

Techniczne i ekonomiczne aspekty ryzyka modernizacji sprężarek promieniowych

Technical and economical risk aspects of centrifugal compressor modernization

ADAM PAPIERSKI, WŁADYSŁAW KRYŁŁOWICZ, KIRIŁŁ KABAŁYK

DOI 10.36119/15.2020.1.4

W artykule opisano podstawowe problemy techniczne oraz logistyczno-ekonomiczne występujące podczas modernizacji sprężarek promieniowych. Podstawą dla artykułu jest przeszło czterdziestoletnie doświadczenie autorów w dziedzinie revampu sprężarek zwłaszcza procesowych. Opisano proces modernizacji czterech sprężarek promieniowych (powietrznych) pracujących w jednej z polskich elektrowni. Maszyny te zostały uruchomione po modernizacji w latach 2018-2019. Omówiono: problemy formułowania parametrów modernizacyjnych, ryzyko związane z dokładnością obliczeń 1D oraz 3D (kod CFX), zagadnienia technologiczne, problemy logistyczne i problemy badań odbiorczych.

Słowa kluczowe: sprężarka promieniowa, modernizacja, revamp

The article describes basic technical, logistic and economic issues occurring during modernization of radial compressors. The basis for the article is the authors' over forty years of experience in the field of compressors, especially process ones. The process of modernization of four radial compressors was described (airborne) working in one of the Polish power plants. These machines were launched after modernization in 2018-2019. Discussed: problems of formulation of modernization parameters, associated risk with 1D and 3D calculation accuracy (CFX code), technological issues, logistic problems and problems acceptance tests.

Keywords: radial compressor, modernization, revamp

Wstęp

W piśmiennictwie przedmiotu znajdujemy wiele publikacji dotyczących techniki modernizacji sprężarek przepływowych. Przestankami do przeprowadzania modernizacji tych maszyn są efekty zarówno natury ekonomicznej, jak też i czysto technicznej (por. [5], [9]).

Zasadniczo rozróżniamy dwa rodzaje modernizacji sprężarek: tzw. revamp (inaczej rerate) oraz upgrade (por. [5], [11]). To nazewnictwo nie dotyczy jedynie sprężarek, ale jest też stosowane do innych maszyn i instalacji, zwłaszcza w branży chemicznej. W ramach niniejszej publikacji zajmujemy się modernizacjami typu revamp, polegającymi na wymianie części układu przepływowego sprężarki, czego skutkiem jest zmiana jej punktu pracy (zmianie podlegać mogą: spręż, przepływ, parametry ssania, skład gazu (por. [9])).

Osnową artykułu są wybrane procesy modernizacji sprężarek promieniowych, pracujących w chemii, energetyce i gór-

nictwie. Omówione zostały poszczególne fazy modernizacji oraz związane z nimi elementy ryzyka. W artykule wykorzystano przeszło czterdziestoletnie doświadczenia IMP Pł w dziedzinie revampu maszyn przepływowych.

Sformułowanie obszarów ryzyka dla procesu modernizacji sprężarek promieniowych

Modernizację sprężarki uznajemy za udaną, jeżeli:

- Maszyna osiągnie kontraktowe parametry pracy (ciśnienie tłoczenia, przepływ, pobór mocy) w ramach założonej tolerancji.
- Dynamika agregatu (sprężarka + przekładnia – o ile istnieje + napęd – turbina lub silnik) spełnia wymogi odpowiednich norm (API bądź ISO).
- Sprężarkę uruchomiono bez opóźnień – w zakładanym terminie.
- Trwałość maszyny okaże się wystarczająca (w zależności od warunków kontraktu).

Przeszło czterdziestoletnie doświadczenie autorów w dziedzinie modernizacji sprężarek promieniowych procesowych pozwoliły na sformułowanie obszarów ryzyka związanych z procesem modernizacji (por. monografia [5] i praca [11]):

- Ryzyko związane z formułowaniem parametrów modernizacyjnych.
- Problemy natury logistycznej.
- Ryzyko związane z dokładnością obliczeń 1D oraz 3D (kody CFD).
- Zagadnienia technologiczne, wytrzymałościowe oraz dynamiczne.
- Ryzyko związane z wiarygodnością badań odbiorczych.

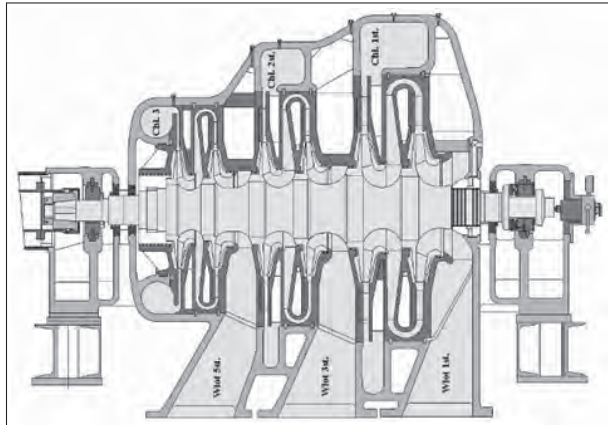
Ryzyko związane z formułowaniem parametrów modernizacyjnych

Przykład modernizacji sprężarki powietrznej

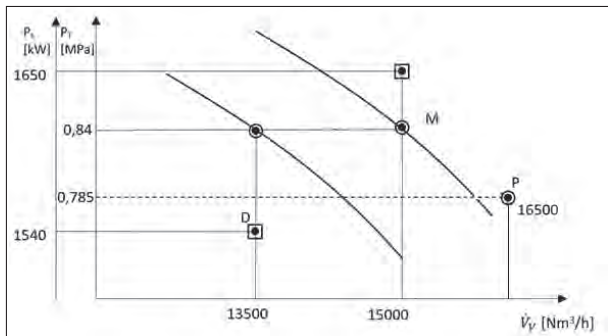
Obiektem modernizacji były cztery sprężarki promieniowe sześciostopniowe, których przekrój podłużny pokazano na rys. 1.

dr hab. inż. Adam Papierski – <https://orcid.org/0000-0002-1238-8802>, prof. dr hab. inż. Władysław Kryłłowicz – <https://orcid.org/0000-0002-2117-2392>, dr inż. Kiril Kabatyk – <https://orcid.org/0000-0003-1552-4539> – Instytut Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej, Łódź. Adres do korespondencji: i12@p.lodz.pl, Polska

Strumień objętości oryginalnej sprężarki w punkcie nominalnym wynosił $\dot{V}_N = 16500 \text{ Nm}^3/\text{h}$, a ciśnienie tłoczenia $p_z = 0,785 \text{ MPa}$. Sprężarka regulowana jest klapą dławiącą na ssaniu. Podstawowym celem modernizacji było zwiększenie ciśnienia tłoczenia do $p'_z = 0,84 \text{ MPa}$ (z tolerancją +5%). Ponadto postawiono warunek, że dla nowego punktu nominalnego strumień objętości nie może być mniejszy od $(\dot{V}'_N)_{\min} = 15000 \text{ Nm}^3/\text{h}$.



Rys. 1 Przekrój podłużny modernizowanej sprężarki powietrznej (patrz. [7])
Fig. 1 Longitudinal cross-section of the compressor modernized in [7]



Rys. 2 Porównanie parametrów projektowych i modernizacyjnych sprężarki powietrznej (wg [7] i [8])
Fig. 2 Comparison of the compressor's operation points before (P) and after (M and D) modernization, [7, 8]

Na rysunku 2 zestawiono parametry projektowe oraz modernizacyjne sprężarki.

Oprócz wymaganego punktu pracy zmodernizowanej sprężarki (punkt „M”) ustanowiono dodatkowy punkt pracy („D”), odpowiadający temperaturze czynnika $t'_A = 35^\circ\text{C}$, podczas gdy temperatura czynnika w punkcie „M” ma wynosić 20°C . Dla punktu „D” strumień objętości nie może być mniejszy niż $(\dot{V}'_N)_{\min} = 13500 \text{ Nm}^3/\text{h}$, dla tego samego ciśnienia tłoczenia $0,84 \text{ MPa}$. Dodatkowo ustanowiono maksymalne pobory mocy dla punktów „M” i „D”, z tolerancją +7%.

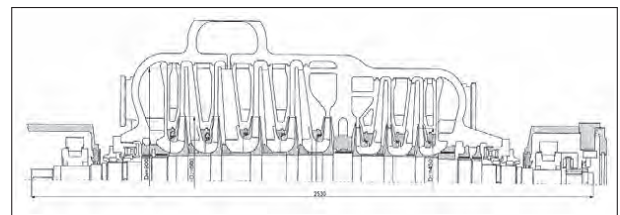
Analiza modernizacyjnych parametrów pracy pozwala na wyciągnięcie wniosku, że spełnienie wymagań co do punktu „D” jest obciążone bardzo dużym ryzykiem niespełnienia parametrów punktu A. Co prawda izentropowy przyrost entalpii dla punktu „D” jest tylko o 5% większy niż dla punktu „M”, ale osiągnięcie strumienia objętości równego co najmniej $13500 \text{ Nm}^3/\text{h}$ wymaga przewymiarowania sprężarki w punkcie

„M”. Temperatura na ssaniu narzucona przez zleceniodawcę równa $t_A = 35^\circ$ (308 K) odpowiada przecież warunkom tropikalnym, a te pomimo zmian klimatu jeszcze w Polsce nie występują.

Przykład modernizacji dwu sprężarek amoniaku

Na rysunku 3 przedstawiono przekrój podłużny zmodernizowanej sprężarki amoniaku produkcji firmy GHH. Sprężarka ta

Rys. 3 Przekrój podłużny zmodernizowanej sprężarki amoniaku firmy GHH (wg [5])
Fig. 3 Longitudinal cross-section of the modernized GHH's ammonia compressor [5]

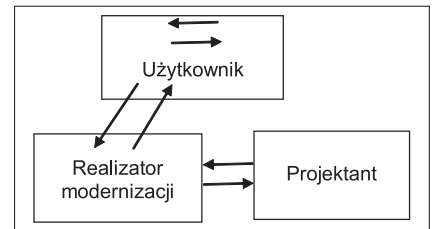


jest maszyną ośmiostopniową, a jej układ przepływowy składa się z trzech sekcji – maszyna ma króciec ssawny główny i dwa króćce dodatkowe (ang. „sidestreams”).

Podstawowym celem modernizacji było zmniejszenie sprężu z $\Pi = 5,85$ do $\Pi' = 4,33$ przy strumieniu masy amoniaku zwiększonym z $4,55$ do $5,89 \text{ kg/s}$. Modernizacja polegała na wymianie wirnika (nowe koło wirnikowe o zwiększonej szerokości i innych kątach łopatek, wykonane w technologii lutowania). Sprężarka osiągnęła zakładane parametry modernizacyjne. Jednak sukces modernizacji okazał się ograniczony. W drugiej linii technologicznej (linie A i B) przeprowadzono

modernizację bliźniaczej maszyny dla innych parametrów pracy. W wyniku tego powstały problemy ze współpracą obu maszyn – jako zasadę należy przyjąć, że dwie współpracujące sprężarki powinny mieć taki sam przebieg charakterystyki.

Przyczyną tego stanu rzeczy jest niedostateczna współpraca trzech stron uczestniczących w modernizacji – użytkownika sprężarki, realizatora modernizacji i projektanta. Ta współpraca przebiegała według schematu pokazanego na rys. 4.



Rys. 4 Schemat współpracy trzech jednostek przeprowadzających modernizację. Strzałki w polu Użytkownik oznaczają niespójność poglądów różnych służb Użytkownika
Fig. 4 Scheme of the cooperation between parties during modernization

Elementy ryzyka natury logistycznej

Ponieważ w Polsce nie ma obecnie żadnego zakładu produkującego sprężarki przepływowe (pomijamy tu Zakłady Cegielskiego w Poznaniu wytwarzające jednostopniowe dmuchawy promieniowe), to proces ich modernizacji jest wykonywany na drodze kooperacji. Wymaga to bardzo ścisłej kooperacji pomiędzy podmiotami zaangażowanymi w modernizację.

Ryzyko natury logistycznej wynika głównie z:

1. Konieczności wczesnego zamawiania odkuwek na koła wirnikowe i wały.
2. Konieczności precyzyjnego ustalenia terminu lutowania kół wirnikowych (o ile stosujemy tę technologię), ponieważ obecnie tę operację technologiczną przeprowadza się za granicą.
3. Konieczności odwirowania poszczególnych kół wirnikowych.
4. Konieczności kilkakrotnego przeprowadzenia wyważania międzyoperacyjnego – wyważamy wirnik po założeniu kolejnego koła wirnikowego.

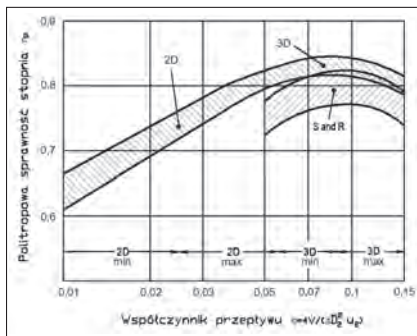
Dodatkowym problemem może być demontaż i powtórny montaż sprężarki, o ile nie przeprowadzają go dysponujące dużym doświadczeniem służby remontowe użytkownika.

Ryzyko natury aerodynamicznej

Standardowa procedura projektowa stosowana przez autorów artykułu obejmuje:

- obliczenia odtworzeniowe procesu sprężania w istniejącej sprężarce (obliczenia 1D),
- obliczenia jednowymiarowe (1D) kilku wariantów nowego układu łopatkowego,
- weryfikację numeryczną (3D) wybranych rozwiązań.

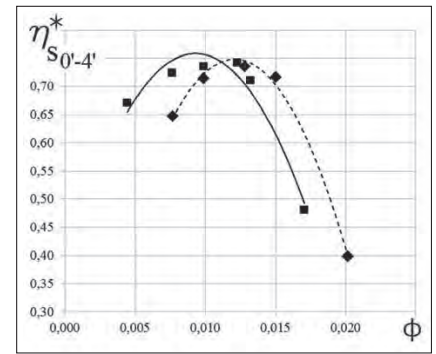
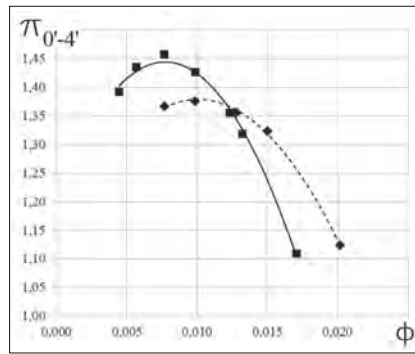
Podstawowym problemem obliczeń 1D jest duża niepewność określania sprawności stopni. Przykładowo, na rys. 5 przedstawiono wg Luedtkego [9] pasmo sprawności politropowych stopni w funkcji wskaźnika przepływu Φ .



Rys. 5 Pasma przebiegu sprawności politropowej stopni sprężających promieniowych w funkcji wskaźnika przepływu Φ dla różnych typów kół wirnikowych (Luedtke [9])
Fig. 5 Range of polytropic efficiencies of typical centrifugal impellers with respect to design flow coefficient [9]

Rysunek 5 został opracowany na podstawie długoletnich badań wielu stopni sprężarkowych. Widzimy, że pasmo niepewności wynosi od 3 do 4%. Jest to wartość bardzo duża, a w dodatku dotyczy stopni zoptymalizowanych. W przypadku modernizacji, nie zawsze z powodu ograniczeń geometrycznych, możemy uzyskać sprawności takie, jak na wykresie. Stąd wynika waga obliczeń CFD umożliwiających weryfikację pól przepływu pod kątem oderwań i w pewnym stopniu umożliwiając ocenę poziomu strat w stopniach (por. Casey [1]). Jednak nie zawsze obliczenia CFD przynoszą wiarygodne wyniki.

Na rysunku 6 przedstawiono porównanie obliczeń CFD z wynikami eksperymentu dla stopnia sprężającego o małym



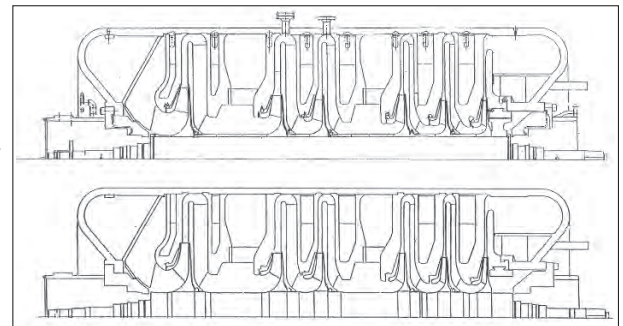
Rys. 6 Porównanie wyników obliczeń CFD oraz eksperymentu dla stopnia sprężarki promieniowej: eksperyment — obliczenia - - - - (Kryłłowicz i zespół, [4])
Fig. 6 Comparison between CFD-computed (---) and experimentally measured (—) performance maps of the centrifugal compressor stage [4]

współczynnika przepływu Φ (tzw. „low flow coefficient stage”).

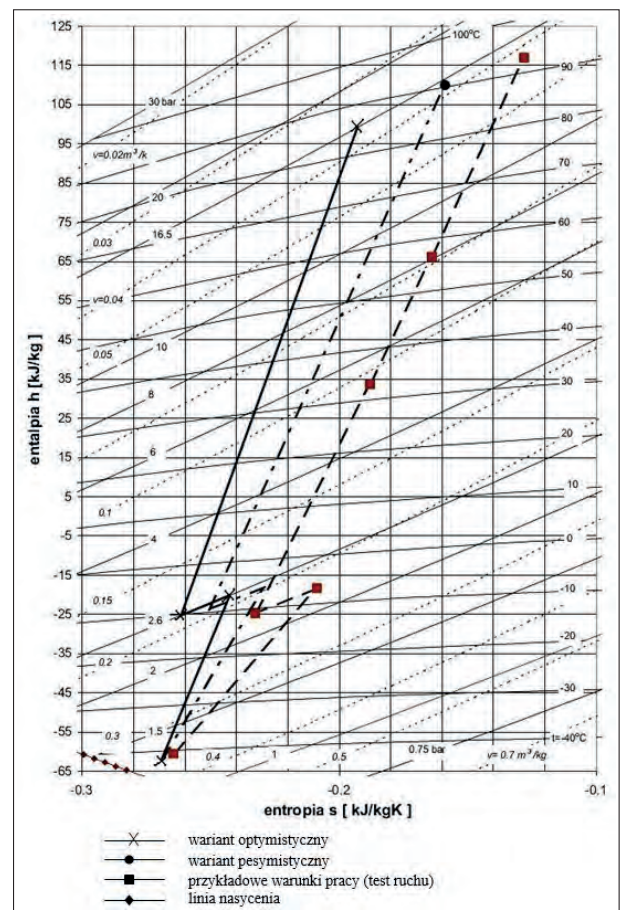
Widzimy, że dla punktu projektowego ($\Phi \approx 0,0125$) osiągnięto dość dobrą zgod-

ność, jeżeli chodzi o spręż. Natomiast różnica w sprawności wynosi ponad 5 punktów procentowych, a więc jest to ta sama dokładność jak w obliczeniach 1D.

Rys. 7 Część wlotowa sprężarki propylenu: u góry – oryginalna, u dołu – zmodernizowana (Graczykowski M., Kryłłowicz W., [2])
Fig. 7 Longitudinal section of the propylene compressor: upper image – conventional, lower image – modernized [2]



Rys. 8 Zmiana stanu w zmodernizowanej sprężarce propylenu (Graczykowski M., Kryłłowicz W., [2])
Fig. 8 Enthalpy-entropy graph of compression process in the propylene compressor [2]

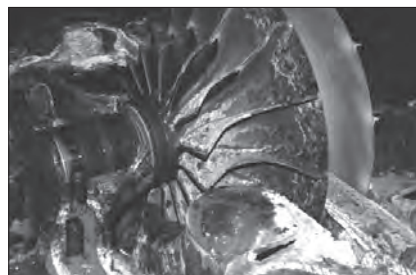
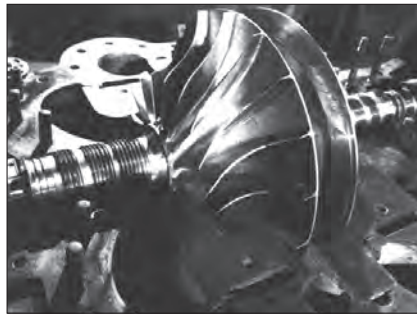


Główną przyczyną tego stanu są trudności ze sformułowaniem warunków brzegowych. Dotyczy to szczególnie nowoczesnych stopni 3D (por. rys. 3) – czyli stopni o dużym współczynniku przepływu Φ . Na rysunku 7 przedstawiono część wlotową sprężarki propylenu: u góry – w wersji oryginalnej, u dołu – w wersji zmodernizowanej. Sprężarka zmodernizowana ma inne parametry na ssaniu, a ponadto tylko jeden czynny króciec boczny (sidestream).

Na rysunku 8 widzimy zmianę stanu w sprężarce propylenu we współrzędnych entalpia – entropia. Naniesiono przemiany dla warunku optymistycznego, pesymistycznego oraz warunki ruchu testowego.

Ruch testowy wykazał, że sprawność pierwszego stopnia sprężarki (koło typu 3D, optymalizowane numerycznie) jest bardzo niska, co rzutuje na sprawność całej maszyny. Przyczyną jest błędne ustanowienie warunków brzegowych – rzeczywiste profile prędkości nie odpowiadają założonym. Aby uniknąć tego problemu, producenci sprężarek przeprowadzają badanie wlotów na specjalnych stanowiskach, tak jak to pokazano na rys. 9.

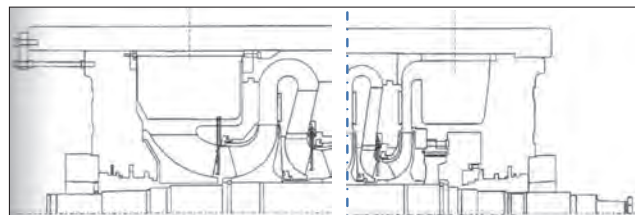
Ponieważ w Polsce modernizacje sprężarek są przedsięwzięciami jednostkowymi, ich budżet nie pozwala na przeprowadzenie badań eksperymentalnych. Stosowane przez autorów analizy numeryczne wlotów (por. [7]) tylko w pewnym stopniu pozwalają na zmniejszenie poziomu ryzyka.



Rys. 10 Widok układu przepływowego sprężarki gazu sodowego po modernizacji (u góry), u dołu – układ przepływowy po 1400-u godzinach pracy (Kryłłowicz W., Klonowicz W., [3])
Fig. 10 Flowpath of the soda-gas compressor after modernization (upper image) and after 1400 hours of operation (lower image) [3]

nach eksploatacji. Zmiana technologii procesu spowodowała bardzo silne zabrudzenie układu przepływowego, czego efektem była zmiana charakterystyki sprężarki – tak jak to pokazano na rys. 11.

Należy sądzić, że w tym przypadku dalsza eksploatacja sprężarki jest niemoż-



Rys. 9 Wielostopniowe stanowisko badawcze sprężarki promieniowej (firma Dresser-Rand, Sorokes i Koch [10])
Fig. 9 Multistage experimental test-rig of a centrifugal compressor [10]

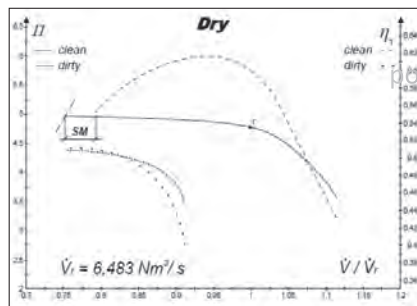
Ryzyko związane z zagadnieniami technologicznymi

Pod pojęciem ryzyka technologicznego rozumiemy dwa zagadnienia:

- wpływ zmienionej technologii procesu na pracę zmodernizowanej sprężarki,
- wpływ technologii wykonania (zwłaszcza dotyczy kół wirnikowych) na pracę zmodernizowanej sprężarki.

W ramach niniejszego artykułu poruszono jedynie pierwszy problem.

Modernizacja typu revamp oznacza zmianę parametrów sprężarki, ale też i zmianę technologii procesu. Niekiedy powoduje to nieprzewidziane trudności eksploatacyjne. Na rysunku 10 przedstawiono układ przepływowy dwustopniowej sprężarki gazu sodowego – bezpośrednio po modernizacji oraz po 1400-u godzi-

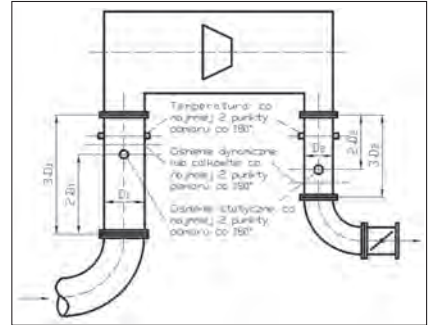


Rys. 11 Zmiana położenia i kształtu charakterystyki sprężarki gazu sodowego po 1400-u godzinach pracy (Kryłłowicz W., Klonowicz W., [3])
Fig. 11 Alterations in the soda-gas compressor's performance map after 1400 hours of operation [3]

liwa – konieczne jest otwarcie kadłuba i ręczne usunięcie osadów

Lokalne uwarunkowania technologiczne są niejednokrotnie przyczyną

poważnych problemów związanych z interpretacją wyników badań odbiorczych. Norma ISO 5389 (rys. 12) wymaga określonej lokalizacji przyrządów pomiarowych. Jeżeli nie spełnimy tych warunków to wzrasta niepewność pomiarów odbiorczych, a ponadto w razie sporu prawnego brak jest technicznego punktu odniesienia.



Rys. 12 Rozmieszczenie oprzyrządowania pomiarowego w króćcach ssącym i tłoczącym jednokadłubowej sprężarki bez chłodzenia międzystopniowego wg normy ISO 5389
Fig. 12 Locations of control measurement equipment at the inlet and outlet flanges of the single-haul centrifugal compressor without intermediate cooling

Podsumowanie

Pomimo dość wysokiego poziomu ryzyka, modernizacje sprężarek promieniowych są przedsięwzięciami opłacalnymi (por. Luedtke [9]). W tabeli poniżej zestawiono rozkład kosztów modernizacji, przyjmując jako 100% koszt kupna i zabudowy całego agregatu sprężającego.

Tabela T-1 Rozkład kosztów modernizacji sprężarki (wg Kryłłowicza [5])
Table T-1 Distribution of compressor modernization costs (according to Kryłłowicz [5])

Kryterium porównawcze	Nowy agregat sprężarkowy	Modernizacja „starego” agregatu
Przepływ	100%	80÷100%
Sprawność	100%	97÷100%
Roboty budowlane (fundamenty)	100%	5÷10%
Orurowanie i armatura (inwestycje)	100%	0÷5%
Układy pomocnicze (inwestycje)	100%	50÷60%
Czas trwania całego zadania	100%	60÷70%
Czas montażu	100%	5÷10%

Istnieją jednak istotne przeciwwskazania jeżeli chodzi o przeprowadzenie modernizacji. Są nimi:

- zły stan fundamentów agregatu (rozumianego jako zespół sprężarka – przekładnia – napęd),
- zły stan kadłuba sprężarki.

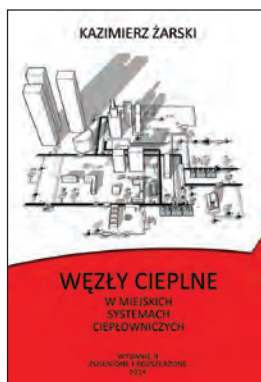


Rys. 13
Widok dolnej połówki sprężarki gazu sodowego po awarii spowodowanej pęknięciem kadłuba. (Kryłłowicz W., Klonowicz W., [3])
Fig. 13 View of the lower part of the soda-gas compressor after the casing-fracture failure [3]

Na rysunku 13 przedstawiono przykładowo widok dolnej połówki kadłuba sprężarki promieniowej gazu sodowego. Sprężarka ta pracuje w systemie sprężania mokrego. W tym przypadku brak należytego chłodzenia, spowodowanego niesprawnością układu wtrysku, był przyczyną przegrzania i pęknięcia kadłuba. Efektem tego była totalna awaria zmodernizowanej sprężarki.

REFERENCES

- [1] Casey M.V., Dalbert P., Roth P., 1990, *The Use of 3D Viscous Flow Calculations in the Design and Analysis of Industrial Centrifugal Compressors*, ASME Paper 90-GT-2
- [2] Graczykowski M., Kryłłowicz W., Kozanecki Z., Magiera R., 2002, *Revamp of a Large-Scale Propylene Refrigerating Compressor*, ZN PŁ, seria CMP, Z. 122, str. 336-346, Łódź
- [3] Kryłłowicz W., Klonowicz W., Matyjewski M., Kaszak A., 2007, *Wet & dry compression of soda gas: comparison of the industrial turbocompressor performances*, 7-th European Conference on Turbomachinery, Athens, pp. 553-563
- [4] Kryłłowicz W., Kozanecki Z., Kabatyk K., Lodz University of Technology, Institute of Turbomachinery, Lodz, Świder P., Kozanecki Z. (Jr), Neo-Tec Sp. z O.O., Plock, Poland, 2017, *Technical and Aerodynamical Aspects a High Pressure Synthesis Gas Turbocompressor Modernization*, Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics and Thermodynamics ETC12, Paper ID: ETC2017-171, Stockholm, Sweden
- [5] Kryłłowicz W., 2013, *Teoria i praktyka modernizacji sprężarek promieniowych (Theory and Praxis of Centrifugal Compressors Modernization)*, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej
- [6] Kryłłowicz W., Olczyk W. W., Fijałkowski T., 2010, *Wybrane aspekty metrologiczne ruchów testowych sprężarek przepływowych*, Politechnika Łódzka, Instytut Maszyn Przepływowych, PAK vol.56, nr 1/2010
- [7] Kryłłowicz W. i Zespół, *Projekt modernizacji oraz obliczenia sprężarki 6RMY56 w PGE Bełchatów*, 2018, Politechnika Łódzka, Instytut Maszyn Przepływowych
- [8] Ołędzki M., Błaszczak A., 2018, *O modernizacji sprężarki w Elektrowni Bełchatów*, *Energetyka Ciepła i Zawodowa*, 6/2018, str. 62-71
- [9] Lüdtke C., 1995, *Revamp of Centrifugal Compressors – an Alternative for Production Increase and Efficiency Improvement*, wyd. własne firmy Babcock – Borsig Berlin, a także ZN PŁ, seria CMP, Z. 108, str. 239-251
- [10] Sorokes J. M., Koch J. M., 1995, *The Use of Single and Multi-Stage Test Vehicles in the Development of Dresser-Rand DATUM Compressor*, *Dresser-Rand Technology Journal*, Volume 2, pp. 133-146
- [11] Świder P., Kozanecki Z., Graczykowski M., Kryłłowicz W., 2015, *Technical Aspects of a large size industrial process turbocompressor revamp*, *Open Engineering*, vol. 5, no. 1, 438-446
- [12] API Standard 617, *Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services*, (2002), American Petroleum Institute
- [13] PN-EN ISO 10439: *Przemysł naftowy, chemiczny i gazowniczy – sprężarki wirowe*, Polski Komitet Normalizacyjny, listopad 2003
- [14] ISO Std 5389: *Turbocompressors. Performance test Codes* (1992)



Recenzowana książka pt. „Węzły ciepłe w miejskich systemach ciepłowniczych” stanowi kompendium nowoczesnej wiedzy z zakresu rozwiązań doprowadzenia ciepła z sieci ciepłych do budynków. Prezentowane rozwiązania uwzględniają wymagania racjonalnego gospodarowania energią, efektywności ekonomicznej i właściwej współpracy z systemem ciepłowniczym.

W książce przedstawiono w sposób logiczny, uporządkowany i przejrzysty całość zagadnień związanych z projektowaniem i eksploatacją współczesnych indywidualnych węzłów ciepłych, które poprzedzono przypomnieniem niezbęd-

nych podstaw teoretycznych. Zawarto w niej kolejno:

- podstawy teoretyczne z zakresu wymiany ciepła i masy w otwartych układach termodynamicznych,
- podstawy doboru i symulacji działania wymiennika ciepła,
- rodzaje i podstawowe schematy węzłów ciepłych,
- procedury projektowania węzłów ciepłych z podziałem na elementy wspólne i z uwzględnieniem specyfiki projektowania wielofunkcyjnych wymienników węzłów ciepłych oraz węzłów zmieszania pompowego na cele ogrzewania,
- podstawowe rodzaje urządzeń pomiarowych, charakterystyki statyczne i dynamiczne urządzeń węzła ciepłego, stosowane w węzłach układy automatycznej regulacji oraz zasady doboru ich podstawowych elementów,

- najważniejsze zagadnienia współpracy węzła ciepłego z siecią ciepłowniczą, rzutuujące na wzajemne racjonalne współdziałanie,
- wymagania dotyczące pomieszczenia węzłów ciepłych.

Użytecznym podsumowaniem książki są przykłady obliczeń węzłów ciepłych wraz z przykładami obliczeń przy pomocy programu komputerowego WEZEL_X.

W zakresie procedur projektowania i zagadnień współpracy węzła ciepłego z siecią ciepłowniczą Autor prezentuje wyniki własnych badań i przemyśleń. Książka stanowi, zgodnie z zapowiedzią, uwieńczenie i podsumowanie Jego dorobku z tego zakresu, choć, moim zdaniem, nie powinna jeszcze oznaczać zakończenia kariery naukowej i zawodowej.

Fragment recenzji
prof.dr hab.inż. Haliny Koczyk
Politechnika Poznańska

Książka została wydana w twardej oprawie w formacie B-5. Cena książki 68 zł + 5% VAT

Zamówienia przyjmuje Ośrodek Informacji „Technika instalacyjna w budownictwie”

02-674 Warszawa, ul. Marynarska 14, tel. (22) 843-77-71, email: wydawnictwo@informacjainstal.com.pl