

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

Analysis of the effects of a sudden vacuum in cylindrical steel tanks

Analizy skutków wystąpienia gwałtownego podciśnienia w walcowych zbiornikach stalowych

DOI: 10.15199/33.2025.01.01

Abstract. The article analyses of two selected cases of steel tank failures due to the occurrence of a sudden vacuum in the tank are presented. In one case, hot steam suddenly condensed in an empty industrial wastewater tank, causing a sudden drop in pressure in the tank, so the implosion phenomenon occurred. A similar phenomenon of rapid pressure drop occurred in a steel silo for lime meal due to the collapse of the lime meal seepage above the bottom of the silo. In both cases analyzed, permanent damage occurred to the tanks due to loss of stability of their cylindrical shells. Conclusions from the analyses can be useful in preventing failures of similar structures at the stage of their design and during periodic inspections of their technical condition.

Keywords: shell stability; tank failures; exceptional loads.

Streszczenie. W artykule przedstawiono analizy dwóch wybranych przypadków awarii zbiorników stalowych wskutek wystąpienia w nich gwałtownego podciśnienia. W jednym przypadku w pustym zbiorniku na ścieki przemysłowe doszło do nagłego skroplenia się gorącej pary wodnej, co wywołało gwałtowny spadek ciśnienia w zbiorniku, a w efekcie zjawisko implozji. Podobne zjawisko gwałtownego spadku ciśnienia odnotowano w silosie stalowym na mączkę wapienną z powodu tąpnięcia przesklepienia mączki nad dnem silosu. W obu analizowanych przypadkach wystąpiło trwałe uszkodzenie zbiorników wskutek utraty stateczności ich płaszczy walcowych. Wnioski z analiz mogą być przydatne w zapobieganiu awariom podobnych konstrukcji na etapie ich projektowania oraz podczas okresowych kontroli stanu technicznego.

Słowa kluczowe: stateczność powłok; awarie zbiorników; oddziaływania wyjątkowe.

In steel cylindrical tanks for liquids or bulk materials, regardless of whether it is a sealed tank with safety valves or a tank with a so-called vent stack, there are negative pressures caused by various phenomena. The specified values of this vacuum in the design standards are taken into account in the design process of such structures. If the vacuum valves in the tanks are damaged or the vent stacks are obstructed, the vacuum created when the tanks are emptied can significantly exceed the permissible value and cause the loss of stability of the cylindrical shell of the tank [1, 2, 3]. In such a case, the increase in vacuum values took place gradually, rather than in an abrupt manner. It happens when the phenomenon of vacuum increase inside the cylindrical shell of the tank has an abrupt character, similar to the so-called implosion bomb. Experimental studies of the stability of cylindrical shell models in such cases are described in the work [4], but these are thin tubes and are not a good counterpart to building structures, such as cylindrical liquid tanks and silos. The phenomenon of a surge of vacuum inside a tank is one of the exceptional phenomena, but it has not been taken into account in design standards. Examples of such exceptional impacts are presented in works [5, 6]. The article presents the course and consequences of the phenomena of sudden occurrence of negative pressure inside cylindrical tanks. These are real 2 cases of industrial tanks that have failed recently, and the conclusions of their analysis can contribute to the prevention of such failures, although they are not easy undertakings.

W stalowych zbiornikach walcowych na cieczy lub materiały sypkie, niezależnie czy jest to zbiornik szczelny z zaworami bezpieczeństwa czy zbiornik z tzw. kominkiem wentylacyjnym, występuje podciśnienie wywołane różnymi zjawiskami. Określone w normach dotyczących projektowania wartości tego podciśnienia są uwzględniane w procesie projektowania takich konstrukcji. W przypadku uszkodzenia zaworów podciśnieniowych w zbiornikach lub niedrożności kominków wentylacyjnych podciśnienie powstałe podczas opróżniania zbiorników może znacznie przekroczyć wartość dopuszczalną i spowodować utratę stateczności walcowego płaszcza zbiornika [1, 2, 3]. W takim przypadku przyrost wartości podciśnienia odbywa się stopniowo, a nie w sposób gwałtowny. Zdarza się, gdy zjawisko wzrostu podciśnienia wewnątrz powłoki walcowej zbiornika ma charakter gwałtowny, podobny do tzw. bomby implozyjnej. Badania doświadczalne stateczności modeli powłok walcowych w takich przypadkach opisano w pracy [4], ale są to cienkie rury i nie są odpowiednikiem konstrukcji budowlanych typu walcowe zbiorniki na cieczy i silosy. Zjawisko gwałtownego wzrostu podciśnienia wewnątrz zbiornika należy do wyjątkowych, ale nie zostało uwzględnione w normach dotyczących projektowania. Przykłady takich wyjątkowych oddziaływań zaprezentowano w pracach [5, 6]. W artykule przedstawiono przebieg i skutki gwałtownego wystąpienia podciśnienia wewnątrz walcowych zbiorników. Są to realne 2 przypadki zbiorników przemysłowych, które uległy awarii w ostatnim czasie, a wnioski z ich analizy mogą przyczynić się do zapobiegania takim awariom, choć nie są to łatwe przedsięwzięcia.

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

Waste water tank

The geometry of the steel, mineral wool-insulated industrial effluent tank with a usable volume of $V = 825 \text{ m}^3$ is shown in Figure 1. A system of perforated pipes was installed at the bottom of the tank, below the lowest level of the effluent (Photo 1), through which superheated steam was pumped into the effluent to maintain its temperature of $T = 25^\circ\text{C}$. On the roof of the tank there was a vent chimney $\phi 150 \text{ mm}$ and an under-roof overflow pipe $\phi 150 \text{ mm}$. The tank was filled with wastewater from the top through a $\phi 150 \text{ mm}$ pipe using a $125 \text{ m}^3/\text{h}$ pump, and emptied through a $\phi 250 \text{ mm}$ pipe at the bottom and a $250 \text{ m}^3/\text{h}$ pump.

During the winter, at an outside temperature of -8°C , hot steam entered the tank, which had been emptied to the lowest level, due to the failure of the heating supply system, filling the entire empty tank. When the tank was filled with wastewater, there was approximately 825 m^3 of steam in the tank, which began to condense under the influence of cold wastewater discharged from above. Steam at atmospheric pressure has a volume approximately 1,700 times that of the water from which it was formed. Thus, after condensation, the entire volume of steam turned into 0.44 m^3 of water, which created an enormous vacuum inside the tank. According to Boyle-Mariotte's law, at constant temperature the product of the absolute pressure p_0 and the volume V of a given mass of gas (steam) is constant and is expressed by the relation:

$$p_0 \cdot V = \text{const.} \quad (1)$$

If the absolute pressure in the vapour space, due to the vent stack, was equal to the atmospheric pressure of 0.1 MPa , then in the event of a sudden condensation of water vapour it decreased by 1700 times and, according to equation (1), amounted to $1/1700 \text{ MPa} = 5.88 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}$ in the tank space, under the initial assumption that it was not vented at all. In such a situation, the value of the vacuum in the tank, as the difference between the atmospheric pressure and the absolute pressure in the void formed after condensing all the accumulated steam, was $0.1 - 5.88 \cdot 10^{-5} \approx 0.1 \text{ MPa}$. Independent, unpublished specialist analyses of the pressure distribution during the condensation process phenomenon in the tank in question showed that about 2.6 m^3 of wastewater at a temperature of $+5^\circ\text{C}$ was required to collect the heat of condensation from the steam. This volume of wastewater was discharged into the tank in just 75 seconds. Thus, even an efficient ventilation chimney and an unobstructed overflow pipe were not able to completely reduce the vacuum created in the tank in such a short period of time. If, after 75 seconds of filling a tank with an obstructed vent,

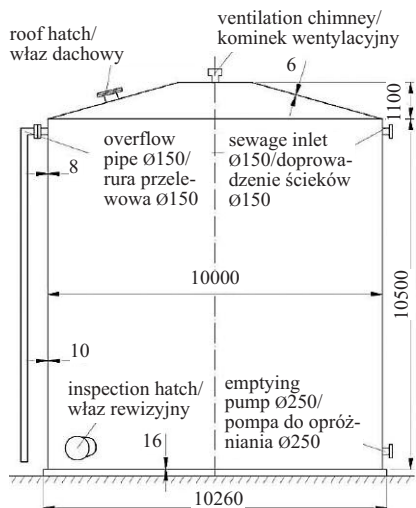


Fig. 1. Wastewater tank geometry
Rys. 1. Geometria zbiornika na ścieki



Photo 1. View of a section of the bottom of the steel tank
Fot. 1. Widok fragmentu dna stalowego zbiornika

Zbiornik na ścieki

Geometrię stalowego, ocieplonego wełną mineralną zbiornika na ścieki przemysłowe o pojemności użytkowej $V = 825 \text{ m}^3$, przedstawiono na rysunku 1. Na dnie zbiornika, poniżej najniższego poziomu ścieków, została zamontowana instalacja z perforowanych rur (fotografia 1), przez które tłoczona była przegrzana para wodna do ścieków, co pozwalało utrzymać ich temperaturę $T = 25^\circ\text{C}$. Na dachu znajdował się kominiek wentylacyjny $\phi 150 \text{ mm}$ i poddachowa rura przelewowo $\phi 150 \text{ mm}$. Zbiornik napełniany był ściekami od góry przez rurę $\phi 150 \text{ mm}$ za pomocą pompy o wydajności $125 \text{ m}^3/\text{h}$, a opróżniany za pomocą rury $\phi 250 \text{ mm}$ przy dnie i pompy o wydajności $250 \text{ m}^3/\text{h}$.

W okresie zimowym przy temperaturze zewnętrznej -8°C do opróżnionego do najniższego poziomu zbiornika przedostała się gorąca para wskutek awarii systemu zasilania grzewczego, która wypełniła cały pusty zbiornik. Podczas napełniania zbiornika ściekami znajdowało się w nim ok. 825 m^3 pary, która pod wpływem zrzuconych od góry zimnych ścieków zaczęła się skraplać. Para wodna przy ciśnieniu atmosferycznym ma ok. 1700 razy większą objętość od wody, z której powstała. Zatem po skropleniu cała objętość pary zamieniła się w $0,44 \text{ m}^3$ wody, co wywołało olbrzymie podciśnienie wewnątrz zbiornika.

Zgodnie z prawem Boyle'a-Mariotte'a w stałej temperaturze iloczyn ciśnienia bezwzględnego p_0 i objętości V danej masy gazu (pary wodnej) jest stały i wyraża się go zależnością:

$$p_0 \cdot V = \text{const.} \quad (1)$$

Jeżeli ciśnienie bezwzględne w przestrzeni parowej, z uwagi na kominiek wentylacyjny, było równe ciśnieniu atmosferycznemu $0,1 \text{ MPa}$, to w przypadku nagłego skroplenia pary wodnej zmniejszyło się ono 1700 razy i zgodnie z wzorem (1) wyniosło w przestrzeni zbiornika $1/1700 \text{ MPa} = 5,88 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}$, przy wstępnym założeniu całkowitego braku jego odpowietrzenia. W takiej sytuacji wartość podciśnienia w zbiorniku, jako różnica pomiędzy ciśnieniem atmosferycznym a ciśnieniem bezwzględnym w pustce powstałej po skropleniu całej nagromadzonej pary, wyniosła $0,1 - 5,88 \cdot 10^{-5} \approx 0,1 \text{ MPa}$. Niezależne, niepublikowane specjalistyczne analizy rozkładu ciśnienia podczas przebiegu zjawiska procesu skraplania pary wodnej w przedmiotowym zbiorniku wykazały, że do odebrania ciepła skraplania z pary wodnej potrzeba ok. $2,6 \text{ m}^3$ ścieków o temperaturze $+5^\circ\text{C}$. Taka objętość ścieków zrzucona została do zbiornika w ciągu zaledwie 75 sekund. Zatem nawet sprawny kominiek wentylacyjny i drożna rura przelewowo nie były w stanie w tak krótkim czasie całkowicie zredukować powstałego podciśnienia w zbiorniku. Jeżeli po 75 sekundach napełniania zbiornika z niedrożnym odpowie-

the vacuum in the tank is about 0.1 MPa, then after only 4 seconds of filling the vacuum inside the tank can be about 0.0053 MPa, thus exceeding the critical value for the tank shell (Table). Within 4 seconds, even an efficient, but small, ventilation chimney could not supply the external air needed to significantly reduce the rapidly increasing negative pressure. Thus, there was a rapid loss of stability of the tank shell (Photos 2 and 3) and, slightly earlier, of the conical unribbed shell of the tank roof (Photo 4), and this phenomenon was accompanied by a strong sound of the shells being destroyed, heard by the attendant just after the tank filling pump was switched on.

Analysis of the buckling resistance of the tank during the occurrence of negative pressure in the tank. During the occurrence of vacuum p in the tank, the cylindrical shell of the tank experiences circumferential compressive stresses σ_{θ} , whose characteristic value $\sigma_{\theta,k}$ is defined by the formula:

$$\sigma_{\theta,k} = p \cdot r/t \quad (2)$$

where:

- p – vacuum value in the tank;
- r – radius of the tank;
- t – thickness of the shell.

The value of the circumferential compressive stress $\sigma_{\theta,k}$ should not exceed the characteristic value of the buckling strength in circumferential compression $\sigma_{\theta,Rk}$, determined according to known procedures contained in the standard [7]. In the analyses, the characteristic values are used and not the design values, since the load of a sudden negative pressure is treated as an exceptional load. The negative pressure p is the difference between the atmospheric pressure (0.1 MPa) and the absolute pressure value in the vessel, so the negative pressure p could not be greater than 0.1 MPa (air void). The characteristic value of the critical vacuum $p_{cr,k}$ can be determined from equation (3):

$$p_{cr,k} = \sigma_{\theta,Rk} \cdot t/r \quad (3)$$

Values of critical stress $\sigma_{\theta,Rk}$ and critical pressure $p_{cr,k}$
Wartości naprężeń krytycznych $\sigma_{\theta,Rk}$ oraz ciśnienia krytycznego $p_{cr,k}$

Radius r [m]/ Promień r [m]	Thickness coating t [mm]/ Grubość płaszcza t [mm]	Quality class manufacturing [7]/ Klasa jakości wytworzenia [7]	$\sigma_{\theta,Rk}$ [MPa]	$p_{cr,k}$ [MPa]
5,0	8	B	3,736	0,0060
		C	2,874	0,0046
	10	B	5,220	0,0104
		C	4,016	0,0080



Photo 2. Deformations of the tank shell
 Fot. 2. Deformacje płaszcza zbiornika



Photo 3. Deformed tank shell after removal of mineral wool insulation
 Fot. 3. Zdeformowany płaszcz zbiornika po demontażu ocieplenia z wełny mineralnej



Photo 4. View of deformed tank roof after removal of mineral wool insulation
 Fot. 4. Widok zdeformowanego dachu zbiornika po demontażu ocieplenia z wełny mineralnej

trzeniem podciśnienie w nim wyniesie ok. 0,1 MPa, to po 4 sekundach napełniania podciśnienie wewnątrz zbiornika może wynieść ok. 0,0053 MPa, a więc przekroczyć wartość krytyczną w przypadku płaszcza zbiornika (tabela). W czasie 4 sekund nawet sprawny, ale mały, kominiek wentylacyjny nie był w stanie dostarczyć z zewnątrz powietrza, potrzebnego do znacznej redukcji gwałtownie narastającego podciśnienia. Nastąpiła więc gwałtowna utrata stateczności płaszcza zbiornika (fotografie 2 i 3) i nieco wcześniej stożkowej nieuzębrowanej powłoki dachu zbiornika (fotografia 4), a zjawisku temu towarzyszył silny dźwięk niszczonych powłok, słyszany przez obsługę tuż po włączeniu pompy do napełniania zbiornika.

ki dachu zbiornika (fotografia 4), a zjawisku temu towarzyszył silny dźwięk niszczonych powłok, słyszany przez obsługę tuż po włączeniu pompy do napełniania zbiornika.

Analiza nośności wyboczeniowej zbiornika podczas wystąpienia w nim podciśnienia. Podczas wystąpienia w zbiorniku podciśnienia p w walcowym płaszczu zbiornika występują obwodowe naprężenia ściskające σ_{θ} , których wartość charakterystyczną $\sigma_{\theta,k}$ określa wzór:

$$\sigma_{\theta,k} = p \cdot r/t \quad (2)$$

gdzie:

- p – wartość podciśnienia w zbiorniku;
- r – promień zbiornika;
- t – grubość płaszcza.

Wartość obwodowych naprężeń ściskających $\sigma_{\theta,k}$ nie powinna przekroczyć wartości charakterystycznej wytrzymałości wyboczeniowej przy ściskaniu obwodowym $\sigma_{\theta,Rk}$, wyznaczonej wg znanych procedur, zawartych w normie [7]. W anali-

zach wykorzystywane są wartości charakterystyczne, a nie obliczeniowe, gdyż obciążenie gwałtownym podciśnieniem traktowane jest jako obciążenie wyjątkowe. Podciśnienie p to różnica pomiędzy ciśnieniem atmosferycznym (0,1 MPa) a wartością bezwzględnego ciśnienia w zbiorniku, a zatem podciśnienie p nie mogło być większe niż 0,1 MPa (pustka powietrzna). Wartość charakterystyczną podciśnienia krytycznego $p_{cr,k}$ można wyznaczyć ze wzoru (3):

$$p_{cr,k} = \sigma_{\theta,Rk} \cdot t/r \quad (3)$$

The calculated values of $\sigma_{\theta,Rk}$ and $p_{cr,k}$ for tank shell manufacturing quality classes B (high) and C (normal), as described in the standard [7], are summarised in the table. In execution practice, even ensuring quality class C is quite difficult.

Already after 4 – 5 seconds of filling the tank with wastewater, the stability of the tank shell could have been lost, as even an efficient vent stack and overflow pipe (Fig. 1) could not prevent a negative pressure greater than $p_{cr,k} = 0.0046$ MPa from developing in such a short time (Table). In addition, the tank shell was also compressed in the meridional direction due to the negative pressure on its roof, although the tank was not in danger of losing stability when compressed in the meridional direction alone. The meridional compression stresses had an adverse interactive effect on the buckling process in circumferential compression. In the boundary condition analysis of tank shells, a decreasing partial factor $\gamma_{M1} = 1.1$ is used when determining the buckling capacity of the wall. As the analysis presented here does not concern the design situation, but the assessment of the failure progression, only the characteristic values of loads and capacities were taken into account.

Lime meal silo

In a steel cylindrical silo with a flat bottom for storing lime meal with a usable volume of $V = 2000$ m³, an overstuffing of the soggy meal above the bottom occurred (Figure 2a). The silo was filled almost to the roof, and the maximum volume of the seepage as half the volume of a sphere with radius $r = 5.5$ m could be approximately $V_2 = 348$ m³. The air under the roof had a small volume V_1 and a pressure p_1 , close to atmospheric pressure due to the installed overpressure and underpressure dampers. After the self-abrupt rupture of the screen (Figure 2b), an air space was created under the silo roof with a volume $V_1 + V_2$ and an instantaneous pressure p_2 much lower than the original pressure p_1 , as the safety dampers had a fair amount of inertia when they started to open. It can be tentatively assumed that just after the rupture, the seals were not yet open.

The high negative pressure p created in the sub-roof section, taken as the difference between atmospheric pressure (0.1 MPa) and absolute pressure p_2 , caused buckling of the upper mantle section (Photo 5) in the section without lime meal with height x (Figure 2a). The elimination of the full overstacking in a completely full silo induces a lowering of the upper level of the lime meal to a value of $x = 3.66$ m. Equation (1) for the instantaneous situation after the elimination of the overflow, and the safety flaps on the roof not yet open, can be written taking into account the designations in Figure 2 as:

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot (V_1 + V_2) \tag{4}$$

Obliczone wartości $\sigma_{\theta,Rk}$ oraz $p_{cr,k}$ w przypadku klas jakości wytwarzania powłoki zbiornika B (wysokiej) i C (normalnej), opisanych w normie [7], zestawiono w tabeli. W praktyce wykonawczej nawet zapewnienie jakości klasy C jest dość trudne.

Już po 4 – 5 sekundach napełniania zbiornika ściekami mogło dojść do utraty stateczności jego płaszczu, gdyż nawet sprawny komin wentylacyjny i rura przelewowa (rysunek 1) nie mogły w tak krótkim czasie zapobiec powstaniu podciśnienia większego niż $p_{cr,k} = 0,0046$ MPa (tabela). Ponadto płaszcz zbiornika był ściskany w kierunku południkowym wskutek działania podciśnienia na jego dach, chociaż przy samym ściskaniu w kierunku południkowym zbiornik nie był zagrożony utratą stateczności. Południkowe naprężenia ściskające miały jednak niekorzystny, interakcyjny wpływ na proces wybożenia przy ściskaniu obwodowym. W analizie stanów granicznych powłok zbiorników, w przypadku określania nośności ścianki na wybożenie, stosowany jest zmniejszający współczynnik częściowy $\gamma_{M1} = 1,1$. W związku z tym, że prezentowana analiza nie dotyczy sytuacji projektowej, lecz oceny przebiegu awarii, uwzględniano jedynie wartości charakterystyczne obciążeń i nośności.

Silos na mączkę wapienną

W stalowym silosie walcowym z dnem płaskim do magazynowania mączki wapiennej o objętości użytkowej $V = 2000$ m³ doszło do przesklepienia zawilgoconej mączki nad dnem (rysunek 2a). Silo było wypełnione prawie pod sam dach, a maksymalna objętość przesklepienia jako połowa objętości kuli o promieniu $r = 5,5$ m mogła wynosić w przybliżeniu $V_2 = 348$ m³. Powietrze pod dachem miało niewielką objętość V_1 i ciśnienie p_1 , zbliżone do ciśnienia atmosferycznego z uwagi na zainstalowane klapy nadcisnieniowe i podciśnieniowe. Po samoczynnym gwałtownym runięciu przesklepienia (rysunek 2b) pod dachem silosu powstała przestrzeń powietrzna o objętości $V_1 + V_2$ oraz chwilowym ciśnieniu p_2 znacznie mniejszym od pierwotnego ciśnienia p_1 , gdyż klapy bezpieczeństwa miały sporą bezwładność podczas rozpoczęcia ich otwierania. Można zatem wstępnie przyjąć, że tuż po runięciu przesklepienia nie były one jeszcze otwarte.

Powstałe w części poddachowej duże podciśnienie p , traktowane jako różnica ciśnienia atmosferycznego (0,1 MPa) i ciśnienia bezwzględnego p_2 , spowodowało wybożenie górnej części płaszczu (fotografia 5) w strefie bez mączki wapiennej o wysokości x (rysunek 2a). Likwidacja pełnego przesklepienia w całkowicie pełnym silosie wywołuje obniżenie górnego poziomu mączki wapiennej do wartości $x = 3,66$ m. Równanie (1) dla chwilowej sytuacji po likwidacji przesklepienia, i jeszcze nieotwartych klapy bezpieczeństwa na dachu, można zapisać z uwzględnieniem oznaczeń na rysunku 2 jako:

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot (V_1 + V_2) \tag{4}$$

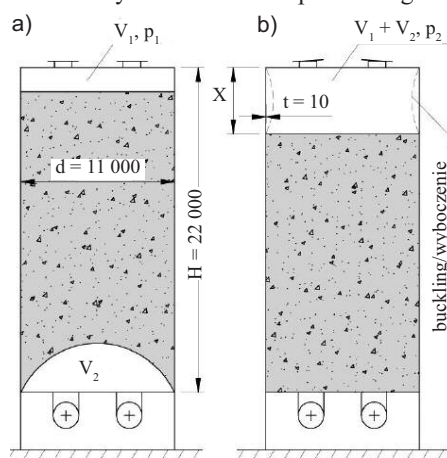


Fig. 2. Lime meal silo geometry and pressures p_1, p_2 : a) vaulting over the bottom (V_2); b) after removal of the vaulting ($V_1 + V_2, p_2$)
Rys. 2. Geometria silosu na mączkę wapienną i ciśnienie p_1, p_2 : a) przesklepienie nad dnem (V_2); b) po likwidacji przesklepienia ($V_1 + V_2, p_2$)

If the silo were filled to the roof ($V_1 = 0$), which is unrealistic in practice, the vacuum p (difference between atmospheric pressure and absolute pressure p_2) would be equal to $p = 0.1$ MPa (vacuum of vacuum) after elimination of the sealing. The greater the value of the volume V_1 before sealing, the greater the value of x (Figure 2b) and the lower the value of the real vacuum p , as shown in Figure 3.

Analysis of the buckling capacity of the silo shell during the occurrence of negative pressure in the silo shell.

The real negative pressure p (Figure 3) in the sub-roof cylindrical part of the shell with radius $r = 5.5$ m and length x , which was created after the abrupt liquidation of the overstuff, induced compressive circumferential stresses $\sigma_{\theta, k}$, whose characteristic value was determined from (2), and the critical vacuum from relation (3). The value of the characteristic buckling strength in circumferential compression $\sigma_{\theta, Rk}$ was determined according to [7]. It was assumed that at the top level of the lime meal the shell is stiffened by the silo filling and at the top it is stiffened by the roof, so the shell length $l = x$ was assumed in the calculations.

The characteristic value of the critical negative pressure $p_{cr, k}$ was determined from relation (3) for the original situation (Photo 5) without post-failure reinforcement of the upper part of the silo with rings (Photo 6), assuming a high quality of B-shell manufacture according to [7]. Experience has shown that overstuffing can occur if the silo is filled to more than 2 silo shell diameters above the bottom. In such a situation, the height of the void space under the roof is $x < 11$ m, and when the material over the bottom is crushed, the resulting negative pressure is several times higher than the critical negative pressure (Figure 3), leading to a loss of stability (Photo 5). The volume of the seepage V_2 does not always correspond to the assumed maximum volume of half a sphere with radius $r = 5.5$ m, and quite often it is much smaller, and then bumps do not cause a significant increase in vacuum in the sub-roof of section.

After the failure of the silo (Photo 5), the top of the damaged silo and the neighbouring silo were reinforced with rings spaced 1×2.2 m and 2×1.8 m to prevent another failure. According to relation (3) and the standard [7], the characteristic value of the critical

Gdyby silos był wypełniony pod sam dach ($V_1 = 0$), co w praktyce jest mało realne, to podciśnienie p (różnica pomiędzy ciśnieniem atmosferycznym a ciśnieniem bezwzględnym p_2) po likwidacji przesklepienia byłoby równe $p = 0,1$ MPa (podciśnienie próżni). Im większa wartość objętości V_1 przed przesklepieniem, tym większa wartość x (rysunek 2b) i tym mniejsza wartość realnego podciśnienia p , co przedstawiono na rysunku 3.

Analiza nośności wyboeczeniowej płaszcza silosu podczas wystąpienia w nim podciśnienia. Powstałe po gwałtownej likwidacji przesklepienia realne podciśnienie p (rysunek 3) w poddachowej części walcowej powłoki o promieniu $r = 5,5$ m o długości x wywołała ściskające naprężenia obwodowe $\sigma_{\theta, k}$, których wartość charakterystyczną wyznaczono z zależności (2), a podciśnienie krytyczne z zależności (3). Wartość charakterystycznej wytrzymałości wyboeczeniowej przy ściskaniu obwodowym $\sigma_{\theta, Rk}$ wyznaczono zgodnie z [7]. Przyjęto, że na poziomie górnym mączki wapiennej powłoka jest usztywniona przez wypełnienie silosu, a na górze usztywnia ją dach, a zatem założono w obliczeniach długość powłoki $l = x$.

Wartość charakterystyczną krytycznego podciśnienia $p_{cr, k}$ wyznaczono z zależności (3) w przypadku sytuacji pierwotnej (fotografia 5) bez poawaryjnego wzmocnienia górnej części silosu pierścieniami (fotografia 6), zakładając wysoką jakość wytwarzania powłoki B wg [7]. Doświadczenie wskazuje, że przesklepienia mogą się pojawić, jeśli silos wypełniony jest ponad dnem powyżej 2 średnic jego płaszcza. W takiej sytuacji wysokość pustej przestrzeni pod dachem wynosi $x < 11$ m, a po tąpnięciu przesklepienia materiału nad dnem powstałe podciśnienie realne jest kilkakrotnie większe od podciśnienia krytycznego (rysunek 3), co prowadzi do utraty stateczności (fotografia 5). Nie zawsze objętość przesklepienia V_2 odpowiada przyjętej maksymalnej objętości połowy kuli o promieniu $r = 5,5$ m, a dość często jest znacznie mniejsza i wtedy tąpnięcia nie powodują znacznego wzrostu podciśnienia w części poddachowej.

Po awarii silosu (fotografia 5) wzmocniono górną część uszkodzonego silosu i sąsiedniego silosu za pomocą pierścieni o rozstawie $1 \times 2,2$ m oraz $2 \times 1,8$ m, aby zapobiec kolejnej awarii. Obliczono zgodnie z zależnością (3) i normą [7] wartość charakterystyczną podciśnienia krytycznego z uwzględnie-



Photo 5. View of deformed silo shell

Fot. 5. Widok zdeformowanego płaszcza silosu

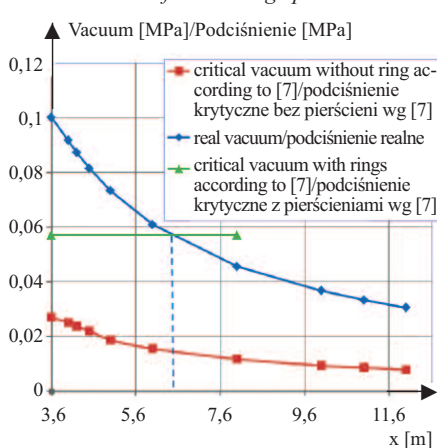


Fig. 3. Values of calculated negative pressure in the silo after removal of the vaulting

Rys. 3. Wartości obliczonego podciśnienia w silosie po likwidacji przesklepienia



Photo 6. Ring-reinforced silos

Fot. 6. Silosy wzmocnione pierścieniami

vacuum including the influence of the rings was calculated, which is approximately limited to the value $x = 8.0 \text{ m}$ ($2.2 + 2 \times 1.8 + 2.2$), and the results in the case of the highest silo design class A are shown in Figure 3. Even for such a high design class, in the case of a bump of the maximum displacement in a significantly filled silo ($x < 6.4 \text{ m}$) there is some risk of buckling of the silo shell despite the ring reinforcement used. In the case of a silo without rings, the standard [7] shell length is variable at $l = x > 3.6 \text{ m}$, while it is constant ($l = 2.2 \text{ m}$) when rings are used, hence the differences in the nature of the critical vacuum value diagrams in Figure 3, as the design shell length l has a decisive influence on the buckling resistance in circumferential compression.

Final conclusions

In the event of a vacuum surge phenomenon, steel cylindrical shells made of smooth plates are unable to avoid buckling. In the event of rapid condensation in the vessel, the increase in vacuum inside the vessel is so great that, despite the use of classic vent stacks, the vessel will fail severely (Photographs 2 and 3). It is therefore necessary to design the safety systems in such a way that there is no accumulation of hot steam in the tank, and to use a very low pumping rate during the initial filling phase of an empty tank.

In the case of silos, the bumps of the resultant seams above the bottom cause significant negative pressure in the under-roof section and a risk of buckling of this part of the jacket (Figure 2, Photo 5). Reinforcing the upper part of the jacket with rings (Photo 6) reduces the risk of buckling, but may not be effective in the case of large seams (Figure 3). If the V_2 crawl space and V_1 crawl space were connected by pipes (Figure 2), the air from the crawl space would be forced under the roof during the bump instead of into the silo evacuation system, and the pressure p_2 under the roof would be almost the same as the pressure p_1 , which would reduce the negative pressure p in the under-roof section considerably.

The analyses presented can be used to ensure the required reliability of tank and silo structures at the design and operational stages.

niem wpływu pierścieni, który ogranicza się w przybliżeniu do wartości $x = 8,0 \text{ m}$ ($2,2 + 2 \times 1,8 + 2,2$), a wyniki w przypadku najwyższej klasy wykonania silosu A przedstawiono na rysunku 3. Nawet dla tak wysokiej klasy wykonania w przypadku tąpnięcia maksymalnego przesklepienia w znacznie wypełnionym silosie ($x < 6,4 \text{ m}$) nadal istnieje pewne ryzyko wybooczenia płaszcza silosu mimo zastosowanego wzmocnienia pierścieniami. W przypadku silosu bez pierścieni norma [7] długość powłoki jest zmienna i wynosi $l = x > 3,6 \text{ m}$, a w przypadku zastosowania pierścieni jest stała ($l = 2,2 \text{ m}$), stąd wynikają różnice w charakterach wykresów wartości podciśnienia krytycznego na rysunku 3, gdyż obliczeniowa długość powłoki l ma decydujący wpływ na nośność wybooczeniową przy ściskaniu obwodowym.

Wnioski

W przypadku wystąpienia zjawiska gwałtownego wzrostu podciśnienia stalowe powłoki walcowe z blach gładkich nie są w stanie w praktyce uniknąć wybooczenia. W wyniku szybkiego skroplenia się pary wodnej w zbiorniku wzrost podciśnienia w jego wnętrzu jest tak duży, że pomimo zastosowania klasycznych kominków wentylacyjnych zbiornik ulegnie awarii (fotografie 2 i 3). Należy więc tak projektować systemy zabezpieczeń, aby nie dochodziło do gromadzenia się gorącej pary wodnej w zbiorniku, a w początkowej fazie napełniania pustego zbiornika stosować bardzo małą wydajność pomp.

W przypadku silosów tąpnięcia powstałych przesklepień nad dnem wywołują znaczne podciśnienie w części poddachowej i ryzyko wybooczenia tej części płaszcza (rysunek 2, fotografia 5). Wzmocnienie pierścieniami górnej części płaszcza (fotografia 6) zmniejsza ryzyko wystąpienia wybooczenia, ale w przypadku dużych przesklepień może nie być skuteczne (rysunek 3). Gdyby połączyć rurami przestrzeń przesklepienia V_2 z przestrzenią V_1 (rysunek 2), to powietrze z przestrzeni przesklepienia włączane byłoby podczas tąpnięcia pod dach, zamiast do instalacji opróżniania silosu, a ciśnienie p_2 pod dachem byłoby prawie takie samo jak ciśnienie p_1 , co zredukowałoby znacznie podciśnienie p w części poddachowej.

Przedstawione analizy mogą być wykorzystane w zapewnieniu wymaganej niezawodności konstrukcji zbiorników i silosów na etapie projektowania oraz ich eksploatacji.

Received: 28.10.2024
Revised: 02.12.2024
Published: 24.01.2025

Artykuł wpłynął do redakcji: 28.10.2024 r.
Otrzymano poprawiony po recenzjach: 02.12.2024 r.
Opublikowano: 24.01.2025 r.

Literature

- [1] Ziółko J, Supernak E, Borek P, Jędrzejewski MT. Naprawa zbiorników cylindrycznych uszkodzonych wskutek podciśnienia. Inżynieria i Budownictwo. 1997; 7.
- [2] Ziółko J, Supernak E. Naprawa stalowego zbiornika uszkodzonego przez podciśnienie. Materiały XXV Konferencji Naukowo-Technicznej „Awaryje Budowlane”. Międzyzdroje 24-27 maja 2011; 907–916. http://www.awaryje.zut.edu.pl/files/ab2011/referaty/T2_04_Konstrukcje_stalowe/19_Ziolko_J_i_inni_Naprawa_stalowego_zbiornika_uszkodzonego_przez_podcisnienie.pdf.
- [3] 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.

- [4] Ikeda CM, Wilkerling J, Duncan JH. The implosion of cylindrical shell structures in a high-pressure water environment. Proc R Soc A. 2013; <http://dx.doi.org/10.1098/rspa.2013.0443>.
- [5] Hotała E. Unconventional states of loads of cylindrical shells of steel silos. Studia Geotechnica et Mechanica, Vol. XXIV, No. 1 -2, 2002.
- [6] Hotała E. Nośność graniczna nieuzębrowanych cylindrycznych płaszczy silosów stalowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
- [7] PN-EN 1993-1-6, Eurokod 3, Projektowanie konstrukcji stalowych, Część 1-6: Wytrzymałość i stateczność konstrukcji powłokowych.