wywołał duże ściskanie obwodowe wewnętrznego płaszcza zbiornika, skutkujące utratą jego stateczności. Identyczny sąsiedni zbiornik, w którym wykonano taką samą próbę ciśnieniową, nie uległ awarii. Konieczne więc było wykonanie szczegółowych analiz nośności wyboeczeniowej zbiornika, aby wyjaśnić, skąd pochodziły rezerwy nośności w zbiorniku, który nie uległ awarii.

W wyniku uproszczonych analiz nośności wyboeczeniowej zbiornika wewnętrznego stwierdzono, że dość istotną rolę w znacznym zwiększeniu tej nośności mogą mieć połączenia płaszcza wewnętrznego z płaszczem zewnętrznym, wykonane za pomocą przekładek dystansowych (rysunek 2), pomijane w praktycznych analizach projektowych. W miejscach tych przekładek mogą utworzyć się pierścienie usztywniające zbiornik wewnętrzny, a w efekcie może zwiększyć się wyraźnie jego nośność wyboeczeniowa (tabele 1 i 2). W zbiorniku, który uległ awarii, doszło prawdopodobnie do uszkodzenia połączeń przekładek w dolnej części płaszczy podczas jego montażu.

Potrzebne są więc kolejne zaawansowane analizy numeryczne stateczności powłoki wewnętrznej w zbiornikach na paliwa, z uwzględnieniem powszechnie stosowanych przekładek dystansowych, w celu oceny roli tych przekładek jako skutecznych obwodowych pierścieni usztywniających. Analizy te powinny ustalić minimalne wymagania konstrukcyjne dotyczące połączeń przekładek, aby można je było traktować jako skuteczne usztywnienia obwodowe zbiornika wewnętrznego, ponieważ nawet podczas prawidłowo wykonywanych prób ciśnieniowych może wystąpić znaczny spadek ciśnienia wewnątrz zbiornika wskutek awarii instalacji sprężonego powietrza. W takiej sytuacji zbiornik wewnętrzny może ulec podobnej awarii, jak zbiornik na fotografii. Skuteczne jego usztywnienie przez przekładki dystansowe może zwiększyć niezawodność konstrukcji zbiornika w takich wyjątkowych sytuacjach podczas prób ciśnieniowych.

Artykuł wpłynął do redakcji: 04.11.2024 r.
Otrzymano poprawiony po recenzjach: 16.12.2024 r.
Opublikowano: 21.02.2025 r.

nej. XLVIII Konferencja Naukowa Komitetu Inżynierii Lądowej i Wodnej PAN i Komitetu Nauki PZITB. Opole-Krynica 2002, tom 2.

- [4] Ziółko J., Mikulski T. Deformations of the steel shell of a vertical cylindrical tanks caused by underpressure. Steel Construction. 2016; 9, No. 1, pp. 33 – 36.
- [5] Pasternak H., Bodarski Z., Hotała E. Steel silos – education by analysing failures. Journal of Constructional Steel Research. 1998, vol. 46, nr 1-3, s. 340.
- [6] PN-EN 1993-1-6, Eurokod 3, Projektowanie konstrukcji stalowych, Część 1-6: Wytrzymałość i stateczność konstrukcji powłokowych.
- [7] PN-EN 1993-4-2, Eurokod 3, Projektowanie konstrukcji stalowych, Część 4-2: Zbiorniki.