

POLITECHNIKA MORSKA W SZCZECINIE

Wydział Mechaniczny



ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Tomasz Piasecki

**DIAGNOZOWANIE MODUŁU ZAWOROWEGO
WYSOKOCIŚNIENIOWYCH POMP PŁUCZKOWYCH
STOSOWANYCH NA PŁYWAJĄCYCH PLATFORMACH
WIERTNICZYCH**

Promotor: dr hab. inż. Artur Bejger, prof. PM

Promotor pomocniczy:

dr inż. of. elektr. okręt. Maciej Kozak, prof. PM

Szczecin 2023

Spis treści

Słownik terminów użytych w pracy	4
Wstęp	6
1. Charakterystyka procesu wiertniczego oraz system płuczkowy, jego rola i znaczenie w procesie wiertniczym	12
2. Podstawy teoretyczne pracy pomp płuczkowych	16
2.1. Zawory ssąco-tłoczące	16
2.2. Dynamika układu tłokowo-korbowego	20
2.3. Dynamika pracy bloku zaworowego	24
3. Rodzaje uszkodzeń pomp płuczkowych	33
3.1. Charakterystyka czynników zewnętrznych i wewnętrznych powodujących uszkodzenia zaworów tłoczno-ssących w czasie ich pracy	40
3.2. Analiza uszkodzeń zaworów ssąco-tłoczących	51
4. Teza, cel i zakres pracy	53
5. Wybrane metody diagnostyczne stosowane do identyfikacji stanu maszyn	55
5.1. Metody stetoskopowe	56
5.2. Emisja akustyczna	58
5.3. Wielokryterialna ocena metod diagnostycznych	59
6. Charakterystyka i metody analizy emisji akustycznej	62
6.1. Propagacja fal sprężystych emisji akustycznej	66
6.2. Opis toru pomiarowego zastosowanego w badaniach	73
6.3. Określenie i ustalenie warunków pomiarowych	75
6.4. Wzorcowanie toru pomiarowego w warunkach laboratoryjnych	87
7. Badania obiektów w warunkach rzeczywistych	94
7.1. Badania prowadzone w warunkach eksploatacyjnych morskich	96
7.2. Badania prowadzone w warunkach eksploatacyjnych lądowych	103
7.3. Analiza wyników doświadczalnych	104
Podsumowanie i wnioski	109

Bibliografia	111
Spis rysunków	120
Spis tabel	124
Streszczenie	125
Abstract	127

Słownik terminów użytych w pracy

Badania diagnostyczne – działanie mające na celu rozpoznanie badanego stanu rzeczy i zaliczenie go do znanego typu lub gatunku. Ze względu na cel w badaniach diagnostycznych obiektu wyróżnić można cztery formy działania: diagnozowanie, dozorowanie, genezowanie, prognozowanie [27].

Czułość toru pomiarowego – właściwość sygnału przyrządów stanowiących tor pomiarowy, wyrażona stosunkiem zmiany przyrostu Δ_α obserwowanej zmiennej (wielkości wyjściowej) do odpowiedniego przyrostu wielkości mierzonej (wejściowej) Δ_x [27]:

$$S = \frac{\Delta_\alpha}{\Delta_x}$$

Czujnik piezoelektryczny – jest szeroko stosowanym przetwornikiem z przemianą energii, stosowany przy rejestracji drgań [27].

Działanie opiera on się na zjawisku piezoelektrycznym, gdzie ładunek elektryczny usytuowany jest na ściankach kryształu przy deformacji, natomiast zmiana odkształcenia kryształu powoduje zmianę znaku ładunku na przeciwny. Jest to jedno ze zjawisk wykorzystanych w tych czujnikach, drugim zjawiskiem jest tzw. „zjawisko odwrotne” czyli jeśli przyłożymy napięcie do kryształu nastąpi odkształcenie-zmiana wymiaru [103].

Diagnostyka techniczna – dziedzina wiedzy obejmująca całokształt zagadnień teoretycznych i praktycznych dotyczących identyfikacji i oceny aktualnych, przeszłych i przyszłych stanów obiektu technicznego, z uwzględnieniem jego otoczenia [27].

Diagnoza – jest decyzją o stanie badanego obiektu, będącą wynikiem badania diagnostycznego [27].

Diagnozowanie – jest to realizacja łańcucha działań, zawierającego badania diagnostyczne, którego celem jest wypracowanie diagnozy, czyli ustalenie aktualnego stanu technicznego obiektu [27].

Energia sygnału impulsowego – pomiar energii względnej sygnału impulsowego emisji akustycznej [12].

Emisja akustyczna – proces generowania i propagacji fal dźwiękowych w ośrodkach sprężystych (gazy, ciecze – fale podłużne, ciała stałe – fale podłużne i poprzeczne) [27]. Termin stosowany również w przypadku chwilowych fal sprężystych wywołanych przez wyzwolenie energii w materiale lub przez proces [12].

Emisja ciągła – emisja pochodząca od zdarzeń emisji akustycznej, która nie może być rozdzielona w czasie [12].

Emisja impulsowa (Bursta) – emisja pochodząca od zdarzeń emisji akustycznej która może być rozdzielona w czasie [12].

Liczba przekroczeń – krotność sygnału impulsowego przecinająca próg wykrywalności [12].

Liczba zliczeń sygnałów emisji akustycznej – liczba wykrytych sygnałów impulsowych [12].

Próg wykrywalności emisji akustycznej – poziom napięcia, który ma być przekroczony, aby sygnał emisji akustycznej został wykryty i poddany obróbce [12].

Skala decybelowa emisji akustycznej – skala logarytmiczna określająca stosunek pomiędzy napięciem U mierzonym na wyjściu czujnika EA a napięciem odniesienia U_r wynoszącym $1 \mu\text{V}$:
 $U [\text{dB}] = 20 \log_{10}(U/U_r)$ [12].

Sygnał ciągły – sygnał emisji akustycznej o niezidentyfikowanym początku i końcu [12].

Sygnał emisji akustycznej – sygnał elektryczny z czujnika emisji akustycznej wywołany emisją akustyczną [12].

Sygnał impulsowy – sygnał emisji akustycznej o identyfikowalnym początku i końcu [12].

Szum tła – sygnały wywołane przyczynami innymi niż emisja akustyczna lub przez źródła emisji akustycznej, które są nieistotne dla celu badania [12].

Zdarzenie emisji akustycznej – zjawisko fizyczne powodujące emisję akustyczną [12].

Wstęp

Poszukiwania nowych złóż gazu i ropy na akwenach morskich i oceanicznych realizowane są m.in. przez specjalne jednostki pływające przystosowane do wierceń na dużych głębokościach. Zastosowane na nich urządzenia wiertnicze muszą sprostać niezwykle trudnym i bardzo odpowiedzialnym wymaganiom. Wiercenia na dużych głębokościach są możliwe np. przez statki wiertnicze.

Autor niniejszej pracy od kilku lat prowadzi badania naukowe, których głównym celem jest opracowanie bezinwazyjnej metody badawczej i skonstruowanie systemu diagnostycznego służącego do identyfikacji stanu technicznego modułu zaworowego pomp płuczkowych statków typu z ang. *deep water drillships*.

Statek wiertniczy (z ang. *drillship*) (rys. I.1) jest morską jednostką pływającą posiadającą własny napęd oraz najbardziej zaawansowane systemy dynamicznego pozycjonowania (DP). Cechą charakterystyczną omawianej jednostki jest charakterystyczny maszt wiertniczy oraz zaawansowane technicznie urządzenia pomocnicze służące do procesu eksploracji. Urządzenia te pozwalają na wykonywanie otworów w skałach dna morskiego czy oceanicznego do głębokości morza 3600 metrów oraz 12 000 metrów głębokości całego odwiertu [17].



Rys. I.1. Statek wiertniczy typu „Drillship” (opracowanie własne)

Wiercenia geologiczne zarówno na lądzie jak i w dnie morskim, są wysoko zaawansowanym technicznie przedsięwzięciem. Poszukiwanie gazu ziemnego oraz ropy naftowej na coraz głębszych akwenach, możliwe jest dzięki wykorzystaniu najnowszych technologii zarówno

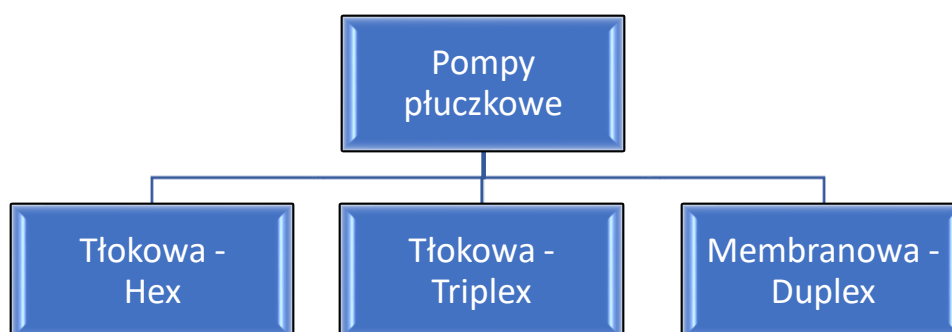
w dziedzinie inżynierii mechanicznej jak i oceanotechnicznej. Proces wiercenia otworu w dnie morskim wymaga używania specjalnych płynów wiertniczych tzw. płuczek, których szczególne zadania będą opisane w kolejnym rozdziale.

Płuczki przetłaczane są z platformy wiertniczej w kierunku dna odwiertu za pomocą wysokociśnieniowych pomp [17, 33, 34, 40, 41, 63]. Urządzenia te są głównym elementem całego układu funkcjonalnego jednostki wiertniczej. W przypadku platform, jest to najbardziej odpowiedzialny system techniczny (bardzo często nazywany „sercem” procesu wiertniczego).

Pompy płuczkowe są pompami tłokowymi wysokiego ciśnienia. Z eksploatacyjnego punktu widzenia, istnieje bardzo duży problem identyfikacji ich stanu technicznego z powodu braku niezawodnych narzędzi diagnostycznych mających możliwość jednoznacznego określenia stopnia ich zużycia oraz stanu eksploatacyjnego całego urządzenia. Nie ma dobrej a przede wszystkim bezinwazyjnej metody diagnozowania pomp płuczkowych. Autor w swojej pracy, oprócz opracowania metody diagnozowania, dokonał próby **rozwiązania problemu prognozowania wczesnych stanów uszkodzeń pomp płuczkowych** rozumianego w taki sposób, aby można było wykluczyć ewentualne wyłączenia pomp podczas wiercenia. Ma to na celu zminimalizowanie możliwości wystąpienia niesprawności w trakcie pracy [17, 40, 41, 63, 95, 96, 111].

Inspiracją do zajęcia się niniejszym zagadnieniem były problemy z jakimi spotkał się doktorant pracując jako inżynier obsługujący/sterujący urządzeniami wiertniczymi na statkach wiertniczych (z ang. *officer driller*).

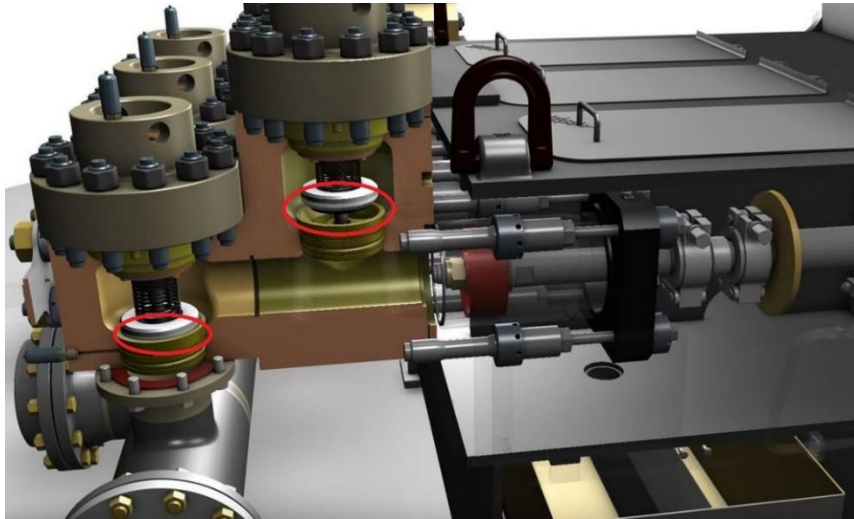
Obecnie na rynku występuje kilka rodzajów pomp płuczkowych używanych na platformach wiertniczych (rys. I.2). Opisane w pracy problemy eksploatacyjne oraz prezentowane badania, zostały przeprowadzone na pompach płuczkowych typu „triplex”. Są one najczęściej stosowane zarówno na morskich jak i lądowych platformach wiertniczych. Opracowana i zaproponowana metoda diagnozowania może być jednak bezpośrednio zastosowana w przypadku pozostałych rozwiązań konstrukcyjnych innych spotykanych pomp płuczkowych.



Rys. I.2. Rodzaje pomp płuczkowych stosowanych na platformach wiertniczych

Na rysunku I.2 przedstawiono rodzaje pomp płuczkowych stosowanych na platformach wiertniczych (statkach wiertniczych (z ang. *drillship*), półzanurzalnych platformach pływających, stacjonarnych platformach (z ang. *jack-up*) oraz na wiertniach lądowych).

Jednym z najczęstszych uszkodzeń [17, 41, 63, 95, 96], które występuje na pompach płuczkowych jest przeciek/nieszczelność występująca na zaworach tłocznych (rys. 1.3) oraz ssących spowodowana przez czynniki zewnętrzne.



Rys. 1.3. Istota działania pompy płuczkowej z przedstawionym modułem zaworowym „fluid end” [59].
Potencjalne występowanie wycieku (czerwona pętla)

Przy obowiązujących obecnie procedurach bezpieczeństwa na statkach wiertniczych, wymaganiach dotyczących pozwoleń na zatrzymanie wierceń, akceptacji dokonania naprawy, zabezpieczenie odwiertu oraz przygotowania pozwolenia na naprawę razem z izolacją mechaniczną oraz elektryczną urządzeń, wynosi (czasowo) w praktyce ponad godzinę, co przekłada się na koszty rzędu około 20 tys. dolarów [41, 95, 96]. Co prawda czas wymiany samego zaworu jest stosunkowo krótki, ale już samo zatrzymanie procesu wiertniczego generuje znaczny przestój czasowy. Dodatkowo, chwilowa praca systemu z uszkodzonymi mechanizmami, może spowodować tzw. uszkodzenia wtórne, które mogą przyczynić się do znacznie bardziej kosztownych późniejszych napraw.

Z punktu widzenia eksploatacyjnego, istotnym problemem jest stwierdzenie, który z zaworów (danej sekcji) jest uszkodzony, bądź w którym z nich pojawiają się zakłócenia w jego funkcjonowaniu. Obecnie, zgodnie z przeprowadzonym przez autora pracy szerokim rozpoznaniem wśród załóg pracujących na statkach wiertniczych, praktycznie jedyną stosowaną (w praktyce) do identyfikacji uszkodzenia zaworu metodą, jest tzw. „metoda na słuch”. Polega ona na tradycyjnym „osłuchiwaniu” układu za pomocą stetoskopu. Jest ona jednak mało dokładna, zawodna i wymagająca porównywania co kilkanaście minut (w przypadku stwierdzenia prawdopodobieństwa zaistnienia efektu dźwiękowego odmiennego niż prawidłowy), efektów akustycznych pochodzących od pracy poszczególnych układów. Są to metody zależne od indywidualnej interpretacji poszczególnych osób a przez to bardzo zawodne.

Brak niezawodnych metod diagnozowania [11, 124], które można byłoby wykorzystać w praktyce eksploatacyjnej a jednocześnie stosunkowo bogata literatura [10, 18, 33, 34, 94] omawiająca najczęściej występujące, **ogólne przyczyny** niesprawności urządzeń

przepływowym, skłoniły autora i zespołu, w którym pracuje, do prowadzenia własnych badań dotyczących analizy uszkodzeń pomp płuczkowych [17, 18, 64, 86, 95, 96]. W pracach tych (jak i w niniejszej) wykorzystywana jest przede wszystkim emisja akustyczna (EA), rozumiana jako zjawisko spontanicznej lub wymuszonej naprężeniami generacji fal sprężystych, wykorzystywane w badaniach ośrodków materialnych, ze szczególnym uwzględnieniem ich wad [11, 19, 60, 84, 91, 101, 113, 121, 124, 125].

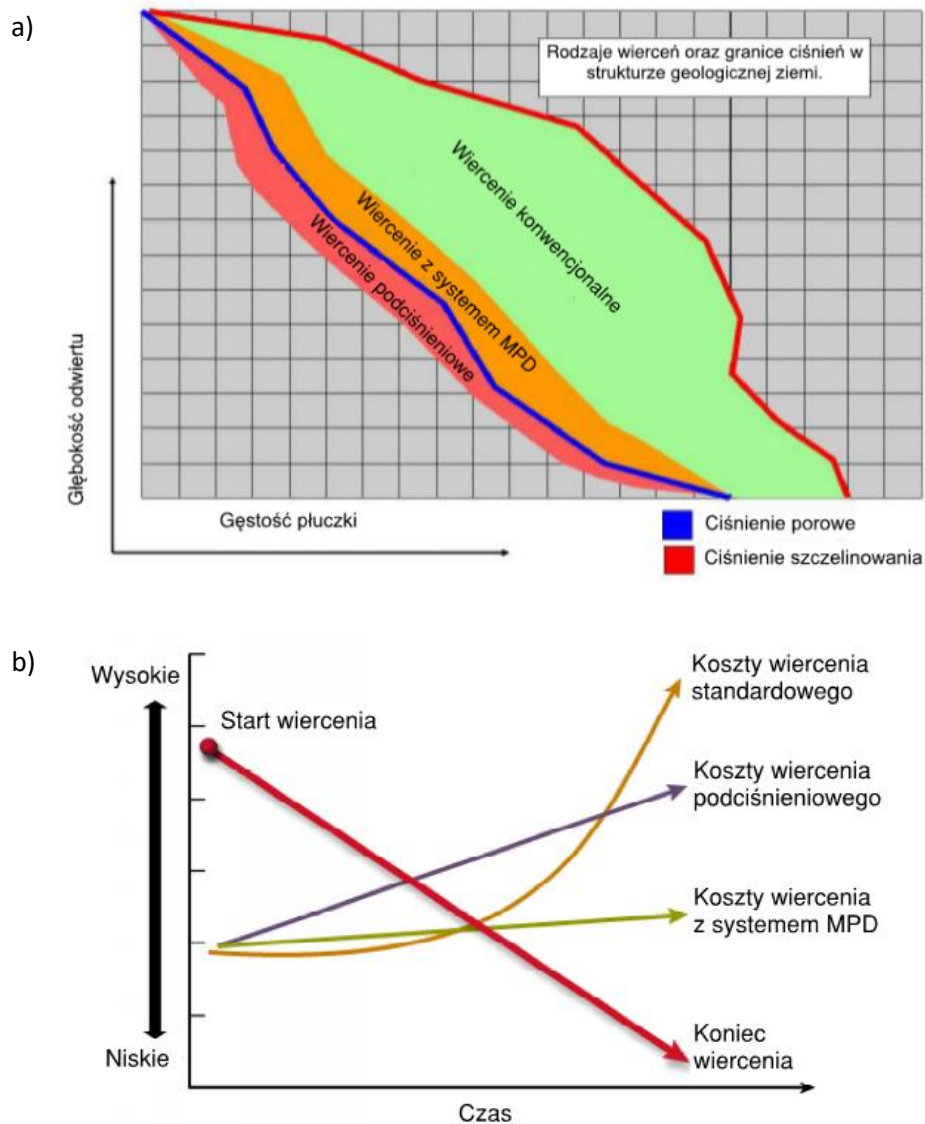
W przypadku platform czy statków wiertniczych, dodatkowym problemem eksploatacyjnym jest fakt, że pomimo tego, że właścicielem statku (armatorem) jest jedna firma, to zupełnie inna firma dostarcza części zamienne, jeszcze inna środki niezbędne do eksploatacji płuczki tzw. „chemię” [57, 72] a z kolei zupełnie inna odpowiada za cały proces wiertniczy. W praktyce, nie ma możliwości np. takiego dobrania materiału (z którego wykonuje się zawory), aby sprostały wymogom procesów chemicznych oddziałujących bezpośrednio na materiał zaworu. Zarówno stosowana chemia jak i stopy materiału stanowią ścisłą tajemnicę handlową poszczególnych (niezależnych od siebie) firm.

Z eksploatacyjnego punktu widzenia, bardzo ważnym staje się zatem określenie metody nieniszczącej, szybkiej a zarazem wiarygodnej, do przeprowadzenia badań diagnostycznych układu zaworowego pompy płuczkowej w różnych warunkach eksploatacyjnych. Dodatkowo, szczególnie w przypadku statków i morskich platform wiertniczych, niemniej istotnym staje się przewidywanie wczesnych stanów uszkodzeń eliminujących potrzebę wymiany zaworów w trakcie przerwania procesu wiercenia. Przeprowadzone badania wstępne oraz analiza możliwości diagnostycznych wykazała, że jedną z metod jaką można byłoby w sposób nieinwazyjny (jednocześnie ze stosunkowo dużą pewnością diagnostyczną) zastosować, jest wykorzystanie fal sprężystych emisji akustycznej. Przy odpowiednim podejściu diagnostycznym, metoda ta charakteryzuje się dużą dokładnością pomiaru. W niniejszej pracy niezbędne staje się zatem sklasyfikowanie układu zaworowego jako układu sprawnego lub niesprawnego technicznie, oraz określenie stanów granicznych pojawienia się takich nieszczelności, które nie wymagają jeszcze zatrzymania procesu wiercenia, a jedynie dadzą diagnozę w postaci prognozy szacującej czas konieczności późniejszej wymiany rozpatrywanych elementów, oraz pojawienia się nieszczelności wprowadzającej stan niezdadności eksploatacyjnej.

Dla kompleksowego rozwiązania problemu, zagadnienie to wymaga opracowania zarówno toru pomiarowego przystosowanego do pracy w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych platformy wiertniczej jak też doboru odpowiednich miejsc pomiarowych. Dodatkowo, koniecznym staje się zaprojektowanie i wykonanie stanowiska pomiarowego do wzorcowania czujników emisji akustycznej użytych w badaniach oraz opracowania kryterium oceny jakości układu zaworowego wraz i ich pośrednimi stanami granicznymi. Zaprezentowana została również analiza macierzowa która wykazała, że zaproponowana przez doktoranta metoda i podejście diagnostyczne jest optymalne z punktu widzenia praktycznego wykorzystania przy eksploatacji pomp płuczkowych w trudnych warunkach jakie występują na morskich platformach wiertniczych.

Niektóre z prowadzonych odwiertów prowadzi się przy użyciu tzw. metody MPD (ang. *Managed Pressure Drilling*), w której bardzo ważnym elementem jest niezawodność oraz

ciągłość pracy pomp. W przypadku utraty ciągłości procesu wiertniczego (np. utrata ciśnienia płuczki wiertniczej) następuje spadek ciśnienia hydrostatycznego w odwiercie, co może skutkować erupcją gazu do odwiertu.

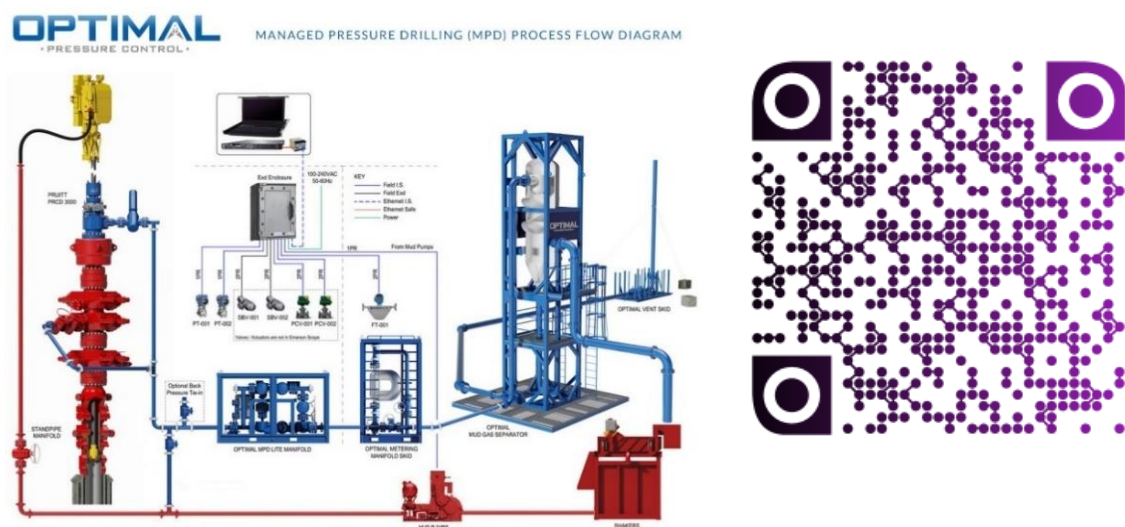


Rys. 1.4. a) Ciśnienia struktury geologicznej ziemi oraz rodzaje wierceń, b) Porównanie kosztów wykonania odwiertów różnymi technikami [34, 73]

MPD czyli tzw. Managed Pressure Drilling jest to metoda adaptacyjnego wiercenia stosowana do precyzyjnego sterowania ciśnieniem w całym odwiercie. Po określeniu warunków ciśnienia w otworze wiertniczym (rys. 1.4a), załoga wiertnicza określa wartość ciśnienia odwiertu ograniczonego granicami właściwości struktury geologicznej. Pierścieniowe ciśnienie (z ang. *annular pressure*) utrzymuje się nieco powyżej ciśnienia porowego (z ang. *pore pressure*), aby zapobiec napływowi płynów formacyjnych (gaz, ropa, woda) do odwiertu, ale jest utrzymywane znacznie poniżej ciśnienia, przy którym nastąpi przepływ płuczki w strukturę odwiertu (z ang. *fracture pressure*) (rys. 1.4a). W przypadku zaobserwowanych zmian ciśnienia

należy przeprowadzić jak najszybsze działania korygujące. W takim przypadku w procesie MPD wykorzystuje się różnorodne techniki, w tym sterowanie przeciwcieniem (z ang. *back pressure*), regulowanie gęstości płuczki, modyfikowanie reologii płynu, regulowanie poziomu płynu pierścieniowego, i uwzględnianie geometrii otworu w konstrukcji odwiertu [107]. Przykładowy system MPD wraz z aplikacją przedstawiono na rysunku I.5.

Wykorzystanie MPD do kontrolowania ryzyka i kosztów odwiertów wiertniczych (rys. I.4b), które mają wąskie stany graniczne ciśnienia w otworze wiertniczym (pomiędzy ciśnieniem porowym (z ang. *pore pressure*) i ciśnieniem załamania struktury geologicznej (z ang. *fracture pressure*)), są realizowane poprzez aktywną regulację „profilu” ciśnienia odwiertu. Dynamiczna kontrola ciśnień umożliwia wiercenie odwiertów nawet w skomplikowanych strukturach geologicznych, które bez zastosowania „MPD” byłyby niemożliwe.



Rys. I.5. Przykładowy system MPD [35, 114]

Realizując badania, doktorant opracował zatem dodatkowo udoskonalony algorytm procesu wiertniczego z wyszczególnieniem pracy pomp płuczkowych z tzw. ciągłym dozowaniem (monitorowaniem), który wskazuje jak istotną rolę odgrywa diagnozowanie pomp płuczkowych w procesie ich eksploatacji [17, 35, 59, 95, 96, 107, 114].

Zatem podczas badań w niniejszej pracy przeprowadzono analizę i syntezę procesu pomiarowego związanego z detekcją sygnałów emisji akustycznej monitorujących prace zaworów pompy płuczkowej stosowanej do odwiertów głębinyowych.

1. Charakterystyka procesu wiertniczego oraz system płuczkowy, jego rola i znaczenie w procesie wiertniczym

Wykonanie odwiertu wiąże się z pracą „wielopoziomowego zasobu ludzkiego” – począwszy od pracowników poziomu podstawowego do wysoko wyspecjalizowanej kadry inżynierskiej obsługującej platformy wiertnicze, inżynierów pracujących przy planowaniu odwiertu, a także załóg obsługujących zabezpieczenia zewnętrzne (statki dostarczające materiały na platformę).



Rys. 1.1. Planowanie odwiertu

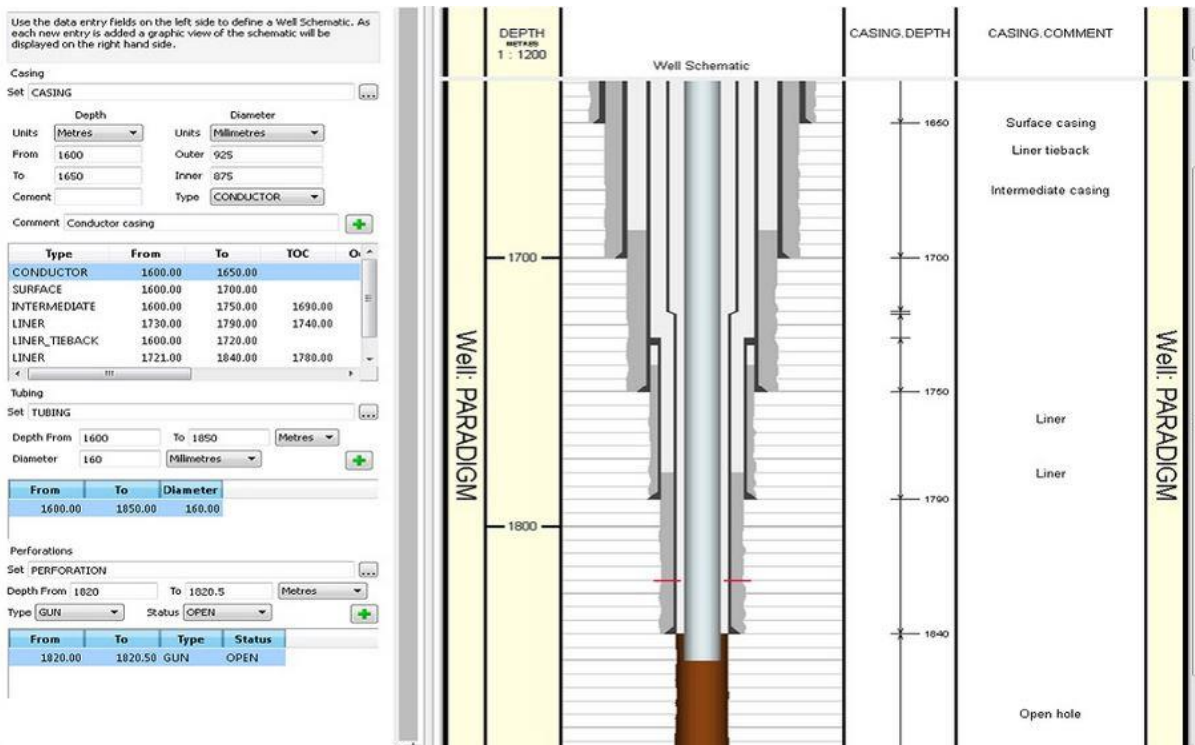
Każdy odwiert najpierw jest projektowany przez inżynierów wiertniczych, pracujących dla dużych firm (korporacji) paliwowych, na podstawie analizy struktury skorupy ziemskiej wykonanej przez statki sejsmiczne. Na rysunku 1.1 przedstawiono schemat, zgodnie z którym planowany i tworzony później jest odwiert.

Inżynierowie wiertniczy na podstawie informacji zebranych przez statki sejsmiczne oraz po zaawansowanych analizach (najczęściej) spektralnych, tworzą „wirtualny” schemat odwiertu (rys. 1.2). Dobierana jest najlepsza oraz najbezpieczniejsza opcja wykonania odwiertu potocznie (w dosłownym tłumaczeniu) zwanego „drogą, którą wiertło dotrze do miejsca w skorupie ziemskiej” zawierającego gaz lub ropę. Plan ten zawiera także szereg informacji dodatkowych, na podstawie których wykonywany jest odwiert przez załogę platformy (za każdym razem w obecności przedstawicieli firmy paliwowej, dla której odwiert jest wykonywany – przez którą odwiert jest zlecony). Zawarte informacje dotyczą każdej sekcji, która zostanie wykonana.

Najbardziej istotne informacje planu odwiertu zawierają:

- długość poszczególnych sekcji odwiertu,
- rodzaj wiertel (głowic) oraz urządzeń pobierających dane w czasie wykonywania odwiertu,
- rodzaj płuczki wiertniczej dla danej sekcji,
- rodzaj chemikaliów jakie zostaną użyte do wzbogacenia płuczki wiertniczej dobrane odpowiednio dla struktury geologicznej ziemi na danej głębokości odwiertu,
- sposób oraz przyjęty plan cementowania wraz z orurowaniem,
- inne (szczegółowo opisane np. w literaturze [9, 33, 34]).

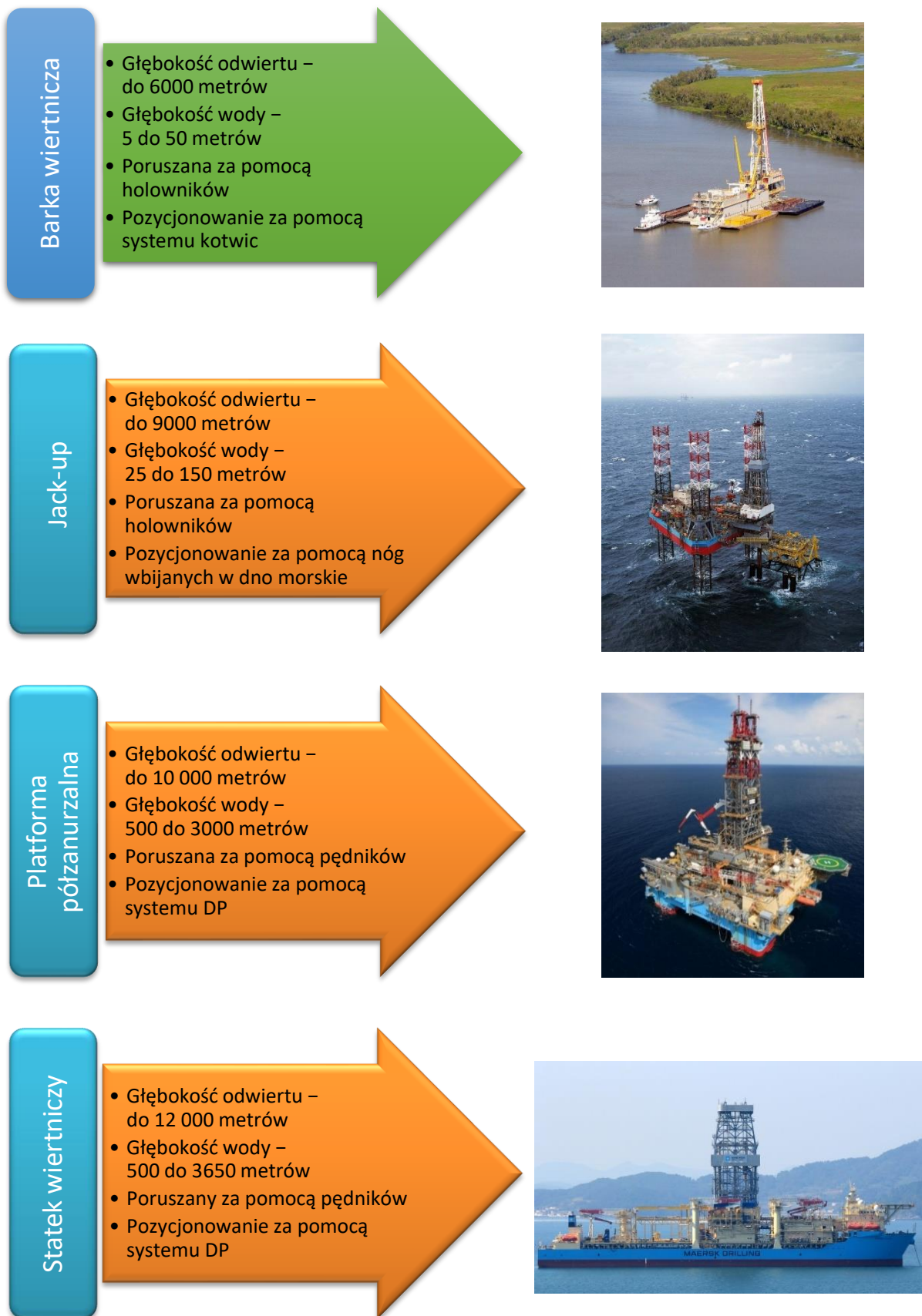
Plan odwiertu może zawierać do kilkuset stron informacji, które muszą być (i są) bardzo rygorystycznie przestrzegane przez załogę platformy wiertniczej [6]. Na rysunku 1.2 przedstawiono typowy plan odwiertu.



Rys. 1.2. Przykładowy plan odwiertu

Konkretne firmy paliwowe dobierają odpowiedni rodzaj i typ platformy wiertniczej uwzględniając m.in. głębokość morza oraz długość odwiertu, zastosowanie systemu pozycjonowania (kotwice lub dynamiczne pozycjonowanie) i całkowite koszty dzienne związane z wynajęciem danej jednostki wiertniczej.

Na rysunku 1.3 zestawiono rodzaje stosowanych morskich platform wiertniczych z ich charakterystycznymi podstawowymi parametrami użytkowymi.



Rys. 1.3. Typy stosowanych morskich platform wiertniczych (opracowanie własne)

Każda z platform wiertniczych posiada w zasadzie analogiczne w ujęciu systemowym układy:

1. System zasilania – energia elektryczna jest produkowana przez agregaty które są zamontowane w siłowni maszynowej. Energia jest w głównej mierzy używana do obsługi systemu dynamicznego pozycjonowania oraz do zasilania urządzeń wiertniczych;
2. System „podnoszący” – który składa się z masztu wiertniczego tzw. wieży, na której porusza się głowica obrotowa w górę oraz w dół za pomocą lin stalowych poruszanych przez wyciąg;
3. System obrotowy – rurociąg wiertniczy wraz ze świdrem obracane są za pomocą głowicy obrotowej która posiada silniki elektryczne;
4. System zabezpieczenia przeciw erupcyjnego – składa się na niego głowica przeciw erupcyjna oraz cały system automatyki i sterowania oraz specjalny kolektor rurociągowo – zaworowy (ciśnienie do 15000 psi – około 104 MPa);
5. System płuczkowy – któremu poświęci się najwięcej uwagi, ponieważ jest tematem niniejszej pracy.

Instalacja odpowiedzialna za przetłaczanie płuczki [6, 10, 33, 34, 40, 66] odgrywa jedną z najważniejszych ról w całym systemie wiertniczym, gdzie urządzenia oraz podzespoły wyposażenia technicznego stanowią powiązany i zależny od siebie układ wzajemnej korelacji. Bez jej udziału niemożliwe byłoby prowadzenie (nawet „najprostszego” z geologicznego punktu widzenia) procesu wiertniczego.

Idea działania systemów płuczkowych jest niezmienna od wielu lat. Różnią się one jednak od siebie zastosowanymi urządzeniami pomocniczymi (sita wibracyjne, hydrocyklony, wirówki, zbiorniki płuczkowe wraz z mieszadłami oraz urządzenia do pomiaru gęstości oraz temperatury płuczki), systemami automatyki oraz rozwiązaniami konstrukcyjnymi samej platformy wiertniczej [9].

Najnowsze statki wiertnicze posiadają w pełni zautomatyzowane systemy płuczkowe pozwalające załodze na ścisłą kontrolę parametrów pracy czy przekroczenia dopuszczalnych stanów granicznych.

Do głównych zadań płuczki wiertniczej należą:

- równoważenie ciśnienia płynu złożowego;
- wypłukiwanie z dna otworu wiertniczego zwierciny oraz osadów ilowych spod świdra (głowicy);
- transportowanie wzdłuż otworu wiertniczego na powierzchnię platformy zwierconej skały;
- zmniejszenie współczynnika tarcia pomiędzy ścianą otworu a przewodem wiertniczym;
- schładzanie świdra (głowicy).

2. Podstawy teoretyczne pracy pomp płuczkowych

Koszty związane z przestojem w procesie wiertniczym mogą być zredukowane m.in. poprzez dokładną analizę przyczyn niesprawności pracy pomp płuczkowych oraz urządzeń pomocniczych wspomagających ich pracę.

Zasada działania pracy pomp płuczkowych w warunkach eksploatacyjnych na platformach wiertniczych stanowi podstawę danych wejściowych do badań prowadzonych na tych urządzeniach [10, 57, 72, 94].

Na podstawie literatury [17, 18, 33, 40, 41, 57, 63, 95, 96, 111] w trakcie badań laboratoryjnych przeprowadzono około 4000 pomiarów na pompach płuczkowych w różnych konfiguracjach, czyli przy użyciu różnych płuczek wiertniczych oraz przy różnych prędkościach posuwistych tłoka pompy. Pompa płuczkowa jest głównym elementem systemu płuczkowego. Z punktu widzenia eksploatacyjnego, ale także analizy niezawodnościowej, istotnym jest znajomość dynamiki pracy/ruchu tłoka oraz zaworów pompy płuczkowej. W opisywanej pracy, również te elementy poddane zostały przez autora badaniom i analizom.

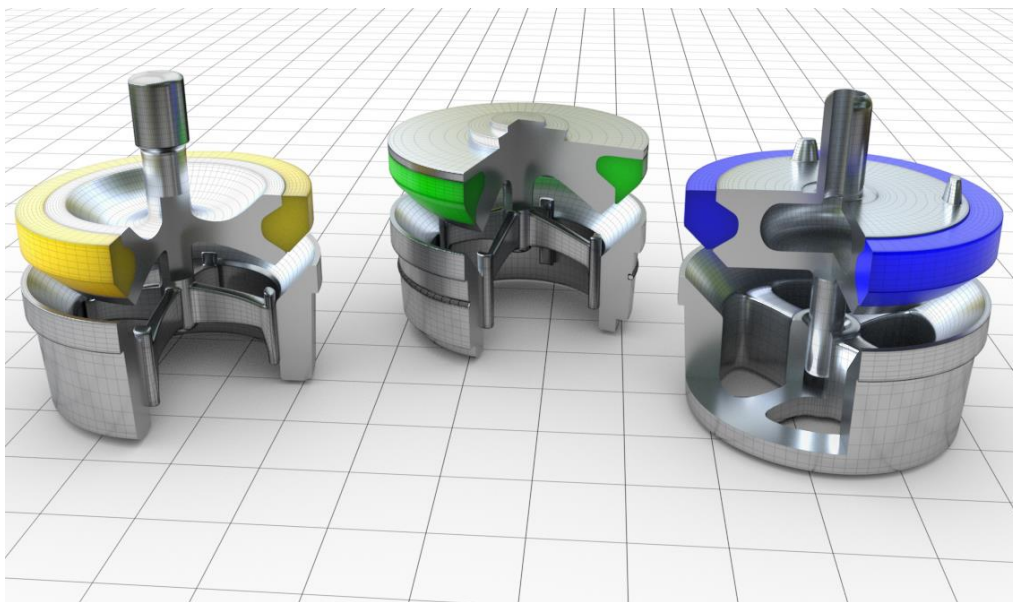
2.1. Zawory ssąco-tłoczące

Najczęściej używanymi zaworami w pompach płuczkowych są zawory z wkładką elastomerową. Elastomer stanowi tu rodzaj wkładki zaworowej. Materiał wkładki musi być wystarczająco elastyczny, aby wkładka zamykała się i uszczelniała wszelkie ciała stałe uwięzione między współpracującymi metalowymi powierzchniami zaworu i gniazda. Gdy zawór otwiera się, materiał wkładki musi być w stanie usunąć wszelkie uwięzione cząstki stałe i powrócić do pierwotnej konfiguracji, aby wkładka mogła ponownie się uszczelnić, gdy zawór zamyka się na następnym suwie tłoka. Zatem tworzywa sztuczne, które nie mają odpowiedniej elastyczności, takie jak nylony i teflon, nie są w tym przypadku odpowiednimi materiałami do wykorzystania. Historycznie guma była głównym materiałem używanym do wkładek zaworowych, jednak pojawienie się nowych materiałów z grupy poliuretanów spowodowało najbardziej odpowiednim ich użycie do produkcji wkładek zaworowych. Termoutwardzalne poliestrowe poliuretany odlewane MDI szczególnie dobrze spełniały wszelkie wymagania stawiane wkładkom zaworowym. Ze względu na wysoką odporność na wytłaczanie uretanu, odporność na ścieranie, doskonałą pamięć kształtu i zdolność do usuwania uwięzionych ciał stałych osadzonych w uszczelniającej powierzchni uretanu, wyparły one praktycznie całkowicie inne rodzaje tworzyw sztucznych. Wykazano, że materiały poliuretanowe poprawiają odporność na wytłaczanie i ścieranie aż o 300%. Oprócz zdolności do uszczelniania w pompowanych płynach

zawiesinowych (płuczkiach wiertniczych), elastomerowe zawory uszczelniające mają tę zaletę, że nie wymagają odpornych na korozję metali ani stali dla korpusów zaworów lub materiałów gniazd. Inną zaletą elastomerowych zaworów uszczelniających jest to, że z powodu zgromadzonej energii w zdeformowanym elastomerowym uszczelnieniu, zawory takie otwierają się znacznie szybciej na początku suwu tłoka niż zawory z uszczelnieniem metal-metal. Elastomerowe zawory uszczelniające mają jednak kilka wad w porównaniu z zaworami metal-metal. Po pierwsze, zawory te muszą być odpowiednio ze względu na wymagania przestrzenne uszczelki wkładki [2, 3, 32, 34, 57].

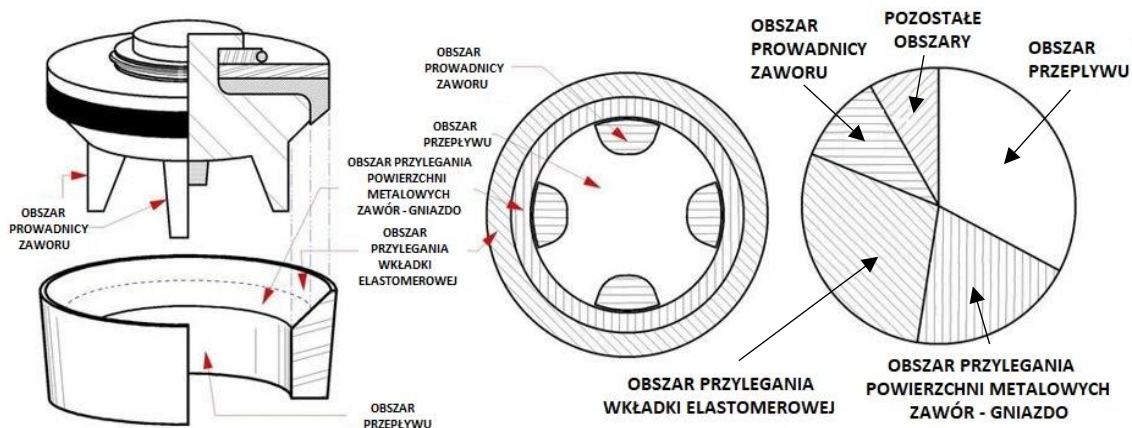
Ponadto, ze względu na materię, w której elastomery się uszczelniają, zawory te zamykają się z bardzo dużymi obciążeniami udarowymi, które przyspieszają ich zużycie. Trzecią wadą elastomerowych zaworów uszczelniających jest to, że rozmiar uszczelnienia i większa wymagana powierzchnia łożyska do podparcia wyższych obciążeń udarowych (które będą wyjaśnione w następnym rozdziale) skutkują znacznie powiększonymi gabarytami (zarówno zaworu jak i gniazda), a zatem znacznie większymi i cięższymi modułami zaworowymi.

Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne zaworów z elastomerowymi uszczelkami przedstawiono na rysunku 2.1.



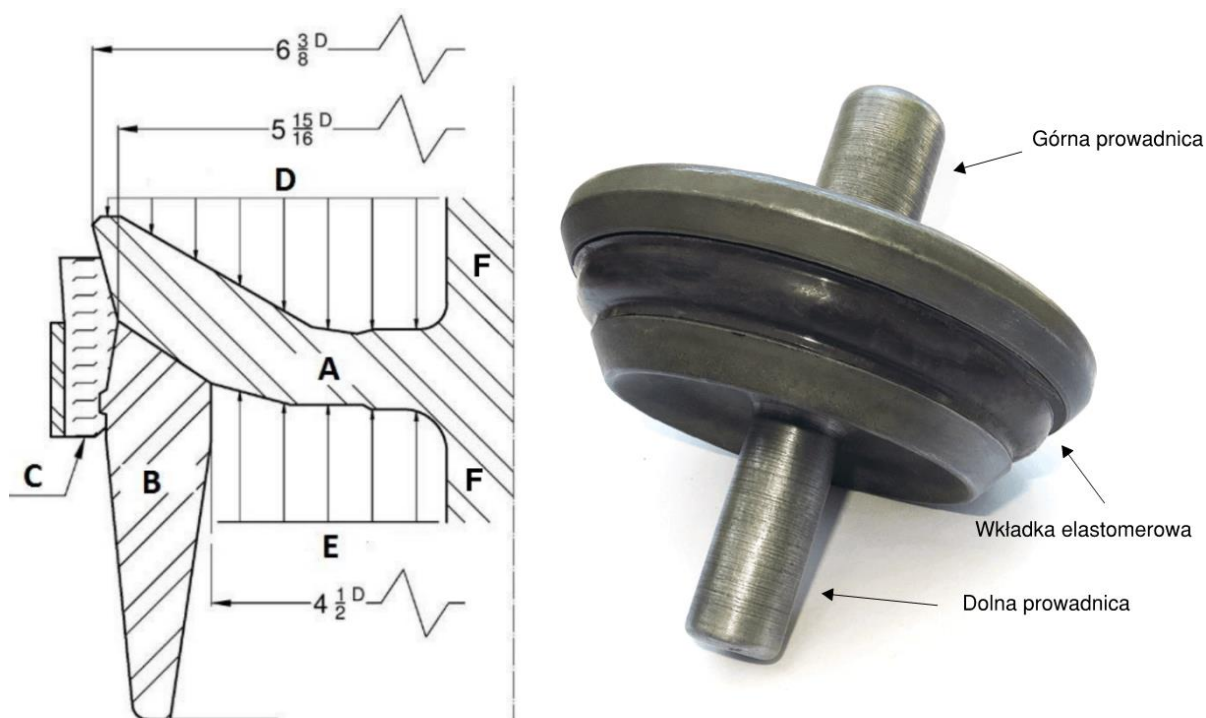
Rys. 2.1. Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne zaworów z wkładkami elastomerowymi (opracowanie własne)

Na rysunku 2.2 zaprezentowano widok typowego zaworu i gniazda zaworowego wraz z przekrojem, ilustrującym obszar przepływu, obszar powierzchni styku metal-metal gniazda z zaworem, obszar uszczelnienia wkładki elastomerowej, obszar prowadnicy i pozostałe obszary tego zaworu i gniazda. W prawej części rysunku przedstawiono wykresy kołowe, które ilustrują zależność między obszarem przepływu, obszarem łożyska metal-metal, obszarem uszczelnienia wkładki elastomerowej, obszarem prowadnicy i innymi obszarami tego samego zaworu i gniazda.



Rys. 2.2. Obszary zaworu i gniazda (na podstawie [2, 3, 32])

Aby zawór mógł się otworzyć ciśnienie w cylindrze powinno przewyższyć wartość ciśnienia (po stronie wysokiego ciśnienia) czyli ponad zaworem. Nadwyżka ciśnienia potrzebna do otwarcia zaworu jest z jednej strony m. in. wynikiem działania ciśnienia, z drugiej zaś powierzchni działania sił hydrodynamicznych. Przyłgna zaworu ma kształt skośny, dlatego powierzchnia zaworu od dołu ma mniejszą powierzchnię niż górna jego część (rys. 2.3).



Rys. 2.3. Budowa oraz wymiary typowego zaworu tłocznego (opracowanie własne)

Wzrost ciśnienia w czasie cyklu tłoczenia zależy od:

1. Ściśliwości tłuczki;
2. Od sztywności połączeń pomiędzy tłokiem a korbowodem;

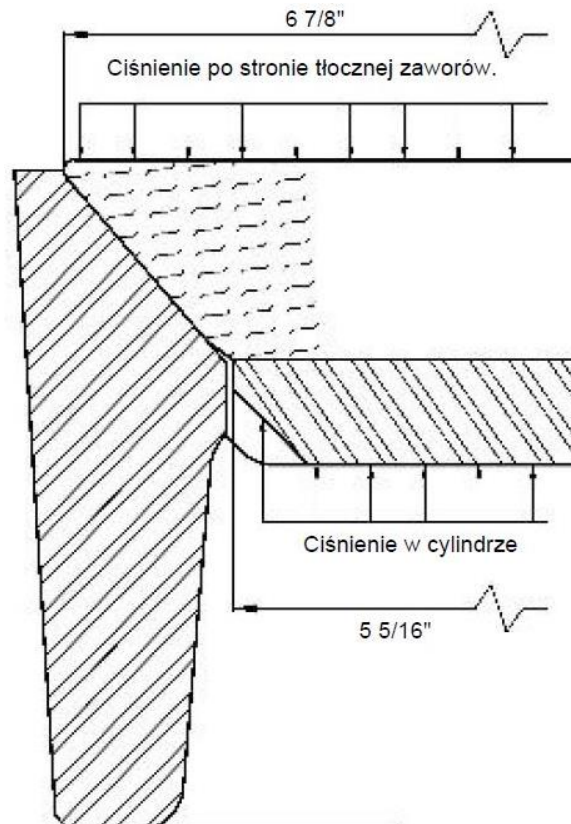
3. Stanu technicznego (stopnia zużycia) poszczególnych elementów układu tłokowo – korbowego oraz bloku zaworowego pompy.

Na rysunku 2.3 przedstawiono przekrój zaworu o kształcie skośnym. Według wymiarów, górna powierzchnia wynosi 37 cali kwadratowych ($238,71 \text{ cm}^2$), a dolna 22 cale kwadratowe ($141,94 \text{ cm}^2$). Teoretycznie, aby ciśnienia po obu stronach się wyrównały, wartość ciśnienia poniżej zaworu „E” musi zwiększyć się ponad ciśnienie nad górną częścią „D” o 68% [32].

Przeprowadzono badania doświadczalne potwierdzające przedstawioną powyżej teorię.

W trakcie badań laboratoryjnych prowadzonych na pompie płuczkowej $5\frac{1}{2}'' \times 14''$ (średnica tulei \times skok tłoka) przy 60 SPM (z ang. *strokes per minute* – ilość suwów na minutę) i ciśnieniu po stronie tłocznej 1000 psi (z ang. *pound per square inch* – funt na cal kwadratowy), wyniki z oscylografu wskazują, że maksymalne ciśnienie jakie wystąpiło w cylindrze zanim zawór się otworzył wynosiło 550 psi (3,8 MPa) a ciśnienie po stronie tłoczenia w tym momencie wynosiło 460 psi (3,2 MPa). Nadciśnienie potrzebne do otwarcia zaworu wyniosło zatem 90 psi (0,62 MPa). Podobne badania wykonano przy prędkościach 20 oraz 70 SPM, gdzie wyniki były zbliżone do poprzednich.

Badaniu poddano również inny typ zaworu (rys. 2.4), w którym powierzchnia górna była większa o ponad 100% w stosunku do powierzchni dolnej. Zawór zamontowano w pompie z tuleją o rozmiarze 5,5 cala. Teoretycznie, ciśnienie w cylindrze powinno przewyższyć o 100% ciśnienie po stronie tłocznej, aby zawór mógł się otworzyć.



Rys. 2.4. Budowa oraz wymiary typowego zaworu tłocznego (opracowanie na podstawie [2, 3, 32])

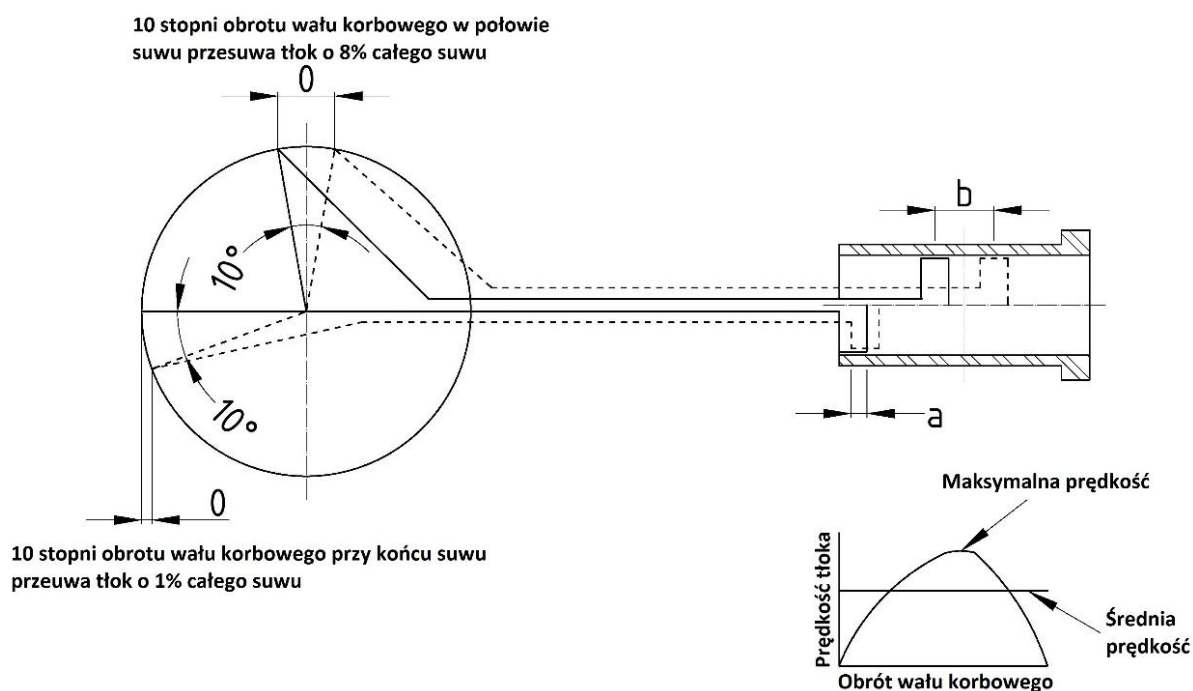
Zaobserwowano, że nadciśnienie potrzebne do otwarcia zaworu jest o wiele niższe niż wynikałoby to z teorii. W czasie pomiaru zauważono, że potrzebne do otwarcia zaworu nadciśnienie (po stronie tłocznej) wyniosło jedynie 15% (85 psi/0,58 MPa). Analiza wykazała, że dzieje się tak, ponieważ konstrukcyjnie zawór nie posiadający prowadnicy (jak element „F” na rys. 2.4) przejmuje całą powierzchnią wartość sił hydrodynamicznych oddziałującego płynu.

2.2. Dynamika układu tłokowo-korbowego

Z diagnostycznego punktu widzenia, analizując dynamikę ruchu tłoka pompy płuczkowej, rozpatruje się m.in. położenie liniowego i kątownego przesunięcia kolejno wału korbowego i tłoka. Prędkość tłoka zwiększa się do momentu połowy jego skoku, gdzie wał korbowy obracając się nawet tylko o kilka stopni, powodują jego dużą prędkość suwu (rys. 2.5).

Należy mieć na uwadze, że:

- prędkość posuwista tłoka oraz jego przyśpieszenie jest różne w czasie trwania całego skoku;
- prędkość posuwista tłoka oraz jego zmiany, zależą od prędkości obrotowej wału korbowego pompy.



Rys. 2.5. Ruch tłoka oraz jego prędkości w funkcji kąta obrotu wału korbowego (opracowanie na podstawie [2, 3, 32])

Z analizy literatury [2, 3, 32] potwierdzonej praktyką eksploatacyjną doktoranta wiadomo, że wpływ na pracę pompy mają różnego rodzaju czynniki, takie jak temperatura pompowanej cieczy, jej gęstość oraz lepkość, ale również ilość zanieczyszczeń oraz ilość dodatków chemicznych dodawanych do płuczek wiertniczych.

Płuczka zasysana przez pompę jest relatywnie zimna oraz zawiera niewielkie ilości pęcherzyków powietrza oraz gazu (metan pochodzący z odwiertu). Płuczka na linii ssącej nie przemieszcza się, dopóki zawór ssący się nie otworzy. W momencie ruchu powrotnego tłoka następuje niewielki spadek ciśnienia, które podnosi zawór ssący. Zawór otwiera się z dużą, ale „wygładzoną” prędkością.

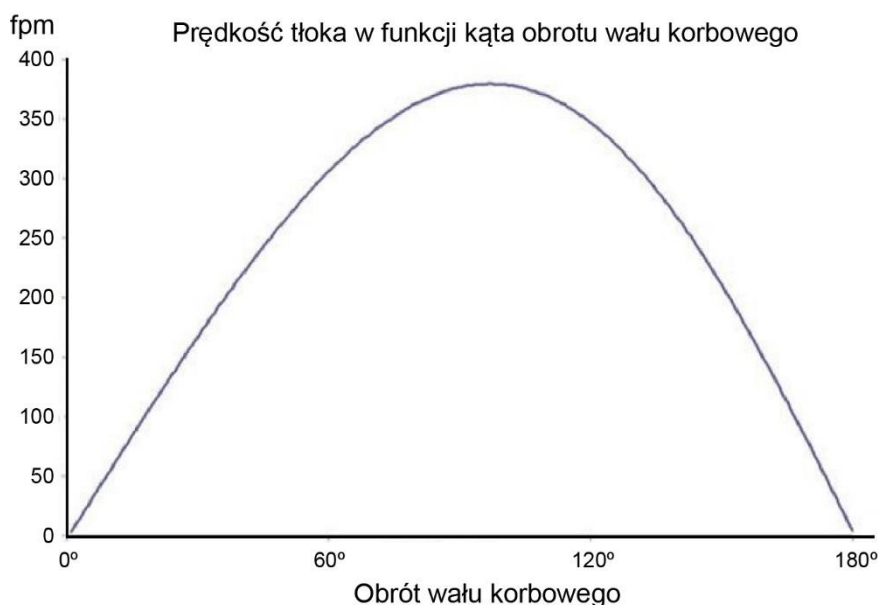
Pulsacja w pompach płuczkowych jest redukowana poprzez użycie tłumików pulsacji montowanych po stronie wysokiego ciśnienia za zaworami tłocznymi. Pompy płuczkowe z tłumikami pulsacji znane są i eksploatowane od wielu lat. Do niedawna rynek zdominowany był przez 40-letnie konstrukcje pomp typu „triplex” (bez tłumików pulsacji), które posiadały nierównomierne tłoczenie i generowały nadmierne drgania. W ciągu ostatnich czterech dekad branża wiertnicza zaakceptowała pewne trudności związane z impulsami pompy płuczkowej i powodowanymi przez nie problemami. Pulsacje w pompie płuczkowej powstają w kilku miejscach i oddziałują m.in. telemetrię związaną z wystąpieniem sygnału zmieniającego kierunek wiercenia, występowaniem drgań rezonansowych oddziałujących na urządzenia pomocnicze, a także na całą konstrukcję morskiej platformy wiertniczej.

Pierwszym miejscem, w którym występuje pulsacja to ssanie pompy. Płuczka jest zasysana przez tłoki i wypełnia tuleje. Jest to krytyczne (pod kątem zużycia) dla suwu ssania, że zawory ssące otwierają się i zamykają bardzo szybko (podczas ssania). Należy podkreślić, że pompy płuczkowe są „doładowane na ssaniu” poprzez pompy odśrodkowe w celu zwiększenia efektywności napełniania tulei. W trakcie suwu ssania płuczka jest wtłaczana do tulei za pomocą pompy odśrodkowej. W trakcie suwu ssania tłok porusza się prędkością nieliniową. Profil fali sinusoidalnej oznacza, że przepływ pojedynczego cylindra różni się; od zera na początku suwu ssania, do więcej niż trzykrotność średniego przepływu tego cylindra. Dlatego pompa doładująca powinna dostarczyć więcej płuczki niż średni przepływ cylindra, ale nie powinna być za mocna, żeby nie podnosić zaworu ssącego pompy płuczkowej przedwcześnie. Ponadto, po stronie ssącej montuje się akumulatory wspomagające pompę doładującą w czasie napełniania tulei płuczką. Występujące pary pulsacji po stronie ssącej są generowane poprzez otwieranie i zamykanie zaworów ssących.

Następnym źródłem, w którym powstają pulsacje i mają one już spory wpływ na pracę pompy to charakterystyka obrotu wału korbowego. Ruch tłoka przy stałej prędkości obrotowej w czasie zamiany z ruchu obrotowego na posuwisto zwrotny powoduje zmianę przepływu (rosnąco malejący) w czasie, gdy tłok zwalnia i przyśpiesza. Natura wału korbowego napędzającego korbówód to start suwu od prędkości zerowej z przyśpieszeniem aż do momentu przekroczenia połowy suwu, gdzie tłok zaczyna zwalniać aż do końca suwu, gdzie jego prędkość osiąga wartość zerową.

Dla przykładu, początkowa prędkość tłoka to 0 fpm (0 m/s) i przyśpiesza do 380 fpm (1,9 m/s) w środku suwu i powraca do prędkości zerowej przy końcu suwu. W rezultacie średni przepływ wynosi 275 gpm (1041 l/min). Jakkolwiek maksymalny przepływ w cylindrze przy maksymalnej prędkości 380 fpm to 871 gpm (3297 l/min) co jest trzykrotnie więcej jak średni przepływ danego cylindra.

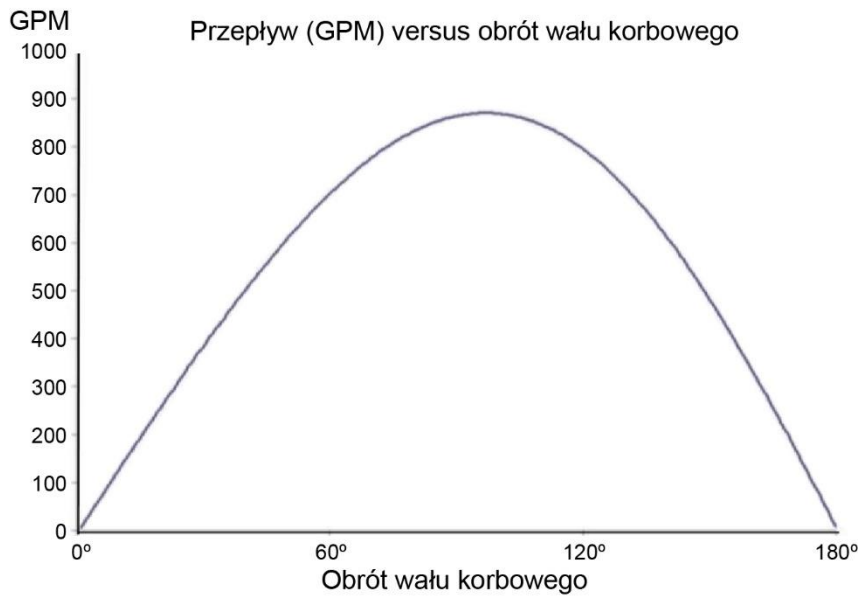
Na rysunku 2.6 przedstawiono teoretyczny wykres prędkości tłoka w zależności od obrotu wału korbowego. Im dłuższy jest suw tym większa będzie prędkość tłoka w połowie suwu. Pompy z dłuższym skokiem tłoka będą miały zaprogramowaną niższą maksymalną prędkość tłoka niż pompy z krótszym skokiem, aby znaleźć się poniżej prędkości 381 fpm, która jest ogólnym przyjętym standardem dla pomp płuczkowych z powodu dużego zużycia pary tłok-tuleja.



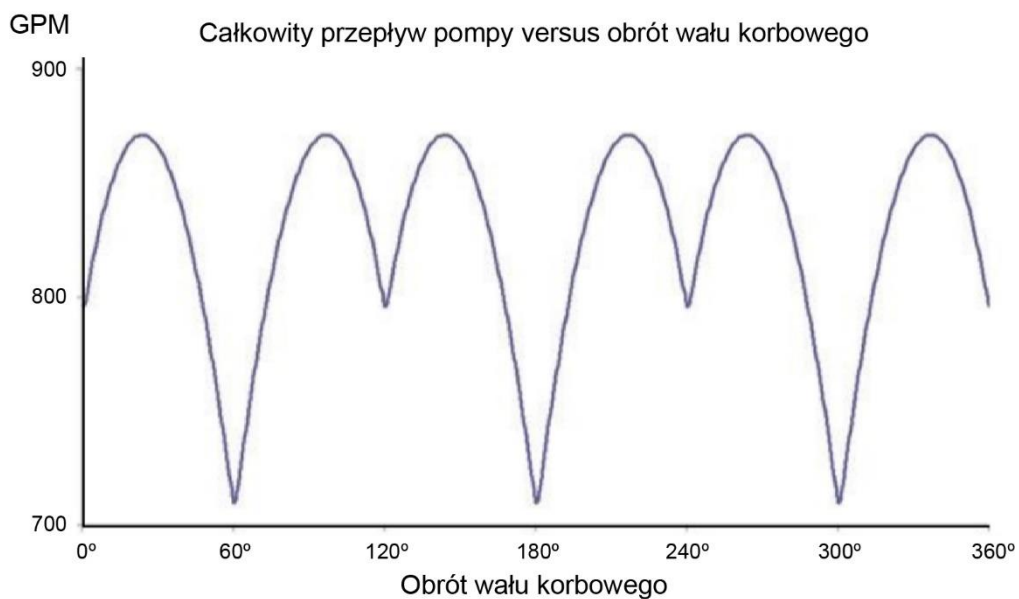
Rys. 2.6. Prędkość obrotowa pompy przy stałej prędkości w funkcji prędkości sinusoidalnej tłoka (opracowanie na podstawie [2, 3, 32])

Na rysunkach 2.7 i 2.8 przedstawiono zależność między przepływem a obrotem wału korbowego. Przepływ charakteryzuje się znaczną wariacją dla każdego cylindra, a nawet po nałożeniu się przepływów ze wszystkich cylindrów, powstały przepływ za zaworami tłocznymi ma znaczne pulsacje. Pulsacje powstałe w pompie „triplex”, gdzie tłoki są położone względem siebie o 120° są nieregularne (rys. 2.8) w odniesieniu do ich szczytów i maksymalnych amplitud. Stwarza to dezorientacje po stronie wysokiego ciśnienia na przykładzie widocznych bliźniaczych pików, po których następują pojedyncze załamanie/zanurzenie a następnie osiąga maksimum itd. W wyniku tego nieregularnego impulsu, każdy układ tłumiący zamontowany na pompie będzie poddawany cyklom o naprzemiennych amplitudach co w praktyce jest niepożądane.

Pozostałe pulsacje lub skoki ciśnienia, które nie zostały stłumione przez tłumiki pulsacji powstają w czasie zmiany natężenia przepływu w czasie suwu tłoczenia. Niestety, każdy pozostający „impuls” będzie miał większy wpływ niż się przypuszcza. Dla przykładu wzrost ciśnienia (lub impuls) jest proporcjonalny do kwadratu natężenia przepływu. Wraz ze zmianą natężenia przepływu ulega zmianie ciśnienie w przewodzie wiertniczym z powodu dodatkowej siły wywieranej na ten przewód. Zmiana ciśnienia w rezultacie jest większa niż zmiana natężenia przepływu.



Rys. 2.7. Teoretyczny całkowity przepływ pompy w funkcji kąta obrotu wału korbowego (opracowanie na podstawie [2, 3, 32])

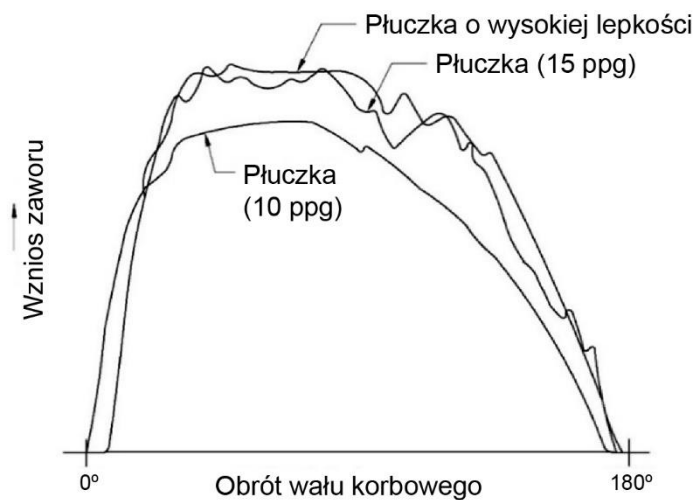


Rys. 2.8. Całkowity przepływ pompy w funkcji kąta obrotu wału korbowego (opracowanie na podstawie [2, 3, 32])

Wraz ze zmianą ciśnienia w tulei, korbowód ulega oddziaływaniu większego momentu obrotowego w połowie suwu, gdy tłok porusza się szybciej. Można to zauważyć w postaci zmiany odgłosów/szumów pochodzących z różnego obciążania silników elektrycznych pompy płuczkowej. Szum jest specyficzny i generuje drgania, które są odczuwalne w pompowni platformy wiertniczej. Powtarzające się przejściowe przeciążenie wału korbowego oraz powtarzalne skoki momentu obrotowego generują „szarpiące” ruchy z powodu nierównomiernego obciążenia pompy, co z kolei może prowadzić do jej uszkodzenia.

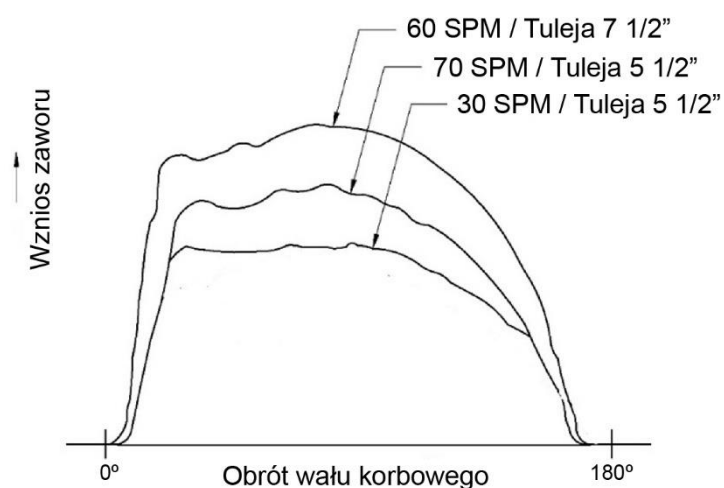
2.3. Dynamika pracy bloku zaworowego

Na rysunku 2.9 przedstawiono zachowanie się zaworu przy pompowaniu płuczki o gęstości 10 ppg (prawidłowej), 15 ppg oraz o zbyt dużej lepkości, która jest spowodowana dodatkami chemicznymi dodawanymi do płuczki wiertniczej.



Rys. 2.9. Wznios zaworu w zależności od gęstości oraz lepkości płuczki (opracowanie na podstawie [2, 3, 32])

Na rysunku 2.10 zaprezentowano krzywe otwarcia zaworu przy różnych prędkościach, ale przy płuczce o tej samej gęstości.



Rys. 2.10. Wznios zaworu w zależności od rozmiaru tulei oraz prędkości pompy (opracowanie na podstawie [2, 3, 32])

Zawory ssąco-tłoczące nie są przystosowane do bezpośredniego pomiaru przepływu cieczy przez pompę, ale można wykazać, że wznios grzybka zaworowego jest w rzeczywistości

proporcjonalny do prędkości tłoka: „**wysoki wznios zaworu**” przy środkowym (90 stopni) położeniu tłoka oraz „**niski wznios**” przy wolnym ruchu tłoka. Położenie zaworu wskazuje ilość płuczki przepływającej przez zawór w danej chwili. Jest to bardzo istotne dla analizy diagnostycznej, ponieważ pokazuje, że maksymalne natężenie przepływu przez zawór, pompę oraz linie ssącą musi być o wiele wyższe niż średni przepływ w celu uzupełnienia niskiego natężenia przepływu na każdym z końców położenia tłoka.

Przeprowadzone testy laboratoryjne [32] pozwoliły potwierdzić, że zawór zamyka się łagodnie co jest wynikiem zwalniania oraz zatrzymania tłoka w jego krańcowym położeniu.

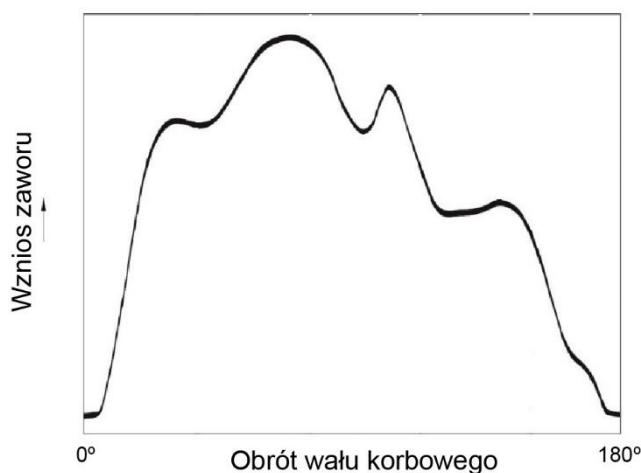
Istnieje ścisła zależność między ruchem tłoka a ruchem zaworu. Wzdłuż całego skoku tłoka zawór odzwierciedla pracę tłoka, wznosi się przy wzroście prędkości oraz opada przy spadku prędkości tłoka. Można wywnioskować, że ruch zaworu zależy od pracy tłoka.

Po końcu suwu, tłok zaczyna poruszać się w przeciwnym kierunku. Już po kilku stopniach obrotu wału korbowego ($^{\circ}$ OWK) tłok jest już w stanie zamknąć zawór ssący, sprężyć pęcherzyki gazu oraz powietrza w płuczce, a także napełnić tuleję i moduł zaworowy w czasie początkowego ruchu tłoczego przy niewielkiej prędkości. Ponieważ płuczka jest nieściśliwa, ciśnienie wzrasta gwałtownie dochodząc do ciśnienia, które otwiera zawór tłoczny.

Przepływ płuczki jest nieustalony, na początku ruch tłoka jest wolny, ale wraz ze zbliżeniem się do połowy skoku prędkość tłoka wzrasta powodując wzrost natężenia przepływu oraz wznios zaworu. Po przejściu połowy skoku tłok zwalnia, a zawór zaczyna opadać.

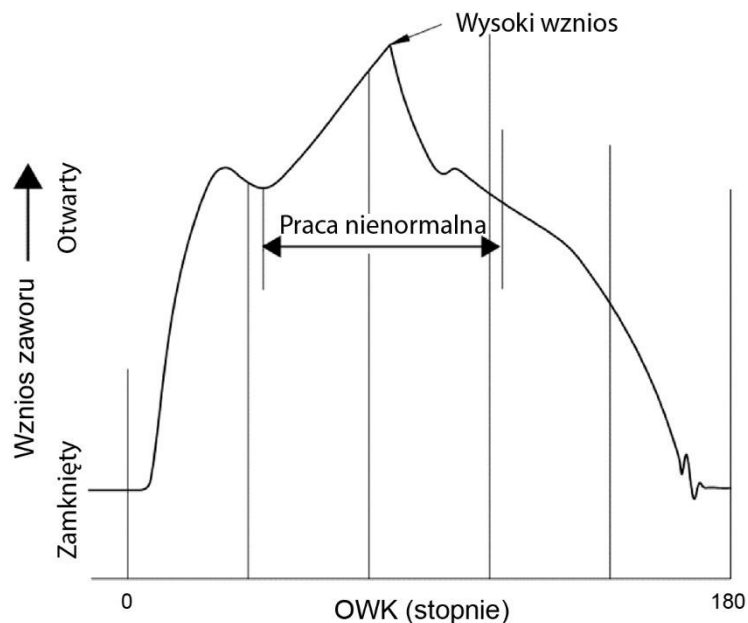
Zostały również przeprowadzone badania [32] pokazujące problem utraty zachowania ciągłości w czasie pracy zaworu ssącego. Analizując powyższe, można stwierdzić, że jest to spowodowane pojawieniem się w płuczce pustych przestrzeni, które były wynikiem spadku ciśnienia płuczki. Można przyjąć to jako niekorzystny okres pracy zaworów który występuje w okolicy połowy suwu tłoka. Taka nieprawidłowa praca rozumiana jest jako uderzenie zaworu o górną część co może doprowadzić do uszkodzenia zaworu.

Na rysunku 2.11 przedstawiono zależność pomiędzy pracą zaworu a utratą ciągłości przepływającego strumienia płuczki.



Rys. 2.11. Zachowanie się zaworu ssącego podczas utraty ciągłości (opracowanie na podstawie [2, 3, 32])

Na rysunku 2.12 zaprezentowano charakterystykę pracy zaworu przy pompowaniu płuczki z pęcherzami powietrza oraz gazu (metanu pochodzącego z odwiertu, który powraca wraz z płuczką wiertniczą do zbiorników na platformie).



Rys. 2.12. Zachowanie się zaworu ssącego w czasie przetłaczania płuczki z pęcherzykami powietrza (opracowanie na podstawie [2, 3, 32, 34])

Elementy modułu zaworowego są narażone na wysokie ciśnienie przetłaczania oraz fluktuacje ciśnienia w czasie suwów trzech tłoków (na rysunku 2.13 przedstawiono przekrój pompy z wyszczególnieniem trzech tłoków w pompie typu triplex).



Rys. 2.13. Przekrój pompy typu „triplex” z wyszczególnieniem trzech układów tłoczących (opracowanie własne)

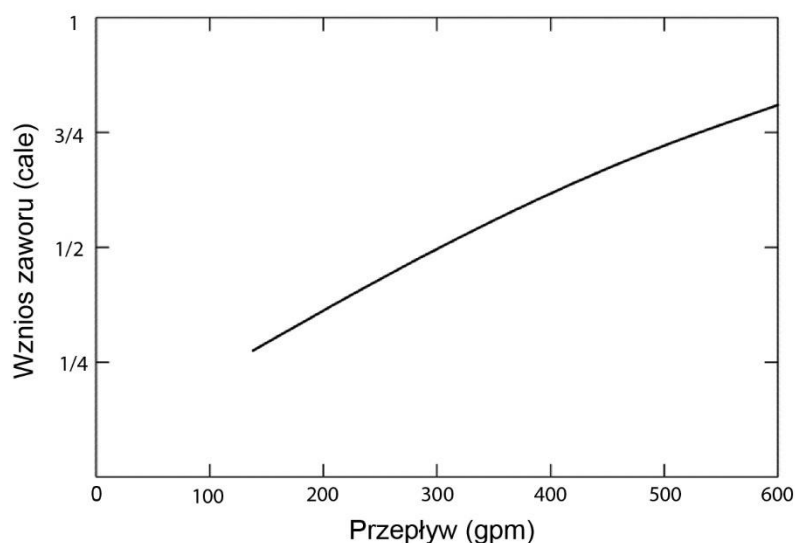
Cykliczna praca zaworów powoduje zwiększone oddziaływanie naprężeń wywołanych uderzeniem zaworu o gniazdo zaworowe, co skutkuje powstawaniem pęknięć a w następstwie korozji zmęczeniowej, która jest jednym z czynników powodujących uszkodzenie zaworów.

Chociaż zawory ssąco-tłoczące są prostej budowy to procesy zachodzące w czasie przepływu cieczy w różnych warunkach eksploatacyjnych takich jak ciśnienie pompowanej cieczy czy różne prędkości pompy, nie są do końca wyjaśnione.

Pompa płuczkowa została poddana wielu testom naukowym [17, 32, 41, 63, 95, 96, 111], które pozwoliły na bliższe zrozumienie procesów zachodzących w pompie oraz jej eksploatacji jak również dynamiki samych zaworów – ich wzniosu, spadku ciśnienia w czasie przepływu cieczy przez nie, oraz ich zachowanie w czasie pracy.

Wznios zaworu w czasie przepływu cieczy nie jest liniowo proporcjonalny do przepływu. W dodatku zawory są wyposażone w sprężyny dociskowe które powodują docisk zaworu do gniazda zaworowego. Zarówno z niezawodnościowego jak i eksploatacyjnego punktu widzenia, istotnym jest w tym przypadku również zmiana (w czasie) charakterystyk samych sprężyn.

Na rysunku 2.14 przedstawiona jest charakterystyka, która pokazuje wznios zaworu w zależności od wielkości przepływu.

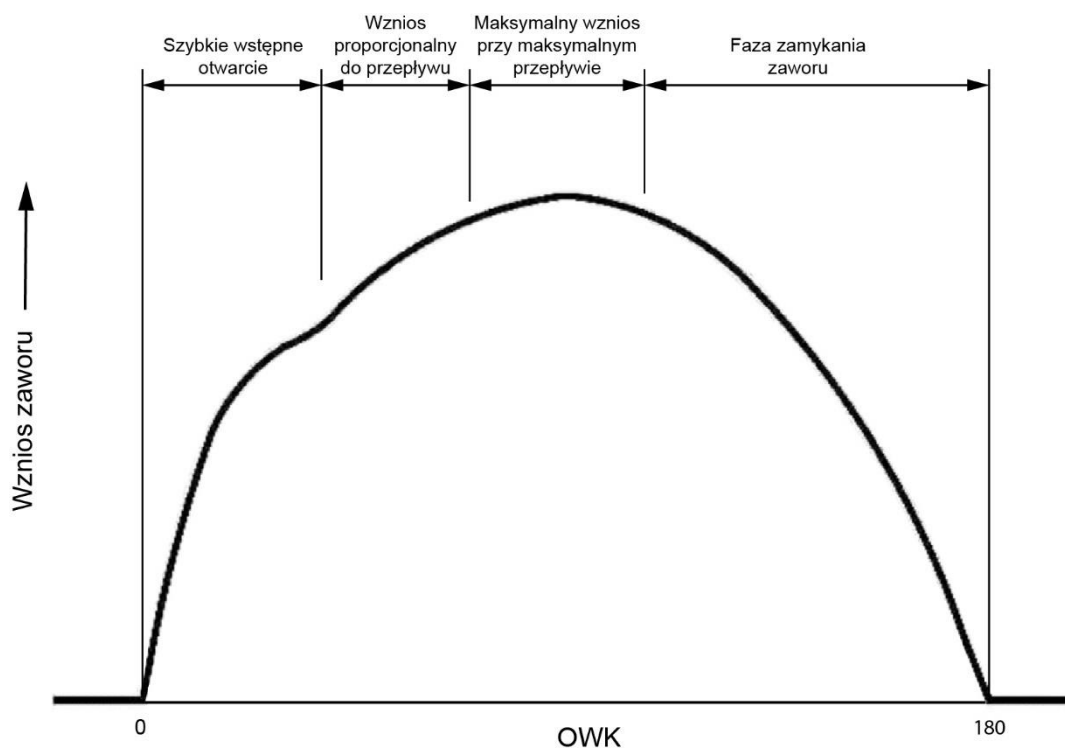


Rys. 2.14. Wznios zaworu w zależności od przepływu (opracowanie na podstawie [2, 3, 32])

Zachowanie się zaworu w czasie jego pracy w zależności od przepływu różni się i nigdy nie jest jednakowe. Jest to podyktowane różnymi współczynnikami w czterech reżimach eksploatacyjnych w czasie suwu tłoka, takich jak: otwarcie początkowe, średni przepływ, maksymalny przepływ oraz reakcja w czasie zamknięcia i jej opóźnienie.

Początkowe otwarcie zaworu jest całkowicie różne od jego późniejszego zachowania w czasie pracy. Zawór zachowuje się jak zawór bezpieczeństwa niskiego ciśnienia, gdzie ciężar i siła sprężyny przeciwstawia się ciśnieniu w tulei do zaworu tłoczącego. Siły te są zwykle bardzo małe, i gdy podzielić je przez powierzchnie zaworu to różnica ciśnień wymagana do otwarcia zaworu jest bardzo mała.

Najczęściej powierzchnia górnej części zaworu jest większa niż powierzchnia dolna. Konstrukcja jest podyktowana powierzchnią zaworu, która przylega do gniazda zaworowego. Dlatego wymagane jest nadciśnienie do uniesienia wstępnego zaworu. Początkowe otwarcie trwa określony czas i generuje przejściowe stany robocze przedstawione na rysunku 2.15. Nie powoduje to żadnych problemów eksploatacyjnych, ale jeśli prędkość pracy pompy zostanie podniesiona do momentu, w którym czas suwu tłoka jest równy początkowej fazie otwarcia zaworu, może to powodować istotne problemy eksploatacyjne takie jak opóźnienie zamknięcia zaworu i zwiększenie jego zużycia.



Rys. 2.15. Stany przejściowe zaworu w czasie jego ruchu (opracowanie na podstawie [2, 3, 32, 34])

W czasie trwania średniego przepływu zawór wznosi się zależnie od przepływu ustalonego przez prędkość tłoka.

Początkowo szybkie przyspieszenie tłoka nie występuje w tym stadium i przepływ staje się ustabilizowany.

Wznios zaworu jest większy dla tłoków o większej średnicy i mały dla tłoków o mniejszej średnicy – proporcjonalnie do chwilowego przepływu. Z punktu widzenia analizy diagnostycznej zawartej w niniejszej pracy jest to na tyle istotne, że zarówno na statkach wiertniczych jak również w przypadku pomp płuczkowych stosowanych podczas wierceń lądowych używa się tłoków o różnych średnicach w zależności od wymaganego ciśnienia podyktowanego planem odwiertu.

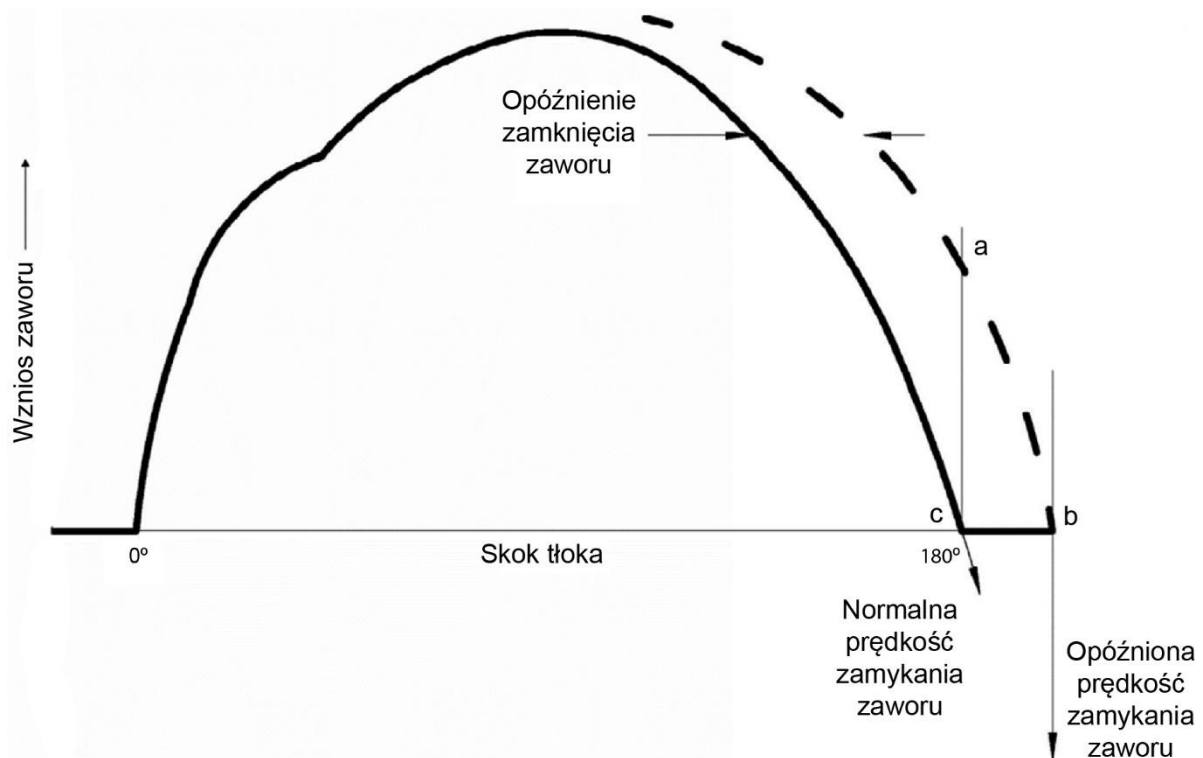
Zawór otoczony jest z każdej strony cieczą pod ciśnieniem, jednakże ciśnienie nie ma wpływu na wznios zaworu tylko jest ono zależne od natężenia przepływu pompowanej cieczy.

Maksymalny przepływ oraz maksymalny wznios zaworu występują w momencie, gdy tłok znajduje się w połowie swojego suwu, gdzie przyspieszenie tłoka jest równe zero. Zdarza się czasami tak, że sprężyna ulega uszkodzeniu i następuje dławienie przepływu z powodu niepełnego wzniosu zaworu, powoduje to zwiększenie prędkości przepływu a tym samym większe tarcie cieczy o część uszczelniającą zaworu co ma znaczący wpływ na jego szybsze zużywanie się.

Zamknięcie zaworu. W momencie, kiedy tłok zmniejsza swoją prędkość i zbliża się ku swojemu martwemu górnemu położeniu przepływ przez zawór zmniejsza się i zawór zamyka się. Jeśli zawór jest (z ang. *highly responsive*) wysoce responsywny/czuły, może zbliżyć się do gniazda zaworowego proporcjonalnie do spadku przepływu i zamknąć się, gdy prędkość przepływu osiągnie zero. Jakkolwiek w praktyce zawsze występuje małe opóźnienie zamknięcia zaworu. Występuje bardzo mała siła wypadkowa która popycha zawór w kierunku gniazda zaworowego w momencie spadku przepływu.

Siła zamykająca jest z jednej strony funkcją zależną od sumarycznej wartości jego ciężaru i siły pochodzącej od sprężyny oraz z przeciwnej strony – od wartości siły pochodzącej od ciśnienia hydraulicznego generowanego przez przepływ płuczki.

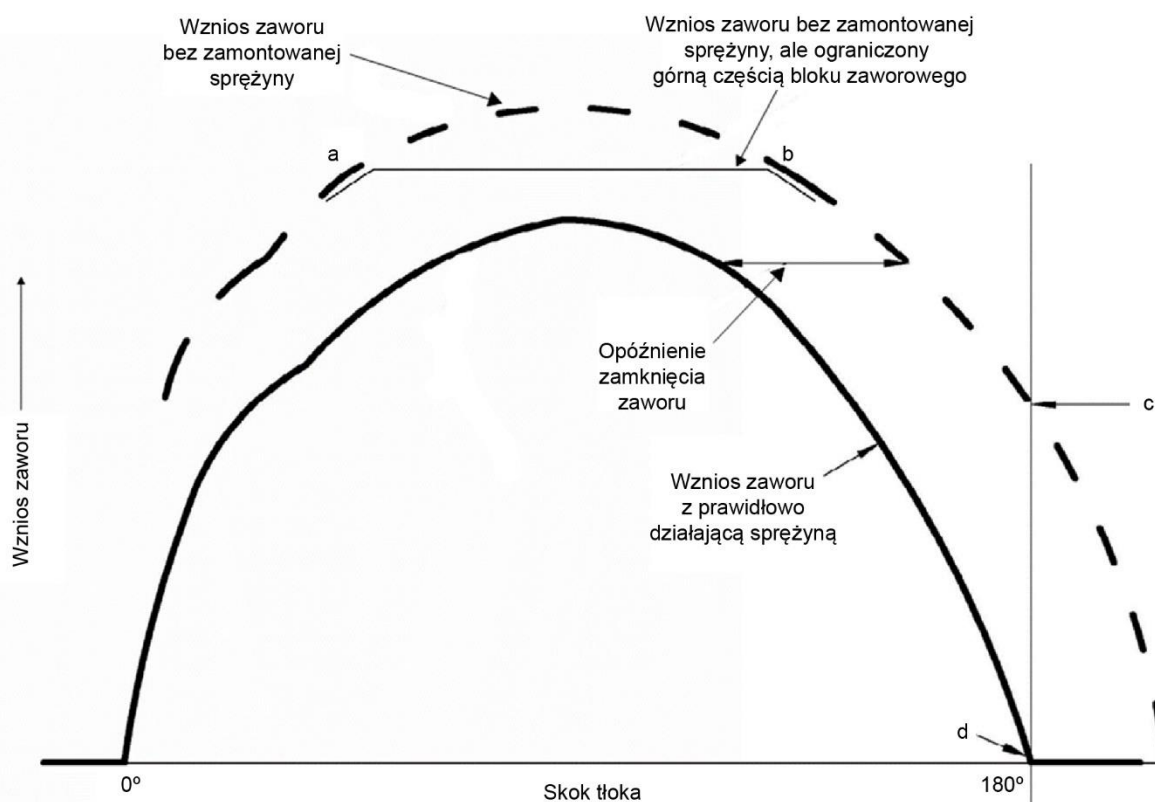
W trakcie normalnej swojej pracy, przesunięcie tłoka w momencie bliskim jego skrajnego położenia, jest znacznie szybsze w stosunku do reakcji zaworu. Opóźnienie wywołane reakcją zaworu przedstawiono na rysunku 2.16. Opóźnienie takie może być także spowodowane brakiem lub uszkodzeniem sprężyny zaworu.



Rys. 2.16. Wykres przedstawiający prawidłową pracę sprężyny oraz opóźnienie zamknięcia spowodowane złym stanem technicznym sprężyny (opracowanie na podstawie [2, 3, 32, 34])

Powyżej autor zwrócił uwagę, że opóźnienie w reakcji zadziałania zaworu może być spowodowane brakiem sprężyny lub jej uszkodzeniem. Brak sprężyny wydaje się wręcz nierealny, jednak analizując niewłaściwą pracę pomp płuczkowych w trakcie ich eksploatacji, zauważono częste przypadki braku sprężyny będące wynikiem niedbałości obsługi – zapomnienie założenia sprężyny zaworowej.

W takim przypadku, zawór zamyka się jedynie pod wpływem własnego ciężaru. Również opóźnienie zamykania się zaworu drastycznie się wydłuży w przypadku braku zamontowanej sprężyny. Jest to przypadek bardzo niepożądany, ponieważ pojawia się w tym module przepływ wsteczny poprzez zawór – od 180° punkt „c” do punktu „b” pokazanego na rysunku 2.17. Przepływ zwrotny powoduje obniżenie ilości pompowanej cieczy oraz zwiększa prędkość zamykania się zaworu co powoduje mocniejsze uderzenie zaworu o gniazdo, czego rezultatem może być tzw. „młotkowanie” a w rezultacie uszkodzenie zaworu.



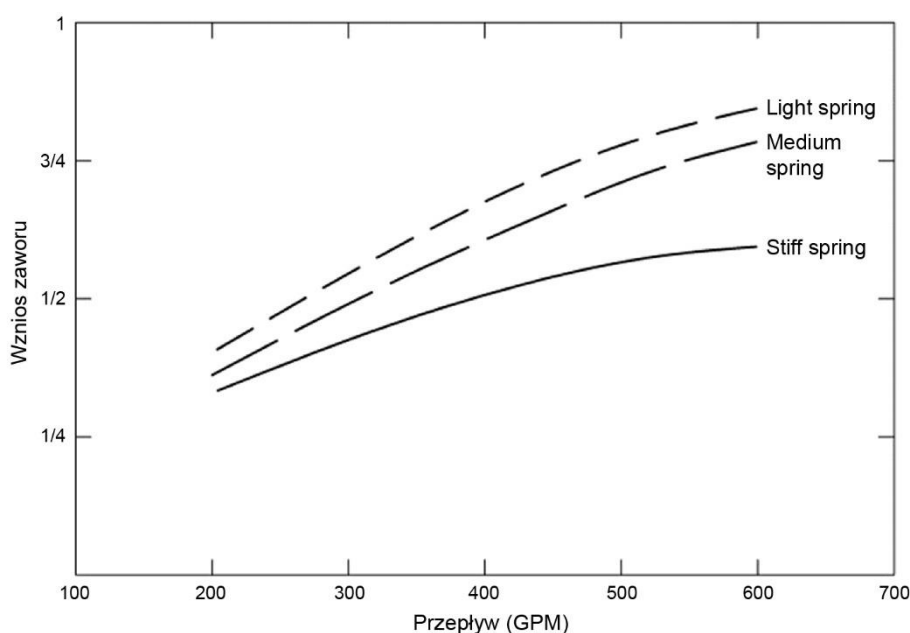
Rys. 2.17. Wznios zaworu bez sprężyny uderza w górną część bloku zaworowego w punkcie „a”. W punkcie „b” zaczyna się zniżać, ale opóźnienie nadal występuje. W przypadku doboru odpowiedniej sprężyny zawór zamknąłby się w punkcie „d” (opracowanie na podstawie [2, 3, 32])

Niewłaściwie dobrana lub uszkodzona sprężyna zwiększa opóźnienie zamknięcia zaworu. Skutkiem tego jest obniżenie sprawności objętościowej pompy. Zbyt późne zamknięcie zaworu ssącego spowoduje tłoczenie płuczki pod wysokim ciśnieniem na stronę ssącą pompy a zbyt późne zamknięcie zaworu tłocznego spowodują zasysanie cieczy ze strony wysokiego ciśnienia do tulei.

Wszystkie komponenty modułu zaworowego: sprężyna, zawór, gniazdo zaworowe powinny być odpowiednio zaprojektowane i odpowiednio dobrane do każdego rodzaju pompy, żeby zminimalizować ewentualne problemy eksploatacyjne w trakcie pracy pomp. Z tego samego punktu widzenia, istotnym staje się fakt odpowiedniego doboru sprężyny zaworowej (dedykowanej dla danego zaworu). W przypadku zastosowania „cięższych” zaworów należy wziąć pod uwagę, że niewłaściwie dobrana sprężyna będzie przyczyną opóźnienia jego zadziałania (w stosunku do wymaganego) a w konsekwencji uszkodzenie zaworu lub gniazda zaworowego (lub obu tych elementów). Jeśli sprężyna w trakcie pracy ulegnie pęknięciu (lub też nie została zamontowana) to podczas pracy pompy przy jej dużej prędkości zwiększy się wznios zaworu. W rezultacie może to spowodować uderzenie zaworu o górną część bloku zaworowego oraz wystąpi duże opóźnienie zamknięcia zaworu co widać na rysunku 2.17.

W warunkach laboratoryjnych, S. Collier i inni [32] zaprojektowali komorę symulacyjną, w której został zamontowany zawór. Ideą tej komory była symulacja przejść kątowych w pompie płuczkowej. Symulacje zostały przeprowadzone w różnych kombinacjach przy użyciu różnych sprężyn zaworowych o różnym współczynniku, gniazd zaworowych oraz zaworów.

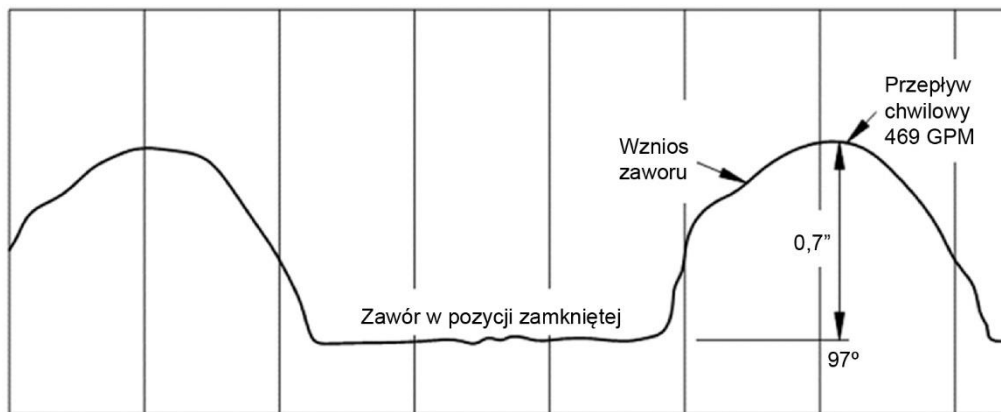
Na rysunku 2.18 przedstawiono, jak wznosi się zawór przy użyciu różnego rodzaju sprężyn. Wznios zależy od rodzaju sprężyny, gęstości i lepkości płuczki oraz od rozmiaru zaworu i gniazda. Im bardziej wygładzona jest charakterystyka wzniosu zaworu to przepływ i zawór znajdują się w równowadze co również jest widoczne na rysunku 2.18.



Rys. 2.18. Wznios zaworu przy określonym przepływie w zależności od rodzaju użytej sprężyny (opracowanie na podstawie [2, 3, 32])

Te same zawory, które poddawano badaniom w komorze laboratoryjnej były testowane w pompie płuczkowej. Wynik pomiarowy (rys. 2.19) rejestrowano za pomocą oscylografu. Przyspieszenie wynosi zero w wartości szczytowej wzniosu przy kącie 97°OWK, więc wznios

zaworu znajduje się w równowadze z przepływem w stosunku do wartości ciśnienia pochodzącego od przepływu płuczki. Przy 120 SPM (Pompa triplex 5½" × 12") chwilowy przepływ wynosił 469,4 gpm przy wartości szczytowej wzniosu zaworu. Została również przeprowadzona symulacja modelu hydraulicznego której wynik wykazał, że dla płuczki o gęstości 9,3 ppg, wznios zaworu wynosił 0,64 cala. Wartość wzniosu na oscylografie zarejestrowała wartość 0,7 cala.

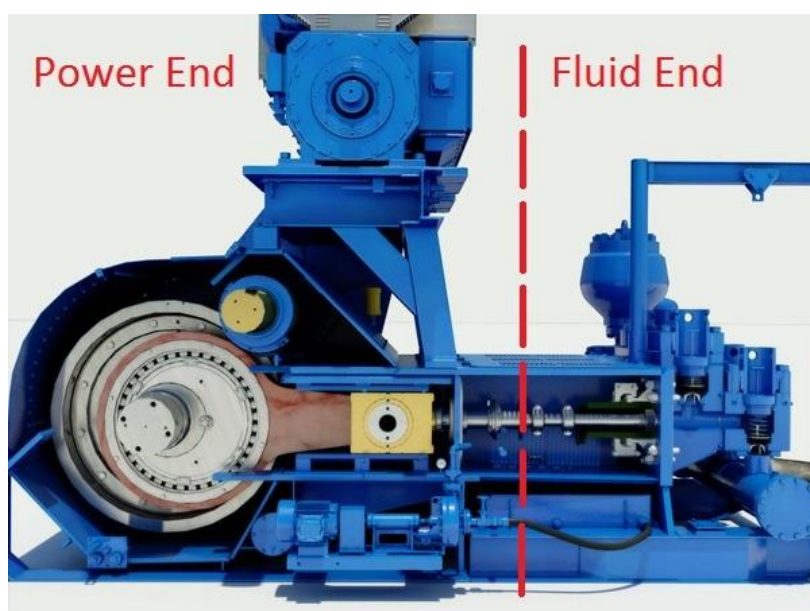


Rys. 2.19. Zapis z oscylografu pracy pompy „triplex”, pokazującej w 97°OWK w cyklu tłoczenia wznios maksymalny zaworu 0,7 cala (opracowanie na podstawie [2, 3, 34])

Zdarza się również, że zawory ssąco-tłoczące przycinają się w czasie pracy i czasami zostają unieruchomione z tego powodu. Kiedy w pompie występuje przycinanie się zaworu to ruch zaworu w czasie zamykania ma opór i kontakt gniazda z zaworem jest opóźniony. A zatem przycinanie przeciwstawia się sile sprężyny oraz ciężarowi zaworu w czasie zamykania jak również sile hydraulicznej w momencie jego otwierania. Większość zaworów w pompach płuczkowych montowania jest pionowo, żeby uniknąć tego efektu.

3. Rodzaje uszkodzeń pomp płuczkowych

System wiertniczy statku drillship składa się najczęściej z dwóch do pięciu pomp o tej samej wydajności. Pompy (jak już wspomniano) napędzane są silnikami prądu zmiennego. Obiekt analizy w niniejszej pracy stanowiła pompa trójtłokowa, jednostronnego działania tzw. „Triplex”. Pompę płuczkową można podzielić na dwa podzespoły tzw. „Fluid End” oraz „Power End”, z których każdy ma inne zadanie (rys. 3.1).

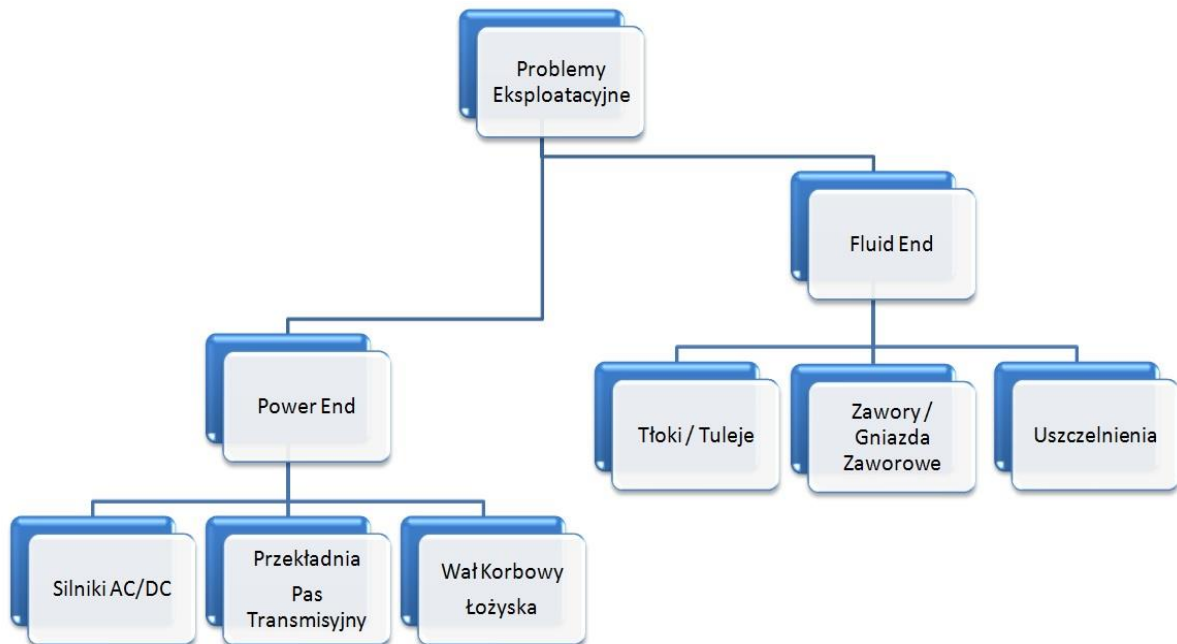


Rys. 3.1. Widok pompy płuczkowej firmy NOV [63]

Podzespół Fluid End jest częścią pompy, w której występuje proces pompowania cieczy poprzez tłoki, tuleje oraz zawory. Części te są bardzo wrażliwe na uszkodzenia i wpływ czynników zewnętrznych (które zostaną opisane w następnym rozdziale). Poprzez stosowanie agresywnych chemikaliów w płuczkach wiertniczych, żywotność części diametralnie spada, co powoduje ich szybsze zużywanie się oraz częstsze awarie na pompach. W konsekwencji prowadzi to do przestoju w ich pracy. W celu redukcji znacznych drgań oraz pulsacji ciśnienia stosuje się na ssaniu i tłoczeniu tzw. „tłumiki pulsacyjne”.

Podzespół Power End, znajdujący się po drugiej stronie pompy, powoduje zamianę ruchu obrotowego pochodzącego z wału korbowego na ruch posuwisto-zwrotny tłoków. Wał korbowy napędzany jest poprzez przekładnię zębatą (niekiedy pas transmisyjny), połączoną z dwoma silnikami elektrycznymi prądu zmiennego AC/DC.

Najczęstsze problemy związane bezpośrednio z uszkodzeniami pomp płuczkowych występują w podzespole (z ang. *Fluid End*), czyli tak zwanym przepływowym module zaworowym i są to z reguły nieszczelności spowodowane głównie zużyciem eksploatacyjnym. Podział uszkodzeń w pompie płuczkowej przedstawiono na rysunku 3.2.



Rys. 3.2. Podział uszkodzeń w pompie płuczkowej (opracowanie własne)

W przypadku przecieków związanych ze zużyciem układu tłok-cylinder (rys. 3.3) występują symptomy w postaci zanieczyszczenia wody chłodzącej tuleje (widoczne już w przypadku niewielkich uszkodzeń), ponieważ pracując w układzie zamkniętym (obiegowym), powraca ona ponownie do zbiornika wody chłodzącej, który jest zbiornikiem otwartym i znajduje się najczęściej pod pompą.



Rys. 3.3. Widok tulei z tłokami pompy płuczkowej typu „triplex” (opracowanie własne)

W zbiornikach zbiorczych wody chłodzącej, najczęściej stosuje się urządzenia pływakowe typu „mombrey”, które alarmują załogę wiertniczą, iż nastąpił przeciek na jednej z tulei i płuczka dostaje się do obiegu chłodzącego. Dodatkowo stosowane są czujniki zanieczyszczenia wody (podobne jak np. w systemie wirowania paliwa „ALCAP”), które wykrywają płuczkę w wodzie chłodzącej.

Problem pojawia się jednak, w przypadku zaworów tłocznych oraz ssących, w momencie, gdy występują niewidoczne nigdzie przecieki (z ang. *wash-outs*). Nieszczelności takie mogą zostać wykryte dopiero w zaawansowanym stadium uszkodzenia, gdy występuje znaczna trudność w utrzymaniu stałego ciśnienia tłoczenia. W takim przypadku niezbędne jest natychmiastowe zatrzymanie pompy i wymiana zaworów. Przerwy pompy oraz związane z tym zatrzymanie procesu wiertniczego wiąże się z kosztami dla firm wiertniczych rzędu nawet do 20 tys. dolarów za godzinę.

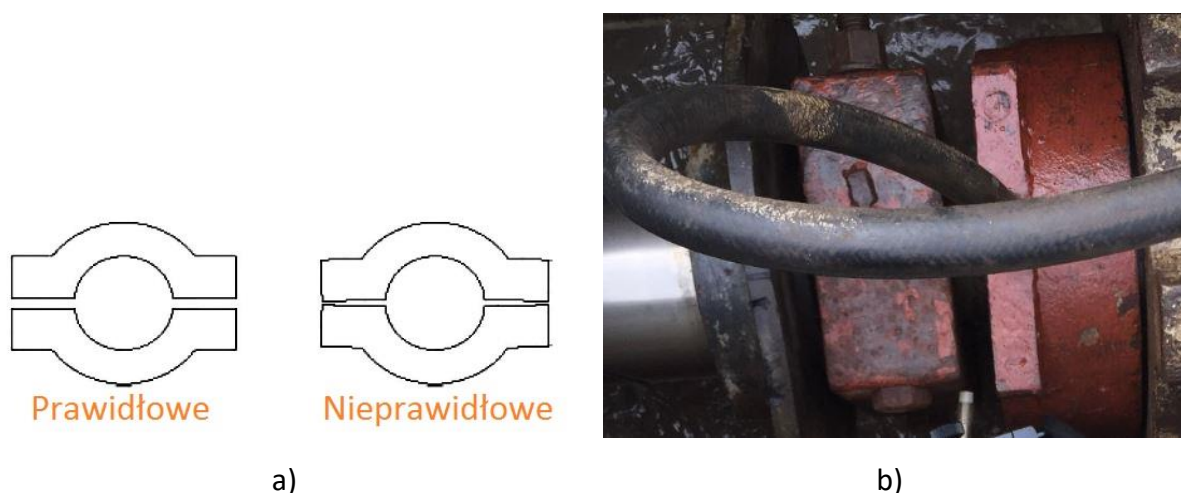
Podzespół Power End jest przy odpowiedniej eksploatacji (szczególnie kontroli jakości oleju) stanowi najmniej awaryjną część pompy płuczkowej. Teoretycznie możliwe jest przeciążenie silników elektrycznych, ale odpowiednie zabezpieczenia na pompie nie dopuszczają do osiągnięcia parametrów krytycznych układu.

Przekładnia zębata przenosząca napęd z silników elektrycznych na tłoki narażona jest na duże uszkodzenia w chwili awarii systemu smarowania. Również tutaj system olejowy ma wiele zabezpieczeń, które monitorują pracę tego układu i w momencie krytycznym np.: zaniku ciśnienia na pompie olejowej lub zapchaniu się filtra, spowodują awaryjne zatrzymanie pompy.

Para tribologiczna tłok – tuleja jest najbardziej narażona na zużycie ściernie i z tego m.in. względu tłoki są elementami najczęściej wymienianymi. Z reguły stosuje się tutaj strategię obsługi według resursu. Są to elementy stosunkowo drogie, dlatego też w celu zabezpieczenia i wydłużenia ich żywotności, niezbędne staje się bezwzględne stosowanie rekomendowanych przez producenta, wysokiej jakości części zamiennych. Z punktu widzenia eksploatacyjnego oraz osoby odpowiedzialnej za część serwisową, ważne jest skontrolowanie czy istnieje gwarancja producenta na odporność korozyjną wewnętrznej powierzchni tulei. Czas przestoju pompy jest podyktowany czynnikami uwarunkowanymi planem odwiertów. W przypadku gdy jest on czasowo dłuższy, powierzchnia tulei zaczyna korodować oraz rozpoczyna się proces powolnej destrukcji starzeniowej i osłabienie oddziaływania pomiędzy chromowaną warstwą a podłożem metalowym tulei. Powoduje to zużycie w postaci łuszczenia. Wżery powstałe w wyniku korodowania oraz łuszczenia gładzi tulei, prowadzą do bardzo szybkiego zużycia układu, co wpływa na zwiększenie nieszczelności. W konsekwencji powoduje to zanieczyszczenie wody chłodzącej (płuczką) i awaryjne zatrzymanie pompy.

Inną istotną przyczyną zużywania się tłoków oraz tulei, może być poluzowanie się nakrętek ściskowych na klamrze zaciskowej, łączącej trzon tłoka z trzonem wału korbowego (rys. 3.4). Spowodowane jest to najczęściej błędami montażu związanymi niezastosowaniem odpowiedniego momentu siły napięcia wstępnego. Sytuacja taka powoduje samoczynne luzowanie się zacisku (klamry), co jest przyczyną utraty osiowania liniowego trzpienia tłokowego z trzpieniem wału korbowego. W drastycznym przypadku może wystąpić zniszczenie całego układu.

Podobnie, zbyt duża wartość siły napięcia wstępnego, może spowodować trwałe odkształcenie elementów (łap) klamry zaciskowej i w rezultacie nieprawidłowe mocowanie trzpieni (rys. 3.4b). Z czasem może to również doprowadzić do zużycia zmęczeniowego materiału i pęknięcia klamry zaciskowej.



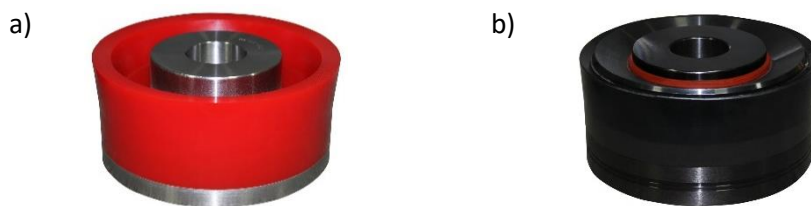
Rys. 3.4. a) Prawidłowe i nieprawidłowe mocowanie klamry pomiędzy trzonem tłokowym a trzonem wału korbowego, b) zdjęcie klamry z pompy płuczkowej (opracowanie własne)

Eksploatatorzy powinni zdawać sobie sprawę, że czynniki, takie jak wysoka temperatura, ciśnienie pompowania, zanieczyszczenia, gęstość, lepkość oraz różnego rodzaju dodatki chemiczne stosowane w płuczkach, będą powodowały szybsze zużywanie się tłoków oraz tulei. Dla przykładu, jeśli pompa będzie dozowała płuczkę o temperaturze powyżej 82°C, użytkownicy powinni wziąć pod uwagę, czy zainstalowane tłoki mogą pracować przy tak wysokich temperaturach. W przypadku gdy istnieje potrzeba pracy pompy w wysokich temperaturach, stosowane są elementy elastomerowe o zmodyfikowanej budowie strukturalnej lub zawierają dodatkowe środki np. antypireny (podwyższające odporność temperaturową podczas pracy). Wiąże się to jednak ze znacznie powiększonymi kosztami części zamiennych. Dodatkowo należy bezwzględnie zwrócić uwagę na zależności związane z rodzajem zastosowanego materiału i reologią pompowanej cieczy.

Istnieją dwa rodzaje stosowanych płuczek wiertniczych. Pierwsza z nich tworzona jest na bazie wody słodkiej (z ang.: *water based mud*), druga – na bazie oleju (z ang.: *oil based mud*). W zależności od zastosowanej płuczki stosuje się odmienne materiały do budowy tłoków.

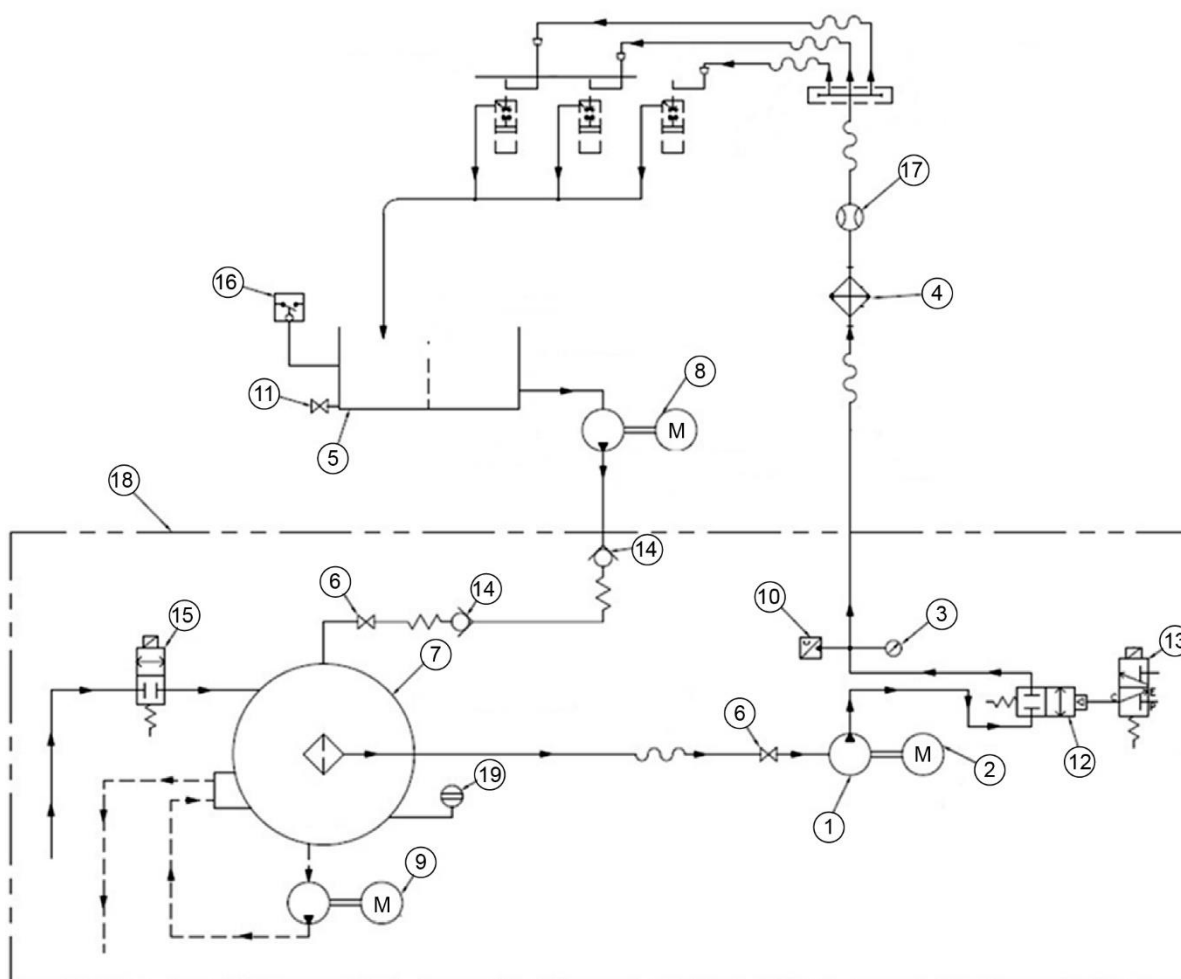
Na przykład: tłoki z tworzywa poliuretanowego (rys. 3.5a) nie będą miały tak długiej żywotności w „wodnej” płuczce wiertniczej jak tłoki z tworzywa nitrylowego (rys. 3.5b), uwodornionego kauczuku nitrylo-butadienowego.

Tłok wraz z tuleją projektowany jest jako para tribologiczna dla której przewiduje się jednakowy resurs. Zgodnie z zaleceniami, każda wymiana tulei wiąże się także z wymianą tłoka. Również uszczelnienie w postaci gumowego lub silikonowego oringu umieszczonego pomiędzy tłokiem a trzonem tłokowym także musi być wymienione na nowe.

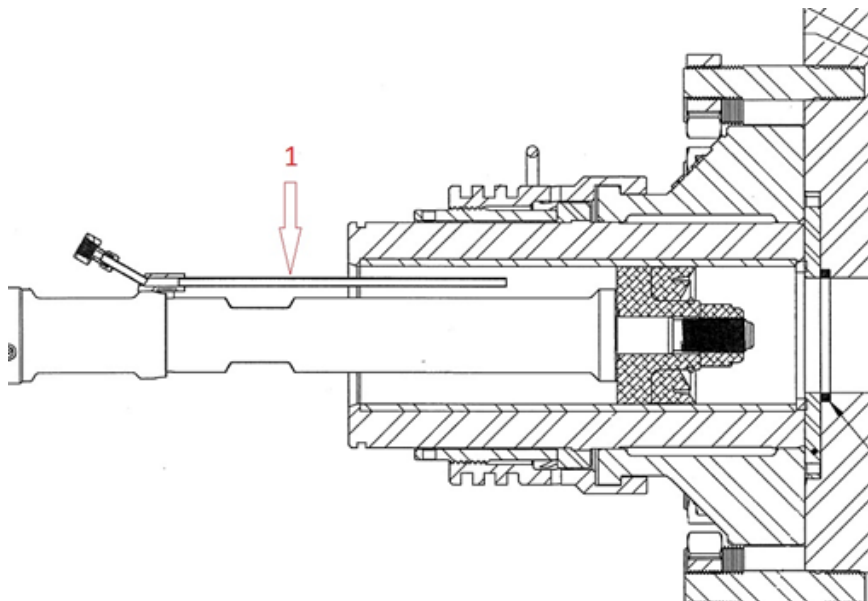


Rys. 3.5. Przykład tłoków stosowanych w pompach płuczkowych: a) z tworzywa poliuretanowego, b) z tworzywa nitylowego (opracowanie własne)

Chłodzenie tłoków realizowane jest za pomocą oddzielnego systemu wspomagającego pracę pompy (rys. 3.6 i 3.7). Powinien on zapewnić ciągłą cyrkulację cieczy chłodzącej (o odpowiedniej temperaturze), która efektywnie chłodzi tłoki. Pełni on jednocześnie rolę układu smarującego pary tribologiczne (tłok–tuleja).



Rys. 3.6. System chłodzenia z systemem samooczyszczania stosowany na statkach wiertniczych [22]; 1 – pompa cyrkulacyjna, 2 – silnik elektryczny, 3 – manometr, 4 – chłodnica płytowa, 5 – zbiornik ściekowy, 6 – zawór kulowy, 7 – zbiornik cyrkulacyjny, 8 – pompa transferowa, 9 – pompa oczyszczająca, 10 – przetwornik ciśnienia, 11 – zawór kulowy, 12 – zawór kontroli ciśnienia, 13 – zawór elektromagnetyczny, 14 – zawór zwrotny, 15 – zawór elektromagnetyczny, 16 – łącznik krańcowy, 17 – przepływomierz, 18 – system pomocniczy, 19 – poziomowskaz



Rys. 3.7. Przekrój pompy 12-P-220 firmy NOV, pokazujący doprowadzenie wody chłodzącej do tulei i tłoka [22]

Niektóre nowoczesne statki wiertnicze posiadają systemy chłodzenia z automatycznym systemem oczyszczania wody chłodzącej z różnego rodzaju zanieczyszczeń. Zawiera on regulację ciśnienia, temperatury oraz system samooczyszczania. W praktyce, w opisywanym systemie występują dwa istotne problemy eksploatacyjne. W pierwszym przypadku, końcówki wtryskujące wodę chłodzącą na powierzchnię tulei w określonych punktach, po kilkudziesięciu godzinach pracy (przy dużych drganiach), mogą zmieniać swoje położenie. Skutkuje to obniżeniem efektywności chłodzenia. W drugim przypadku, winę za awaryjność obiektu ponosi człowiek. W wyniku zaniedbania przez załogę odpowiednio częstej weryfikacji pracy systemu chłodzenia, powstaje większa ilość zanieczyszczeń generująca spadek właściwości chłodząco-smarujących cieczy. Ponadto ma to bezpośredni wpływ na występowanie zjawisk kawitacyjnych [45, 98, 120].

W tabeli 3.1 scharakteryzowano przyczyny najczęstszych niesprawności występujących w pompach płuczkowych [10, 18, 33, 34, 40, 41, 63, 94].

Tabela 3.1. Charakterystyka niesprawności pomp płuczkowych (opracowanie własne)

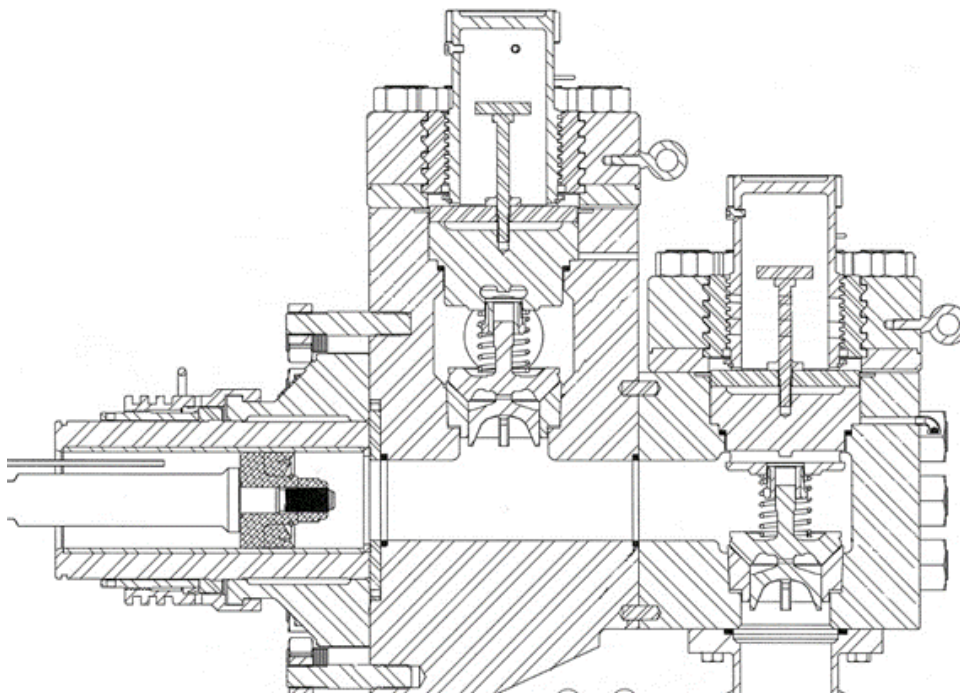
Niesprawność	Przyczyny niesprawności
Brak przepływu z pompy	Może być spowodowane brakiem cieczy w zbiorniku, zamknięciem zaworów po stronie ssącej, zapchaniem się filtrów ssących lub brakiem ruchu obrotowego na wale korbowym. Należy w takim przypadku sprawdzić indykatory na filtrach oraz, czy linia zaworowa jest odpowiednio ustawiona na drodze zbiornik–pompa, jak również, czy w zbiorniku znajduje się wystarczająca ilość cieczy. W przypadku braku ruchu na wale korbowym należy sprawdzić, czy pompa ma zasilanie oraz czy wszystko działa prawidłowo od strony sterowania pompy.

Niesprawność	Przyczyny niesprawności
Zbyt niskie ciśnienie tłoczenia	<p>Niskie ciśnienie na tłoczeniu pompy może być spowodowane niską prędkością obrotową pompy, należy w tym przypadku sprawdzić, czy zasilanie pompy energią elektryczną jest poprawne.</p> <p>Zawór bezpieczeństwa oraz jego nastawa mogą być nieodpowiednie, co może skutkować otwieraniem się zaworu i występowaniem przecieków na pompie. Zużyte zawory ssąco-tłoczące, na których mogą występować przecieki powodują spadki ciśnienia.</p>
Nierówne ciśnienie tłoczenia. Fluktuacja na manometrze. Rurociąg zasilający wydaje dziwne odgłosy.	<p>Może być to spowodowane zużyciem tłoka lub zaworów, należy wymienić tłok oraz sprawdzić stan zaworów. Istnieje również możliwość zapowietrzania się pompy poprzez nieszczelności występujące na przewodzie ssącym.</p>
Stukanie w tulei oraz w module zaworowym.	<p>Może być to spowodowane:</p> <ul style="list-style-type: none"> • poluzowana nakrętka, mocująca tłok do trzonu; • luz na śrubach mocujących tuleje do modułu zaworowego; • uderzenia hydrauliczne spowodowane słabym ssaniem; • złe zamontowanie gniazda zaworowego; • przeciek na zaworze; • zablokowany zawór; • niskie ciśnienie na ssaniu pompy spowodowane słabym ciśnieniem z pompy zasilającej; • przedostawanie się powietrza do cieczy na pompie zasilającej przez nieszczelne uszczelnienia; • płuczka może zawierać bąbelki powietrza lub gazu powstałe podczas miksowania z chemikaliami. <p>Zabrudzony filtr na tłoczeniu może powodować nieprawidłową pracę tłumika pulsacji.</p> <p>Pęknięta sprężyna zaworowa.</p>
Nagłe zużywanie się pary tłok-tuleja	<p>Jedną z najczęstszych przyczyn jest praca pompy na sucho, wtedy dochodzi do największego tarcia między tłokiem a tuleją.</p> <p>Zużywanie się tłoków oraz tulei poprzez przegrzanie spowodowane jest najczęściej niewystarczającym chłodzeniem.</p> <p>Brak chłodzenia najczęściej spowodowany jest zapchaniem się końcówki wtryskującej chłodziwo przez płuczkę.</p> <p>Również chłodziwo, które ma temperaturę powyżej 37,8°C, powoduje niedostateczny efekt chłodzenia.</p> <p>Zabrudzenie chłodziwa przez płuczkę, która dostaje się do obiegu chłodzenia z ciekących tłoków, powoduje zapychanie się systemu chłodzenia.</p> <p>Pompowana płuczka może zawierać dużą ilość piasków, części stałych lub cząstki węglików wolframu, które dostają się pomiędzy tłok i tuleje i powodują wycieranie się tulei, tworząc tzw. „smugi”. Powodem tego może być uszkodzony system oczyszczania płuczki .</p> <p>Szybsze zużywanie się tłoków powoduje w dużym stopniu niski punkt anilinowy płuczki wiertniczej olejowej, który ma wartość poniżej 65,6°C, jak również siarkowodór.</p>

Niesprawność	Przyczyny niesprawności
	Tuleje są narażone na korozję, dlatego też pH płuczki powinno być powyżej 8,5.
Przecieki na pompie	Przecieki są widoczne, ponieważ płuczka wydostaje się poprzez otwarty koniec tulei i powoduje zabrudzenie systemu chłodzenia tulei. Jest to spowodowane zużyciem się tłoka lub tulei lub też niedostatecznym dokręceniem tulei do bloku lub przeciekiem na uszczelnieniu między blokiem a tuleją.
Spadek żywotności zaworów	Duża ilość cząstek stałych, piasków w płuczce powoduje szybsze zużywanie się zaworów. Dochodzi również do zniszczeń kawitacyjnych. Bardzo często dochodzi do szybszego zużywania poprzez złe zamontowanie gniazd zaworowych i samych zaworów.

3.1. Charakterystyka czynników zewnętrznych i wewnętrznych powodujących uszkodzenia zaworów tłoczno-ssących w czasie ich pracy

Według analizy literaturowej oraz przeprowadzonych badań autorskich wraz z zespołem Profesora Bejgera, najbardziej zawodnym z punktu widzenia eksploatacyjnego jest moduł zaworowy (rys. 3.8). Składa się on z zaworu, sprężyny zaworowej, gniazda zaworowego, pokrywy zaworowej oraz z uszczelnienia.



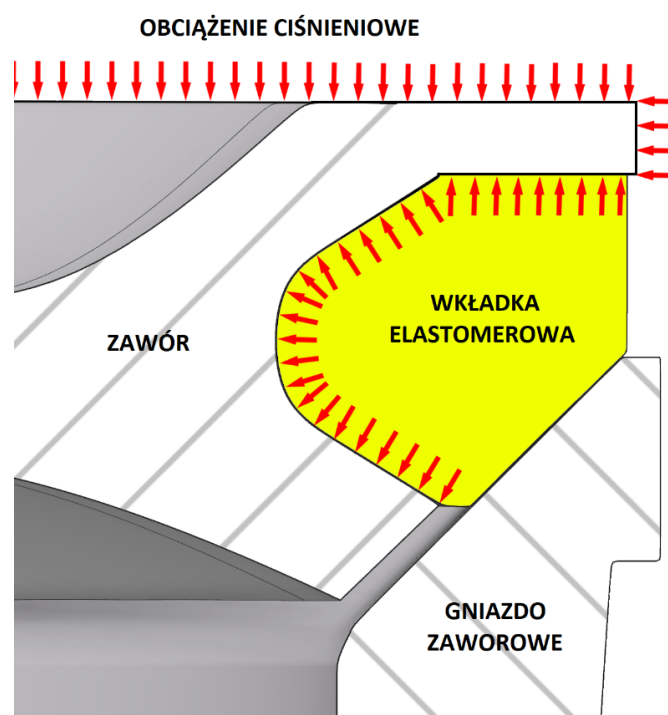
Rys. 3.8. Przekrój modułu zaworowego pompy 12-P-220 firmy NOV [129]

Sprężyna zaworowa stanowi często pomijalną z punktu widzenia eksploatacji część modułu. Wydawałoby się, że ten stosunkowo tani i niewielki element nie ma wielkiego znaczenia

dla użytkownika. W przypadku jednak jej wadliwej pracy (niewłaściwego zamontowania, uszkodzenia) mogą powstać kosztowne uszkodzenia wtórne nie tylko w samym module zaworowym, ale także w całym układzie „fluid end”. Kiedy następuje przejście z cyklu ssania na cykl tłoczenia, sprężyna zaworowa powinna dopychać zawór do gniazda zaworowego, zapewniając jego zamknięcie. Zużyta sprężyna będzie powodowała pozostawanie zaworu w pozycji otwartej dłużej niż jest to przewidziane. Skutkiem tego będzie spadek wydajności (z powodu zwrotnego przepływu płuczki) oraz gwałtowne uderzenie zaworu o gniazdo w czasie powrotnego ruchu tłoka. Dodatkowym niepożądanym efektem będą występujące zjawiska kawitacyjne.

Jeśli zawór pracuje ponad 500 godzin przy 100 suwach na minutę, sprężyna wykona 3.000.000 cykli. Uwzględniając tak dużą częstotliwość, sprężyna teoretycznie powinna być wymieniana przy każdej wymianie zaworu. W praktyce, nie dzieje się tak m.in. z dwóch powodów. Po pierwsze, zawór oraz sprężyna są zamawiane jako oddzielne części a nie jako pakiet naprawczy, po drugie, użytkownicy często są nieświadomi konieczności ich wymiany.

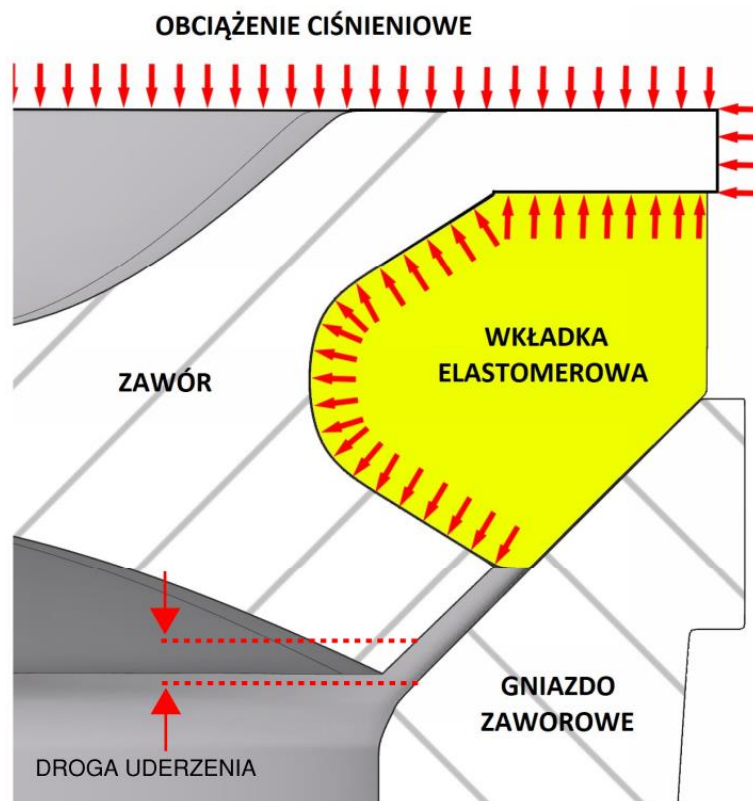
Jak wspomniano wcześniej, najbardziej zawodnymi elementami pomp płuczkowych morskich platform wiertniczych są układy zawór–gniazdo. Posiadają one dwie powierzchnie uszczelniające. W sytuacji, gdy jedna z nich zostanie uszkodzona, cały zespół traci swoją funkcjonalność. Pierwszą powierzchnię stanowi wkładka elastomerowa. Jej podstawową funkcją jest zapewnienie szczelności i elastyczności w momencie, gdy następuje zamknięcie zaworu. Drugą powierzchnią uszczelniającą, stanowi styk powierzchni nośnych (metal–metal). W końcowej fazie zamknięcia zawór osiada w gnieździe dwie metalowe powierzchnie stykają się ze sobą, gdy. W tym momencie występują tak zwane uderzenia udarowe, które powodują uszkodzenia zaworu oraz gniazda. Rysunek 3.9 przedstawia zawór w początkowej pozycji zamknięcia.



Rys. 3.9. Zawór w początkowej fazie zamknięcia oraz siły na niego działające (opracowanie własne)

W pierwszej fazie zawór spoczywa na wkładce elastomerowej. W tym momencie powoduje ona uszczelnienie przepływającej płuczki przez zawór, ale również w tym samym czasie zaczyna się znaczny wzrost ciśnienia ponad zaworem. Skutkuje to bardzo dużym obciążeniem zarówno zaworu jak i powstaniem dodatkowej siły powodującej „dobicie go” do gniazda.

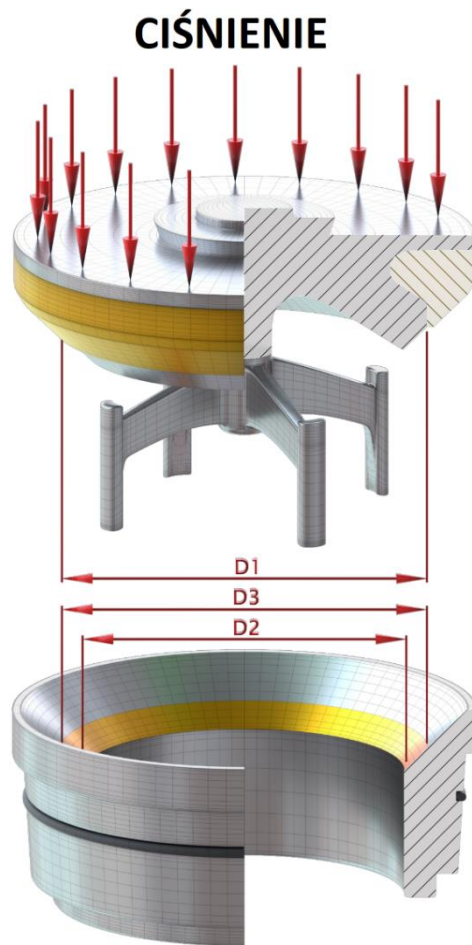
Na rysunku 3.10 przedstawiono odległość jaką zawór musi pokonać w drugiej fazie zamknięcia zanim obydwie powierzchnie się zetkną. Wysoka energia odkształca powierzchnię stykową wkładki a jej elastyczność powoduje powstawanie oscylacyjnego charakteru pracy układu. Chwilowe uderzenia powierzchni stykowych metal-metal, powodują uszkodzenia zaworu oraz gniazda, co skutkuje mikro pęknięciami.



Rys. 3.10. Odległość jaką zawór musi pokonać w drugiej fazie zamknięcia (opracowanie własne)

Uważa się, że zwiększenie rozmiaru zaworu oraz gniazda zaworowego poprawia trwałość tych elementów. Zmniejszenie rozmiaru zaworu oraz gniazda może spowodować zmniejszenie wydajności zaworu, ale także działanie zbyt dużych obciążeń na powierzchnię uszczelniającą gniazda zaworowego (z ang. *bearing stress*). Obciążenie powierzchni uszczelniającej (z ang. *bearing stress*) oraz powstające naprężenia (z ang. *impact stress*) są ze sobą bardzo powiązane. Jeśli wzrasta naprężenie na powierzchni uszczelniającej, to zużycie zaworu i gniazda również rośnie.

Naprężenie powstające na powierzchni uszczelniającej jest zależne od statycznego obciążenia spowodowanego działaniem ciśnienia na zawór, oddziałującego na powierzchnię nośną metal-metal (zaworu i gniazda) (rys. 3.11).



Rys. 3.11. Widok naprężenia powstającego na powierzchni uszczelniającej zgodnie ze wzorem (3.1)
(opracowanie własne)

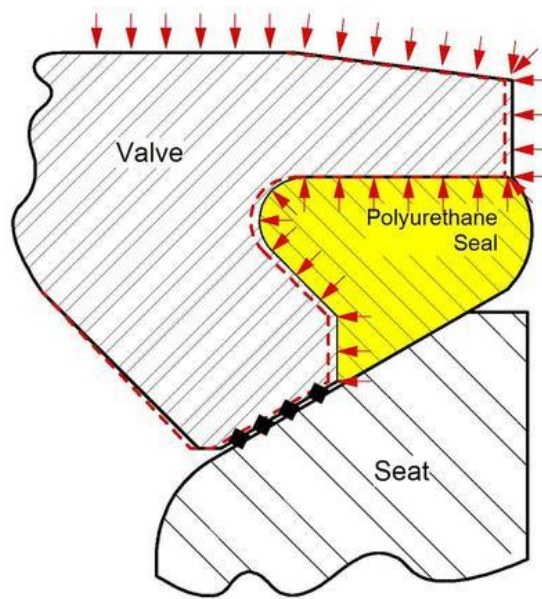
Naprężenie działające na powierzchni uszczelniającej przedstawia wzór [45, 98, 120]:

$$\sigma = (D_1^2 P \pi / 4) / (D_3^2 - D_2^2) \pi / 4 \quad (3.1)$$

gdzie σ jest naprężeniem działające na powierzchnię nośną zaworu, D_1 jest zewnętrzną średnicą powierzchni zaworu, na którą działa ciśnienie czynnika roboczego, P jest ciśnieniem czynnika roboczego, D_3 jest zewnętrzną średnicą powierzchni stykowej przylgni gniazda, a D_2 jest wewnętrzną średnicą powierzchni stykowej przylgni gniazda. Konstrukcyjnie prawie w każdym przypadku $D_1 = D_3$, a więc: $\sigma = (D_1^2 P \pi / 4) / (D_1^2 - D_2^2) \pi / 4$.

W przypadku montażu nowego zaworu oraz gniazda zaworowego można przyjąć, że obie powierzchnie są idealnie gładkie. Na pozbawionej wad powierzchni, „siły niszczące” rozkładają się równomiernie.

Mechanizm współpracy zaworu z jego gniazdem, można przedstawić następująco: za każdym razem, gdy zawór jest otwierany, pompowana ciecz (wraz z cząstkami stałymi) przepływa pomiędzy dwiema metalowymi powierzchniami. W momencie zamykania zaworu, cząstki te rozcierane są w miejscach przypadkowych, gdy powierzchnie nie posiadają wad (rys. 3.12).

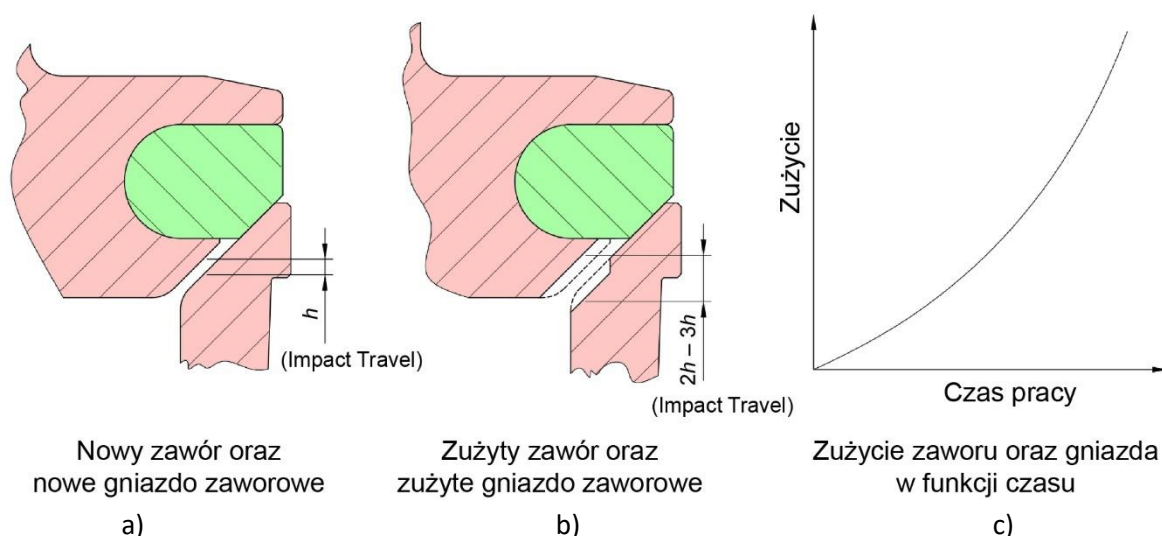


Rys. 3.12. Rozcieranie cząstek twardych pod zaworem (opracowanie własne)

Jednoczesny przepływ czynnika roboczego oraz ruch stożkowej powierzchni przylgowej (w obecności rozdrobnionych cząstek piasku oraz dodatków chemicznych zawartych w płuczce) powoduje szlifowanie metalowych powierzchni gniazda zaworowego i zaworu. Jednocześnie uderzenia zaworu o gniazdo generują powstawanie mikropęknięć.

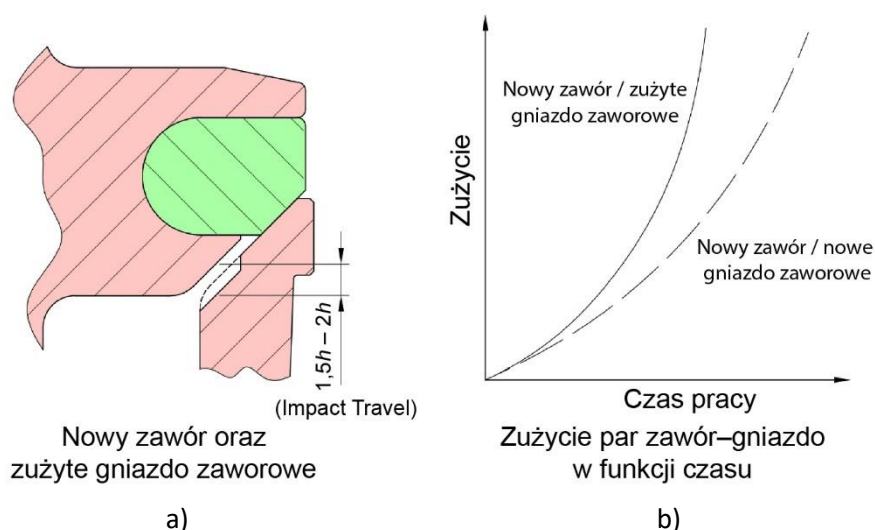
Gdy pojawia się zużycie (porowatość, łuszczenie itp.), na powierzchni gniazda zaworowego, cząstki stałe osadzają się w tych wgłębieniach i zaczynają być cyklicznie wbijane w powierzchnię przez zamykający się zawór. Gdy taka sytuacja ma miejsce, powierzchnie te ulegają bardzo szybkiemu zużyciu erozyjnemu.

Wraz ze wzrostem zużycia zaworu oraz gniazda, zwiększa się wielkość szczeliny przepływowej (rys. 3.13). Badania literaturowe wykazały wykładniczy wzrost szybkości zużycia rozpatrywanych elementów (rys. 3.13c).



Rys. 3.13. Prędkość zużywania się zaworu i gniazda (a i b – opracowanie własne, c – [129])

Analizując powyższe podkreślić należy, że montaż nowego zaworu na zużyтым gnieździe (rys. 3.14b) znacznie skraca żywotność współpracujących elementów. Praktyka eksploatacyjna pokazuje niestety częste przypadki tego typu błędnego postępowania. W takim przypadku, szczelina przepływowa zwiększa się o prawie 50% w stosunku do nowego układu (rys. 3.14a). W rzeczywistości, doprowadzi to do wzrostu kosztów eksploatacyjnych.



Rys. 3.14. Montaż nowego zaworu wraz ze starym gniazdem i jego zużycie (a– opracowanie własne, b –[120])

Innym, często pomijanym przez użytkowników elementem przy wymianie pracujących podzespołów, jest tulejka prowadnicy zaworowej. Ponieważ w praktyce z reguły wymiana elementów modułu zaworowego występuje przy nagłych awariach, gdzie zwraca się uwagę jedynie na szybkie przywrócenie pompy do pracy, tulejki prowadnicy zaworowej oraz sprężyny są pomijane i niezauważane. Zużyta tulejka może spowodować jej przesunięcie i w efekcie zawiśnięcie zaworu. Efektem jest wtedy wystąpienie niewspółosiowości pomiędzy zaworem i gniazdem zaworowym, co będzie skutkowało jego nieprawidłowym zamykaniem się oraz nierównomiernym „wyklepywaniem/wybijaniem” gniazda zaworowego.

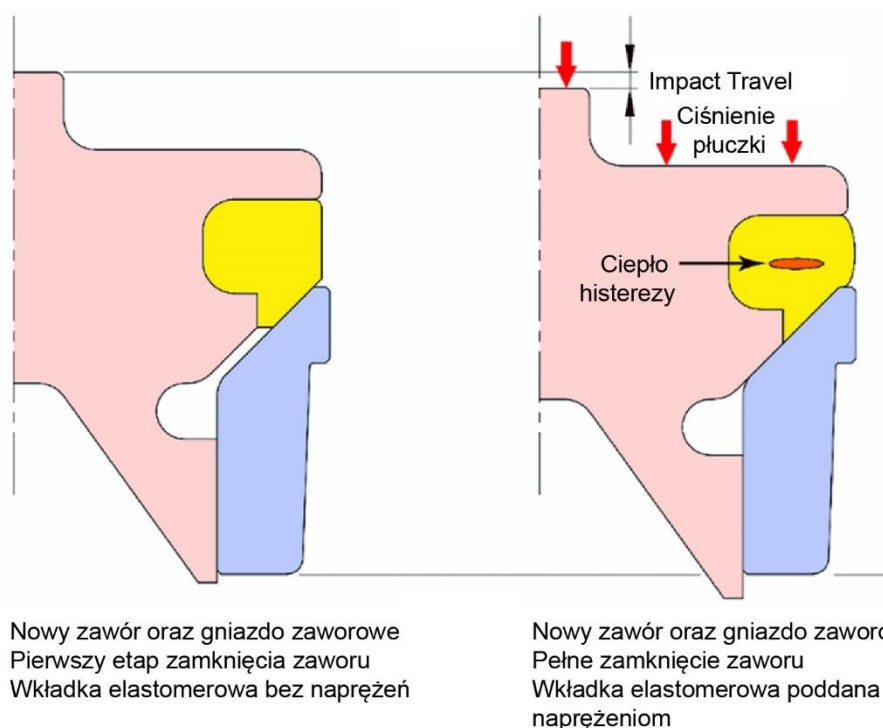
Gdy dochodzi do uszkodzenia modułu zaworowego, nie ma możliwości jego naprawy na platformie wiertniczej. Jest on wymieniany na nowy, natomiast zużyte elementy wysyłane są na ląd. Oprócz elementów podlegających bezpośrednio zużyciu (zawór-gniazdo) istotne znaczenie ma pokrywa uszczelniająca komorę ciśnieniową zaworu wraz z jej uszczelnieniem. Z uwagi na wysokie ciśnienie (dochodzące do około 5 MPa) błędy montażu spowodowane nieprzestrzeganiem procedur naprawczych mogą doprowadzić do wystąpienia nieszczelności komory ciśnieniowej.

Czynniki zewnętrzne mające wpływ na uszkodzenia zaworów to zużycie erozyjne, ścierne, chemiczne, korozja, zmiany temperatur pompowanej cieczy oraz histereza elastyczna wkładki elastomerowej. Ostatni z wymienionych czynników jest jednym z istotniejszych powodów „niszczenia wewnętrznego” wkładki. Jest ona rozumiana jako strata energii na skutek

tarcia wewnętrznego i rozpraszania energii podczas naprężania i rozprężania wkładki elastomerowej w trakcie uderzeń zaworu o gniazdo.

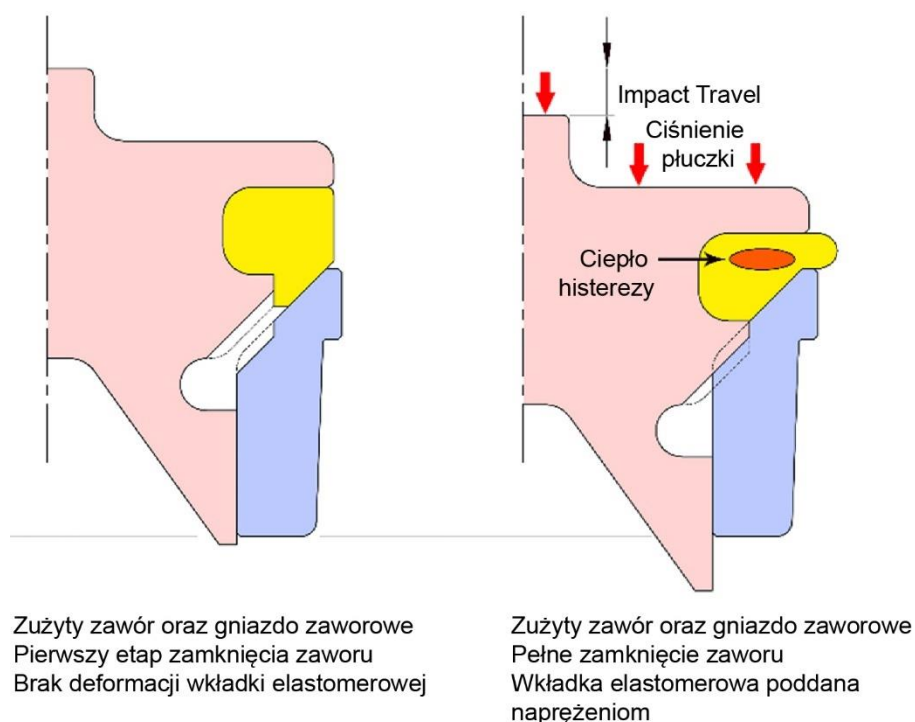
Na podstawie wizualnej analizy zużytych elementów takich jak zawory oraz gniazda zaworowe można określić jaki typ czynnika zewnętrznego miał istotny wpływ na ich uszkodzenie. Często występują ślady oddziaływania dwóch (lub większej ilości) czynników jednocześnie. Z punktu widzenia eksploatacyjnego należałoby zidentyfikować pierwotną przyczynę uszkodzenia. Pozwala to na ewentualne zmiany związane z doбором odpowiednich materiałów, rodzaju montażu itp.

Jak wcześniej wspomniano jednym z bardziej istotnych czynników powiązanych z żywotnością układu jest histereza elastyczna powstająca w momencie cyklicznych zmian związanych z obciążaniem wkładki elastomerowej. Ulega ona cyklicznemu ściskaniu i rozprężaniu co wywołuje powstanie w niej energii wewnętrznej w postaci wzrostu temperatury (rys. 3.15). Powstająca we wkładce energia termiczna (punktowy przyrost temperatury) nie jest rozpraszana na zewnątrz, ponieważ materiał z jakiego jest ona wykonana jest bardzo dobrym izolatorem ciepła. Jeżeli prędkość cykli pracy zaworu jest stosunkowo niewielka (powyżej jednej sekundy) wówczas wkładka częściowo rozprasza zakumulowaną energię cieplną na zewnątrz uszczelki i oddaje ją do płuczki. Jeśli natomiast prędkość cykli jest duża (wkładka nie jest w stanie rozproszyć powstałego ciepła przed następnym odkształceniem), to pod wpływem miejscowego wzrostu temperatury powstaje wewnątrz elastomeru zjawisko hydrolizy elastomerowej.



Rys. 3.15. Zjawisko histerezy we wkładce elastomerowej – nowe gniazdo oraz zawór (opracowanie własne)

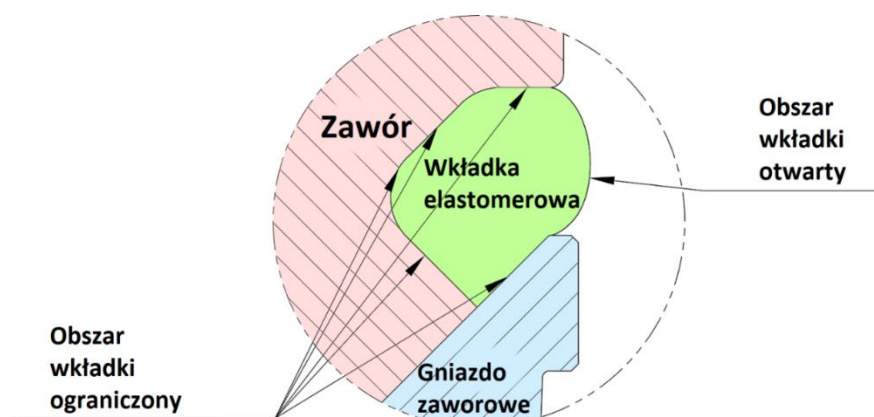
Najbardziej istotny wpływ na jego występowanie mają wysokie temperatury płuczki wiertniczej podczas wierceń głębokich odwiertów (z ang. *HPHT – High Pressure High Temperature*). Wymiana jedynie samego zaworu przy niezmienionym, zużyтым gnieździe znacznie zwiększa proces powstawania opisanej histerezy elastycznej. Na rysunku 3.16 można zauważyć efekt zwiększonej histerezy temperaturowej we wkładce elastomerowej spowodowanej pracą zużytego zaworu oraz gniazda.



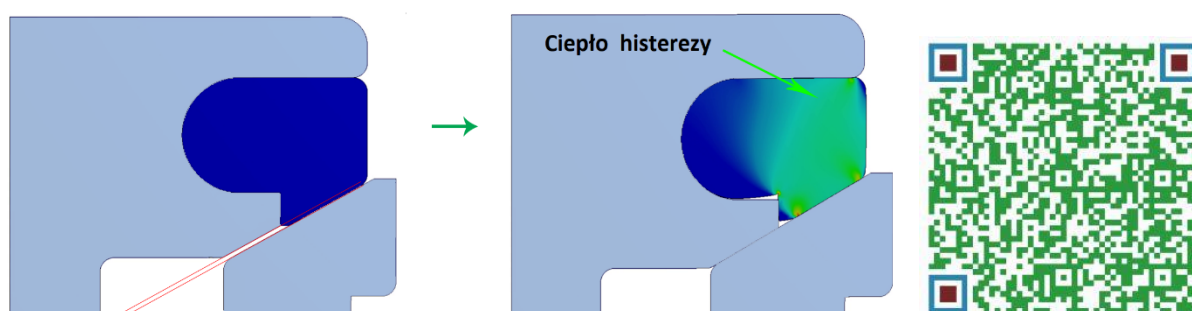
Rys. 3.16. Zjawisko histerezy we wkładce elastomerowej – zużyte gniazdo oraz zawór (opracowanie własne)

Na rysunku 3.17 można zauważyć, że ilość ciepła wytworzona we wkładce z powodu histerezy jest funkcją ilości przesuniętego obszaru zewnętrznego w porównaniu do zewnętrznego obszaru wkładki, która jest uszczelniona ścianami zaworu oraz gniazda (rys. 3.17). Uszkodzenie wkładki z powodu histerezy może być zmniejszone poprzez zmianę elementów konstrukcyjnych tzn. przez zwiększenie wysokości wkładki oraz wysokości zaworu. W rezultacie jednak zmiany takie miałyby wpływ na zwiększoną konstrukcję bloku zaworowego.

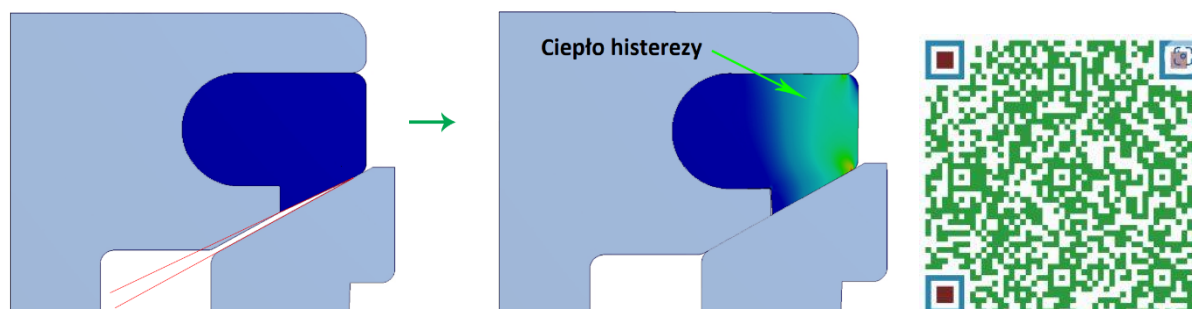
Szybsze rozpraszanie ciepła we wkładce można uzyskać również poprzez zmianę różnicy kątowej pomiędzy gniazdem i zaworem. Jeśli kąt przylegania wkładki jest równoległy do kąta przylgni gniazda zaworowego to punkt powstawania histerezy będzie przesunięty do środka zaworu (rys. 3.18). Jeśli natomiast kąt wkładki różni się od kąta przylgni zaworowej to wystąpi jego przesunięcie w kierunku zewnętrznej części wkładki (rys. 3.19). Znajduje się on wtedy bliżej czynnika chłodzącego jakim jest płuczka wiertnicza, polepszając tym samym proces odprowadzania ciepła.



Rys. 3.17. Obszary odprowadzania ciepła wkładki elastomerowej (opracowanie własne)



Rys. 3.18. Odprowadzenie ciepła histerezy w zależności od kąta wkładki elastomerowej – powierzchnia wkładki elastomerowej równoległa do powierzchni przylgni gniazda zaworowego (opracowanie własne)



Rys. 3.19. Odprowadzenie ciepła histerezy w zależności od kąta wkładki elastomerowej – kąt wkładki elastomerowej rozbieżny od kąta przylgni gniazda zaworowego (opracowanie własne)

Powyższa analiza odprowadzania ciepła przy różnych kątach zamontowanej wkładki zaworowej została opracowana oraz opisana przez doktoranta przy użyciu programu do analizy naprężeń [22].

Jednym z istotnych czynników zewnętrznych wpływających na zużycie zaworu jest również zjawisko erozji. Jeśli metalowa lub gumowa część skośna zaworu nie przylega równomiernie do gniazda zaworowego wystąpi wówczas szczelina, na którą będzie oddziaływała przepływająca płuczka.

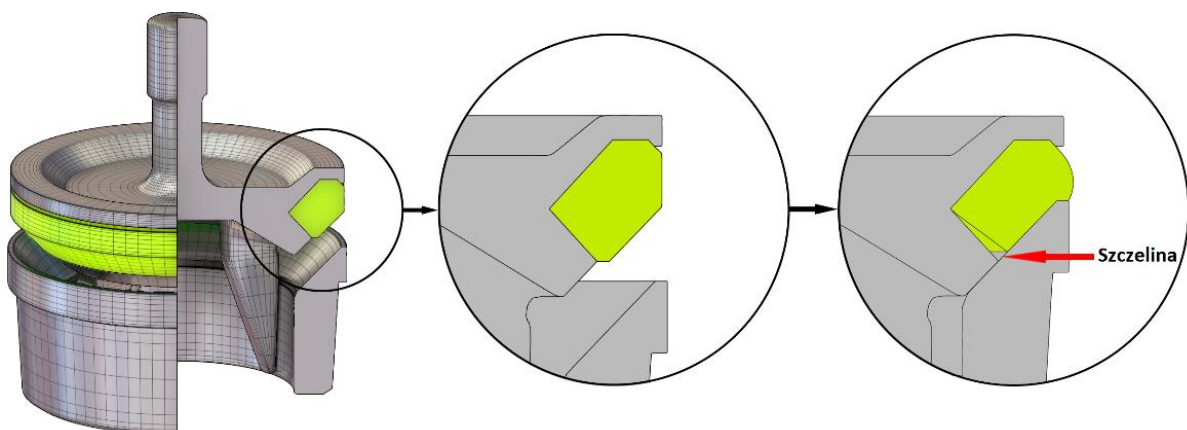
Przepływająca ciecz będzie powodowała powiększanie się szczeliny poprzez powierzchniowe wmywanie cząsteczek materiału ze współpracujących elementów. W dłuższym czasie będzie to prowadziło do stopniowego powiększania się ubytku, aż do momentu znaczącego (dla prowadzenia całego procesu wiertniczego) uszkodzenia (rys. 3.20).



Rys. 3.20. Erozyjne niszczenie gniazda oraz wkładki elastomerowej (opracowanie własne)

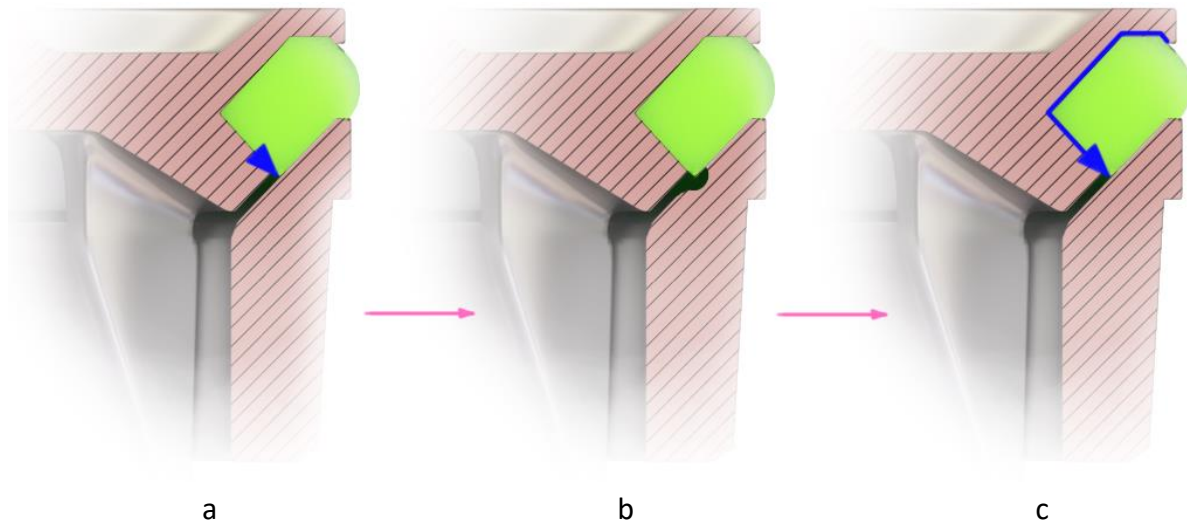
Podobne zjawisko może wystąpić w wyniku zanieczyszczenia miejsc współpracujących elementów, cząstkami stałymi (piaski w płuczce). Wysokie ciśnienie płuczki powoduje wyplukiwanie zanieczyszczeń powodując jednak rysowanie stykających się powierzchni. Jest to początkowy etap wzmożonego i następującego lawinowo zużycia erozyjnego.

Również niewłaściwe umieszczenie gniazda zaworowego lub zastosowanie układu nowy zawór–stare gniazdo ma duży wpływ na wystąpienie analogicznego efektu. Wpływ na erozję ma także wyrzucenie wkładki elastomerowej spowodowane tarcie między powierzchnią stykową wkładki elastomerowej a przylgnią zaworu. W momencie zamknięcia zaworu tarcie to powoduje powstawanie szczeliny pomiędzy wkładką a wewnętrzną częścią zaworu (rys. 3.21).



Rys. 3.21. Powstawanie szczeliny między wkładką a zaworem (opracowanie własne)

Szczelina zostaje „zamknięta” na skutek oddziaływania ciśnienia płuczki na zawór. Moment zamknięcia szczeliny powoduje klinowe oddziaływanie (wypychanie) płuczki na zewnątrz (rys. 3.22a). Medium robocze wypchane z dużą prędkością na najbliższą powierzchnię przylgni zaworowej powoduje jej erozyjne uszkodzenie (rys. 3.22b). W momencie pojawienia się pierwszych objawów zużycia erozyjnego, płuczka pod wpływem wysokiego ciśnienia zaczyna „prze-ciskać się” wokół wkładki elastomerowej uszkadzając ją od wewnętrznej strony zaworu (rys. 3.22c).



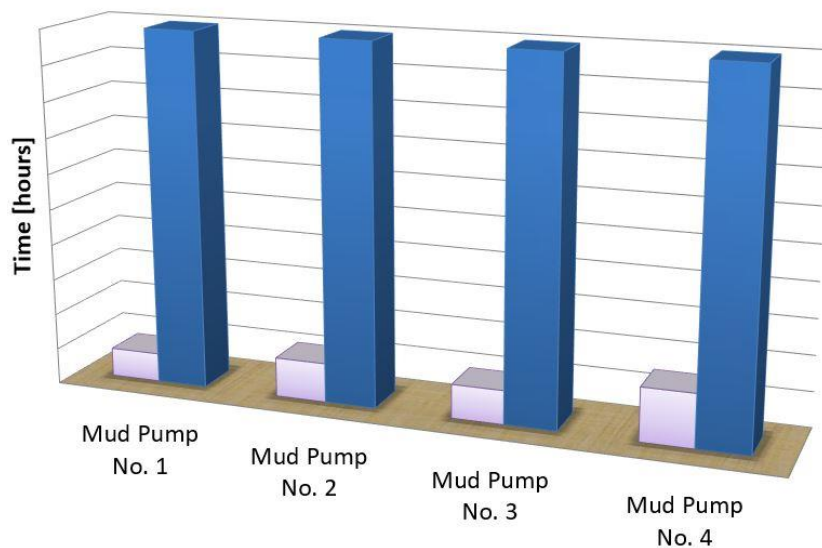
Rys. 3.22. Zużycie erozyjne gniazda oraz wkładki (opracowanie własne)

Kolejną przyczyną uszkodzenia rozpatrywanego układu jest zużycie ściernie. Jest ono spowodowane zawartymi w pompowanej cieczy materiałami ściernymi (piaski, kwarc, opiłki żelaza, dodatki chemiczne dodawane do płuczki). Są one dodatkowo rozdrabniane przez metalowe części zaworu. Mają tendencje do osadzania się w materiale wkładki i gniazda powodując powstawanie w nich mikropęknięć.

Na skutek substancji zawartych w płuczce, w rozpatrywanych elementach powstaje także korozja chemiczna. Jej oddziaływanie jest szczególnie niebezpieczne dla elementów metalowych. Początkowo powstają mikroobszary korozyjne, które stopniowo zaczynają się powiększać aż w rezultacie (po dłuższym czasie eksploatacji) łączą się ze sobą tworząc jamy korozyjne. Z jednej strony mogą one same z siebie powodować nieszczelności, ale także mogą być przyczyną powstawania obszarów klinowego oddziaływania cieczy na pracujące elementy powodując zwiększone zużycie erozyjne.

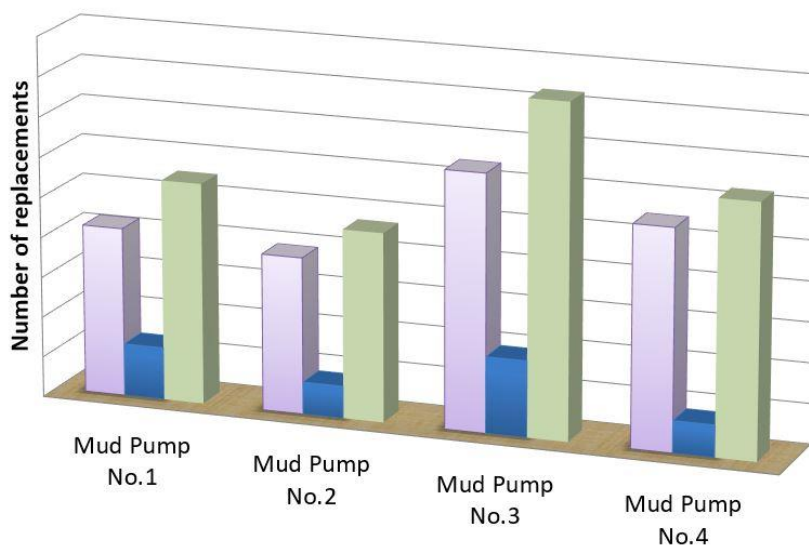
W przypadku niektórych związków zawartych w płuczce, może wystąpić oddziaływanie chemiczne na wkładkę elastomerową. Efektem tego może być utrata jej właściwości mechanicznych, pęcznienie, zmiękczenie a nawet częściowy rozpad.

a)
Service life of mud pump valves



	Mud Pump No. 1	Mud Pump No. 2	Mud Pump No. 3	Mud Pump No. 4
Actual Damage	800	1100	950	1500
Manufacturer's recommendation	10000	10000	10000	10000

b)
Discharge valves replacements in 3 years operation



	Mud Pump No.1	Mud Pump No.2	Mud Pump No.3	Mud Pump No.4
Emergency due to leak	42	39	64	55
During survey	13	8	19	8
All replacements	55	47	83	63

Rys. 3.24. Eksploatacja zaworów pompy płuczkowej: a) zdiagnozowana żywotność zaworów pompy płuczkowej, b) wymiana zaworów ssąco-tłoczących w ciągu 3 lat eksploatacji. Na wykresie kolor fioletowy: awaryjnie, z powodu wycieku; niebieski: podczas przeglądu; szaro-zielony: zbiorczo. (opracowanie własne)

4. Teza, cel i zakres pracy

Analiza literaturowa, dostępność i znajomość metod diagnostycznych służących do monitorowania stanu maszyn, wieloletnie doświadczenie w sektorze offshorowym przy eksploatacji maszyn i urządzeń wiertniczych (w tym pomp płuczkowych), oraz badania doświadczalne przeprowadzone na platformie morskiej (jak również lądowej), posłużyły autorowi do opracowania koncepcji niniejszej pracy. Stwierdzono, że obecnie brak jest metod diagnostycznych pozwalających uzyskać skuteczną diagnozę wczesnego stadium przecieku występującego na zaworach ssąco-tłoczących w trakcie ich pracy. W oparciu o powyższe argumenty, sformułowano zatem tezę pracy:

Istnieje możliwość określenia związków diagnostycznych pomiędzy sygnałem emisji akustycznej a wczesnym stadium niesprawności układu zaworowego wysokociśnieniowej pompy płuczkowej.

Celem głównym pracy jest określenie związków diagnostycznych pomiędzy sygnałem EA a stanem technicznym układu zaworowego pompy płuczkowej poprzez analizę i dekompozycję sygnału źródłowego generowanego (w module zaworowym) w trakcie procesu wiertniczego. Prace oparto o analizę sygnałów i badań przeprowadzonych m.in. na następujących jednostkach wiertniczych:

1. Statek wiertniczy 7 generacji,
2. Platforma lądowa firmy Exalo Drilling, odwiert „Grotów 4”,
3. Platforma lądowa firmy Exalo Drilling, odwiert „Grotów 10”.

Celami częściowymi pracy są:

1. Charakterystyka procesu wiertniczego z uwzględnieniem ważności pomp płuczkowych w procesie wiertniczym;
2. Analiza pracy pomp płuczkowych oraz zaworów w zależności od prędkości obrotowej, gęstości płuczki wiertniczej oraz lepkości;
3. Charakterystyka uszkodzeń pomp płuczkowych oraz czynników zewnętrznych powodujących uszkodzenia zaworów;
4. Analiza istniejących metod diagnostycznych stosowanych w diagnostyce maszyn;
5. Wielokryterialna ocena metod diagnostycznych.

Zakres pracy obejmuje m.in. analizy:

- literaty dotyczącej ważności pomp płuczkowych w procesie wiertniczym;
- pracy układów funkcjonalnych pompy;
- zużycia głównych elementów eksploatacyjnych pompy;
- częstości uszkodzeń układów zaworowych pompy płuczkowej;
- czynników zewnętrznych wpływających na stany awaryjne rozpatrywanych układów;
- możliwości mobilnego diagnozowania modułu zaworowego;
- możliwości diagnozowania wraz z przeprowadzeniem badań eksperymentalnych dotyczących trafności postawionej/uzyskanej diagnozy.

Zakres badań obejmował:

1. Wyznaczenie krzywych dyspersji określających przebiegi falowe rozchodzącego się sygnału w module zaworowym pompy;
2. Opracowanie toru pomiarowego pracującego w warunkach laboratoryjnych;
3. Dobór odpowiednich sensorów EA (zależnych od pasm częstotliwości emitowanych sygnałów);
4. Zaprojektowanie i wykonanie stanowiska do wzorcowania wyselekcjonowanych czujników emisji akustycznej (w Katedrze Elektrotechniki AM w Szczecinie);
5. Wykonanie pomiarów wstępnych na platformie morskiej mających na celu określenie poziomu tła diagnostycznego, powtarzalności uzyskiwanych sygnałów oraz potwierdzenia trafności przyjętej koncepcji pomiarów z wykorzystaniem pomp płuczkowych pracujących w warunkach morskich i lądowych;
6. Modyfikacja toru pomiarowego poszerzona o montaż czujnika położenia tłoka w celu zwiększenia precyzji identyfikacji uzyskiwanych danych pomiarowych;
7. Przeprowadzenie badań na platformie morskiej oraz wiertniach lądowych z wykorzystaniem mobilnego analizatora sygnałów EA;
8. Opracowanie kryterium oceny stanu układu zaworowego oraz ich stanów granicznych;
9. Identyfikacja wczesnych stanów uszkodzeń rozpatrywanych układów zaworowych.

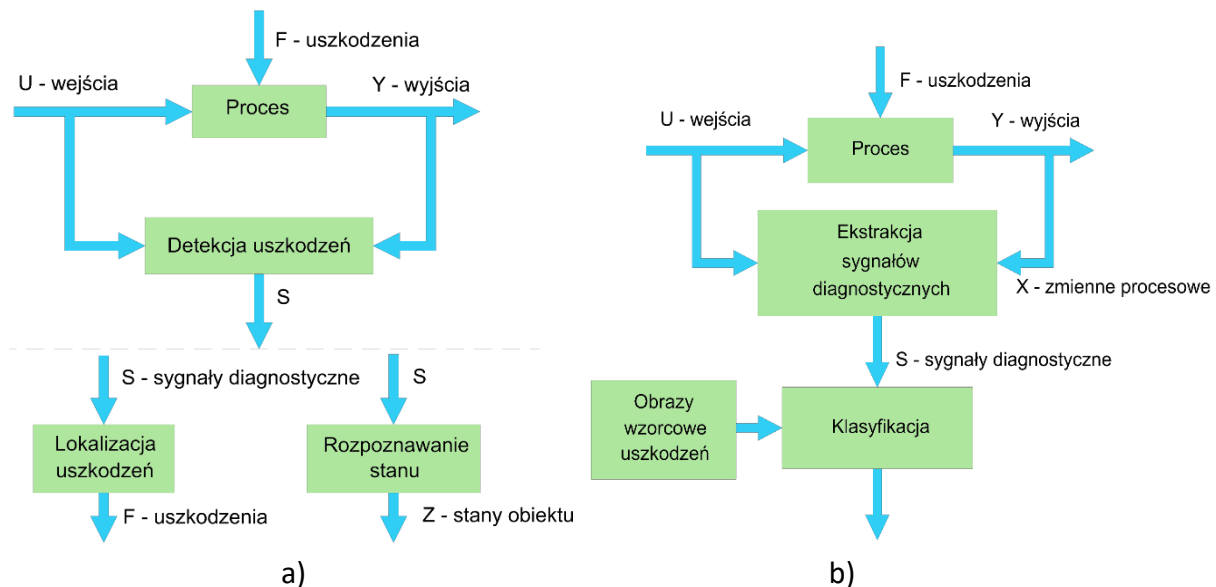
5. Wybrane metody diagnostyczne stosowane do identyfikacji stanu maszyn

Klasycznym sposobem monitorowania stanu technicznego rozpatrywanych elementów jest nadzór drgań [21, 37, 38, 39, 42, 44, 67, 68, 75, 77, 109, 130]. Nadzór ten winien być tym bardziej poprawny i zaawansowany, im bardziej krytyczny jest obiekt badań wykorzystywany w procesie wiertniczym. Pompy płuczkowe w szczególności stosowane na platformach morskich stanowią pod względem eksploatacyjnym tzw. „urządzenie krytyczne”. Wymagany jest zatem ich ciągły nadzór diagnostyczny. To, co może różnicować pompy płuczkowe, to sposób ich pracy. Rozróżnić należy pompy, które ze względu na ich wykorzystanie w procesie wydobywczym pracują w sposób ciągły lub takie, które relatywnie często są odstawiane i uruchamiane, a także te, które po odstawieniu (na skutek ciągłego zasilenia urządzeniami zewnętrznymi) mają ustabilizowany stan parametrów do warunków, które w każdej chwili pozwalają na ich uruchomienie (z pominięciem czasu przygotowania startu). W literaturze [5, 21, 30, 37, 42, 44, 50, 62, 67, 82, 130] przedstawia się uszkodzenia pomp płuczkowych czy analizę parametrów ich pracy, natomiast wyraźnie brakuje spójnego opracowania możliwości monitorowania i identyfikacji stanu technicznego badanych obiektów. Aktualny przegląd literatury, ale także badania własne pokazują, że stosowane obecnie metody diagnostyczne są bardzo przestarzałymi i nie efektywnymi.

Diagnostyka maszyn, urządzeń a także zachodzących w nich procesów, zajmuje się rozpoznawaniem zmian stanów, które opisuje się jako ciąg celowych działań występujących w ustalonym czasie przez określony zbiór elementów przy określonych dostępnych zasobach [75]. Tak rozumiane diagnozowanie traktowane jest jako wykrywanie i rozróżnianie uszkodzeń obiektu na podstawie analizy zebranych i odpowiednio przetworzonych sygnałów diagnostycznych. Sygnały te są dowolnymi wielkościami będącymi nośnikiem informacji o stanie obiektu diagnozowania [39, 68, 75, 77, 109]. W procesie wiertniczym (w tym praca pompy płuczkowej), występują newralgiczne ogniwa, które narażone są szczególnie mocno na oddziaływanie wszelkiego rodzaju zagrożeń związanych z eksploatacją pompy (szczegółowo to zagadnienie opisano w rozdziale 3 niniejszej pracy). Jednym z celów tak rozumianej diagnostyki jest wczesne wykrywanie oraz dokładne rozpoznanie stanów awaryjnych. Diagnozowanie pracy pompy płuczkowej dokonywane musi być na podstawie analizy stanu, w jakim ona się znajduje. Zdefiniować to można jako zbiór ocen odchyień rozpatrywanego stanu od takiego który uznawany jest jako reprezentatywny [39, 75, 77, 109]. W procesie diagnostycznym można wyróżnić trzy główne fazy [68]:

- detekcji,
- lokalizacji,
- identyfikacji uszkodzeń.

Najczęściej, proces diagnostyczny bywa ograniczony do dwóch pierwszych faz. W fazie detekcji, w wyniku przetwarzania zmiennych procesowych, wykrywane są symptomy uszkodzeń. Na ich podstawie, w fazie lokalizacji wskazywane są zaistniałe uszkodzenia. Istnieje wiele sposobów realizowania procesu diagnostycznego. Może on odbyć się z wykorzystaniem modelu matematycznego, który może mieć postać analityczną, neuronową, rozmytą procesu lub bez modelu (rys. 5.1a). Diagnozowanie procesu może być również traktowane jako rozpoznawanie wzorców (rys. 5.1b).



Rys. 5.1. Schemat diagnostyki procesu: a) bez modelu matematycznego, b) rozpoznawanie porównawcze z wykorzystaniem wzorców [75, 77]

W przypadku metod porównawczych wyróżniane są fazy:

- ekstrakcji symptomów, odpowiadającej fazie detekcji uszkodzeń;
- klasyfikacji uszkodzeń lub stanu obiektu, równoważnej lokalizacji uszkodzeń.

W pompach płuczkowych (jak wspomniano wcześniej) stosowane są w praktyce eksploatacyjnej jedynie proste metody diagnostyczne. Najbardziej popularną stanowią badania z wykorzystaniem stetoskopów akustycznych.

5.1. Metody stetoskopowe

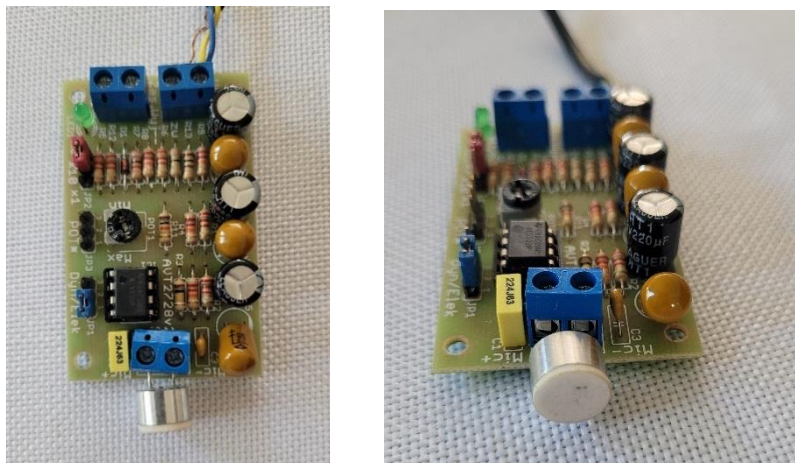
Stetoskop jest przyrządem diagnostycznym, służącym do akustycznej analizy związanej z pracą badanego elementu. Polega to na wyłonieniu zmian częstotliwości (w pasmie akustycznym) związanych ze zmianą stanu technicznego „osłuchiwanego” urządzenia. Stetoskop z reguły ma postać pręta, drutu, lejkowato zakończonej rurki. W bardziej zaawansowanych stetoskopach służących do diagnostyki obiektów technicznych możemy wyróżnić głowicę tzn. lejek i membranę, które mają bezpośredni kontakt ze ścianą obiektu. Elementy te połączone są

przewodami (łączyć głowicę z lirą) z lirą (przewodzącą dźwięk do ucha). Badanie polega na przytrzymaniu przyrządu np. pręta lub lejka z umiarkowanym naciskiem przy ścianie korpusu pompy. Przyrząd przenosi dźwięki powstające w jej obrębie, z niewielkim osłabieniem. Metoda ta choć jest bardzo prymitywna, wciąż jest jedyną nieinwazyjną metodą diagnozowania pomp płuczkowych w obrębie modułu zaworowego.

Jest to metoda mało dokładna, wymagająca bardzo dużego doświadczenia ze strony personelu obsługującego pompownię. Dodatkowo, diagnoza uzyskana przez poszczególne osoby jest bardzo indywidualna.

Są przeprowadzane próby nad stworzeniem oprogramowania do tzw. inteligentnego stetoskopu. Ma to być przyrząd elektroniczny, bezprzewodowy współpracujący z komputerem i wbudowanym inteligentnym systemem analizy dźwięków [93]. Narzędzie takie mogłoby nagrywać oraz wstępnie zinterpretować dźwięki, drgania, które dochodzą do sensora.

W ramach pracy doktorskiej wykonano stosunkowo prostej konstrukcji stetoskop elektroniczny o szerokim paśmie przenoszenia do zastosowania w nim czujnika fal sprężystych emisji akustycznej (rys. 5.2). Zastosowano go w badaniach wstępnych do „osłuchiwania” badanego bloku zaworowego, w celu wyłonienia jak najlepszego miejsca pomiarowego (zamocowania sensora emisji akustycznej).



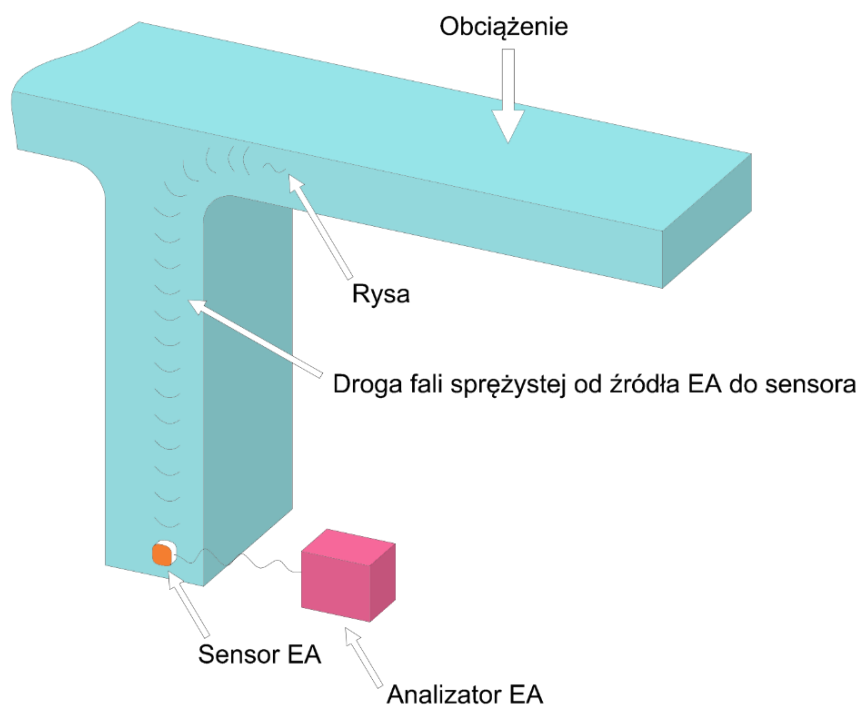
Rys. 5.2. Widok wykonanego stetoskopu elektronicznego o szerokim paśmie przenoszenia (z zamocowanym od czoła sensorem) do zastosowania wstępnej rejestracji fal sprężystych emisji akustycznej (opracowanie własne)

Układ zbiera wysokoczęstotliwościowe sygnały diagnostyczne (do około 200 kHz) oraz przetwarza je na zmienne, słyszalne pasmo częstotliwości. Rozwiązanie takie pozwala wyodrębnić jedynie te efekty zmienno-częstotliwościowe, które pochodzą ze stosunkowo bliskiego źródła – w tym przypadku pracy zaworów.

Autor na podstawie wcześniejszych analiz związanych z wykorzystaniem wysokoczęstotliwościowych metod diagnostycznych w diagnozowaniu układów wtryskowych silników okrętowych [17, 76] rozszerzył swoje aktualne zainteresowania o możliwość wykorzystania emisji akustycznej do diagnozowania modułów zaworowych pomp płuczkowych.

5.2. Emisja akustyczna

Metoda emisji akustycznej (EA) należy do szeroko stosowanych metod monitorowania obiektów technicznych [16, 51, 93, 104, 105, 112]. Należy do grupy metod pasywnych, to znaczy, że aparatura EA nie emituje sygnałów i nie wpływa na stan fizyczny badanego obiektu, natomiast rejestruje jedynie efekty fizyczne samoistnie powstające w monitorowanym obiekcie [105]. Źródłem sygnału emisji akustycznej są fale sprężyste np. powstające w wyniku uszkodzenia struktury (pęknięcia, porowatości, rysy) lub przepływów gazów lub cieczy [16, 48, 51, 104, 105]. Aparatura EA rejestruje sygnał generowany w badanym obiekcie technicznym w trakcie jego eksploatacji. Zasadę pomiaru sygnału EA przedstawiono na rysunku 5.3 [105]. Fale sprężyste powstające w wyniku np. uszkodzenia struktury zaworu w pompie płuczkowej rozchodzą się od tego źródła we wszystkich kierunkach w objętości monitorowanego obiektu, czyli pompy [104, 105]. Fale te docierają do sensora EA (rys. 5.3) i są przekazywane do analizatora EA w postaci zmian napięcia elektrycznego [105]. Model matematyczny propagacji fal jest złożony, wykorzystuje właściwości funkcji Greena [51] i dużej mierze zależy od miejsca przyłożenia sensora, gęstości materiału i doświadczenia diagnosty. W pracy [79] przedstawiono próbę wykorzystania emisji akustycznej do diagnozowania pomp i uszkodzeń związanych z układem zaworowym. Ideą tej metody była jednak inwazyjna metoda mocowania sensora EA (nawiercenie bloku zaworowego w celu zamontowania czujnika) bazująca jedynie na analizie obrazu sygnału źródłowego przedstawionego również w [15, 16, 17, 42, 48, 51, 76, 93, 105].

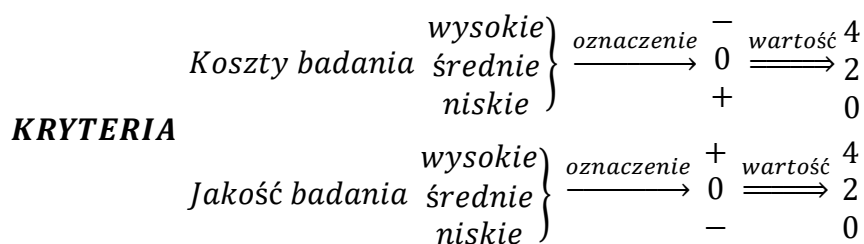


Rys. 5.3. Schemat generacji i rejestracji sygnału EA, spowodowanego rysą w konstrukcji [105]

Doktorant zastosował inne podejście dotyczące zarówno mocowania czujnika jak i rodzaju analizy sygnałów (rys. 5.3). Oprócz identyfikacji aktualnego stanu, skupiono się także na wykrywaniu wczesnych uszkodzeń, gdzie nie występują jeszcze żadne symptomy zewnętrzne związane ze zmianami parametrów stanu urządzenia. Zaproponowano metodę dającą możliwość prognozowania stanu badanych elementów. Zostało to szerzej opisane w kolejnych rozdziałach.

5.3. Wielokryterialna ocena metod diagnostycznych

Na podstawie analizy literaturowej [14, 16, 17, 48, 51, 75, 78, 104, 105] oraz badań własnych przedstawionych między innymi w poprzednim rozdziale została zaproponowana macierzowa zależność metod wykorzystywanych do diagnostyki obiektów technicznych stosowanych na platformach wiertniczych. Uwzględniono tu takie podkryteria jak: koszty eksploatacji, koszty wykonania oraz instalacji urządzenia diagnostycznego jak również dokładność metody diagnostycznej. Analizę oparto na porównaniu metody manualnej tzw. na słuch (Stetoskopowa), metody z urządzeniem na stałe zamontowanym w pompowni (EA S) oraz autorskiej metody z przenośnym analizatorem emisji akustycznej do diagnostyki modułów zaworowych (EA P). Ocena metod diagnostycznych została oszacowana ze względu na składowe kryteriów: „koszty badania” (zależnie od ceny urządzenia pomiarowego, kosztów serwisu urządzenia i kosztów materiałów eksploatacyjnych wraz z robocizną i materiałami niezbędnymi do ich obsługi) oraz „jakość badania” (zależnie od skuteczności wykrycia uszkodzenia we wczesnym stadium nieszczelności, rodzaju charakteru metody ze względu na jej niszczący lub nieniszczący charakter, szybkości wykonania precyzyjnego badania wybraną metodą). Zgodnie z pracą przyjęto umowną trzystopniową skalę ocen dla składowych kryteriów (rys. 5.4).



Rys. 5.4. Umowna skala wartości wykorzystana przy tworzeniu diagramu macierzowego – oceny metody diagnostycznej dla kryteriów składowych: koszty badania i jakość badania [49, 52, 53]

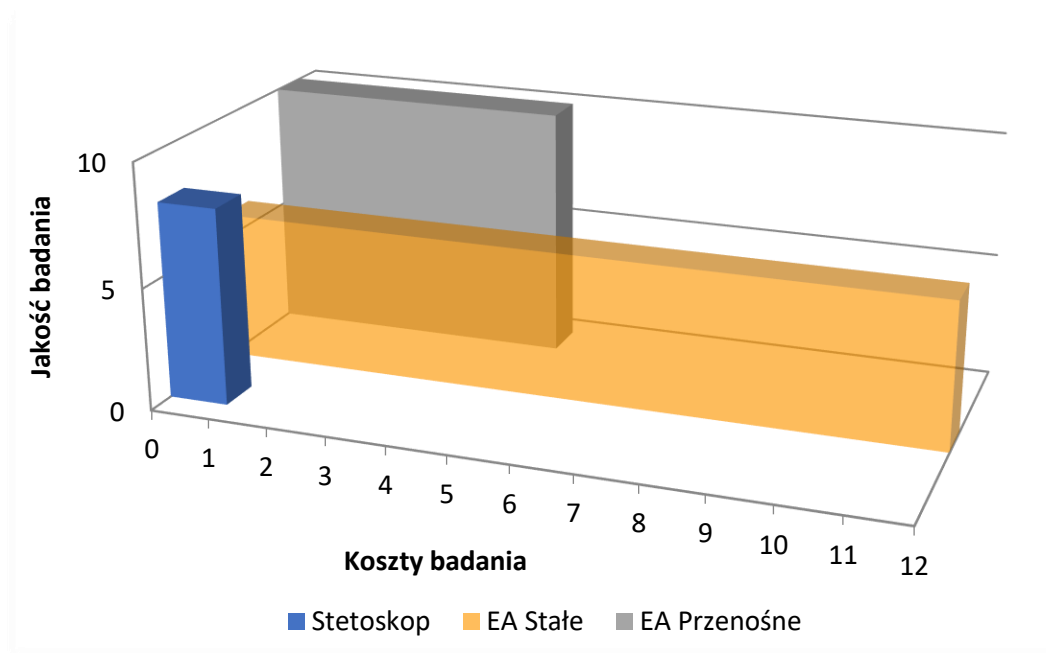
Optymalizację metod badawczych (pod pojęciem optymalizacja rozumie się wybór metody wyznaczania najlepszego rozwiązania z punktu widzenia określonego kryterium jakości) oparto na odpowiednim opisie kryterialnym z wykorzystaniem diagramu macierzowego (analiza). Graficzny wynik takiego opisu zamieszczono na rysunku 5.5, zgodnie z danymi uzyskanymi z przeprowadzonej analizy (tabela 5.1).

Tabela 5.1. Przykład macierzowej zależności ilustrujący charakterystykę optymalizacji metod badawczych (opracowanie własne)

Metody badawcze	Stetoskopowa	EA S ¹⁾	EA P ²⁾
Kryterium	Oznaczenie		
Cena Urządzenia Pomiarowego	+ (0)	- (4)	0 (2)
Koszty Serwisu	+ (0)	0 (2)	0 (2)
Koszty Materiałów Eksploatacyjnych	0 (2)	0 (2)	0 (2)
Koszty badania	Wartość punktowa		
	2	8	6
Skuteczność opisu uszkodzenia tą metodą (precyzja metody)	- (0)	+ (4)	+ (4)
Metoda nieniszcząca	+ (4)	- (0)	- (0)
Szybkość wykonania diagnostyki	0 (2)	0 (2)	+ (4)
Skuteczność wykrycia uszkodzenia we wczesnym stadium nieszczelności	- (0)	+ (4)	+ (4)
Łatwość („mobilność”) obsługi metody	+ (4)	0 (2)	+ (4)
Jakość badania	Wartość punktowa		
	10	12	16

¹⁾ EA S – metoda, wykorzystująca urządzenie na stałe zamocowane do pompy,

²⁾ EA P – metoda, wykorzystująca przenośne urządzenie do diagnostyki pomp –metoda autorska.



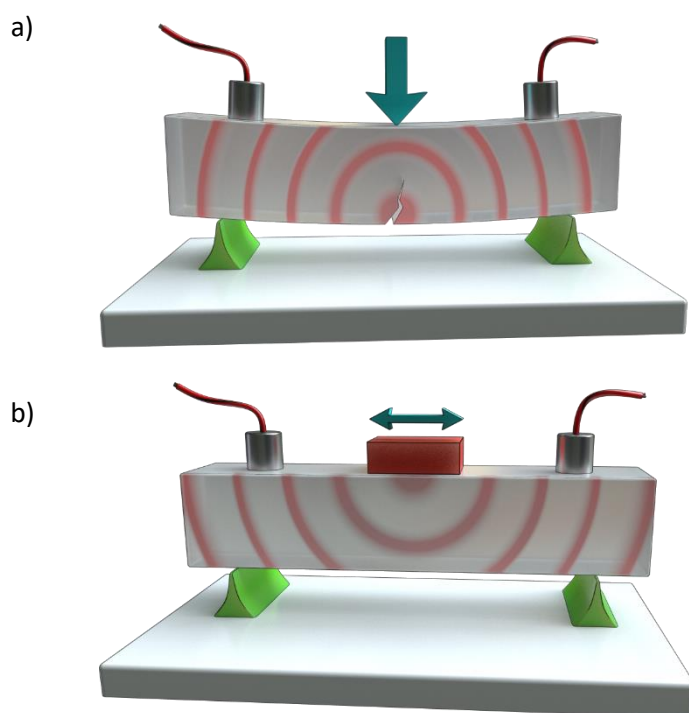
Rys. 5.5. Graficzny wynik macierzowej analizy danych (zgodnie z tabelą 1) (opracowanie własne)

Z przeprowadzonej analizy macierzowej (tabela 5.1), w której porównano metody diagnostyki pomp płuczkowych (EA S – urządzenie na stałe zamocowane do pompy, EA P – przenośne urządzenie do diagnostyki pomp – autorska metoda, stetoskopowa) ze względu na składowe kryteriów: „koszty badania” i „jakość badania” wynika, że optymalną metodą diagnostyczną, mającą odpowiedni „koszt wytwarzania” (wartość punktowa – oś rzędnych wynosi 6, rys. 5.5) przy najwyższej jakości badania (największa wartość punktowa na osi odciętych – 16, rys. 5.5) jest metoda EA P wykorzystująca przenośne urządzenie do diagnostyki pomp. Analizując rysunek 5.5 stwierdzono, że najniższym kosztem badania charakteryzuje się metoda stetoskopowa, jednak jakość badania zależna w dużym stopniu od dokładności metody (tabela 5.1) jest na niskim poziomie. Ponieważ jednym z założeń pracy doktorskiej jest zaproponowanie metody diagnostycznej, która pozwoli na detekcję nieszczelności z dużą precyzją, w początkowym stadium – metoda stetoskopowa została wyeliminowana w dalszym etapie pracy (jak również metoda EA P ze względu na swój niszczący charakter). Przenośne urządzenie wykorzystujące EA do badań diagnostycznych w analizie prawie wszystkich kryteriów okazało się najkorzystniejszą metodą zapewniającą pomiar nieniszczący przez swoją „mobilność”, przy precyzji pomiarowej oraz skuteczność wykrycia uszkodzenia we wczesnym stadium nieszczelności. W prezentowanej pracy została ona odpowiednio szerzej opisana, gdyż posłużyła autorowi do badań diagnostycznych zaworów pomp płuczkowych.

Analiza macierzowa pozwoliła na zobrazowanie porównania dostępnych metod diagnostycznych oraz udowodnia celowość zastosowania przenośnych urządzeń diagnostycznych wykorzystujących EA.

6. Charakterystyka i metody analizy emisji akustycznej

Z definicji, emisja akustyczna EA (*ang. Acoustic Emission – AE*) jest to zjawisko spontanicznej generacji fal sprężystych, z fizycznego punktu widzenia, przez przegrupowanie struktury wewnętrznej ciał stałych (rzadziej cieczy) i układów fizycznych bądź powstawanie fal sprężystych na skutek lokalnej, dynamicznej zmiany w strukturze materiału. Zjawisko rozchodzenia się fal sprężystych EA w badanym materiale podczas uderzenia i podczas oddziaływania nacisku prostopadłego przedstawiono na rysunku 6.1.



Rys. 6.1. Obrazowy schemat zjawiska rozchodzenia się fal sprężystych EA w badanym materiale:
a) podczas uderzenia , b) podczas oddziaływania nacisku (opracowanie własne)

Fale te są związane i zależą od wielu procesów fizycznych zachodzących wewnątrz oraz na powierzchni materiału na poziomie nano-, mikro- oraz makroskopowym. Forma propagującej fali zależy m.in. od wymiarów ośrodka sprężystego, jego cech materiałowych, częstotliwości fali itp. [13]. Typowe prędkości rozchodzenia się fal w ośrodkach stałych, w których wykorzystuje się emisję akustyczną jako metodę badań nieniszczących zawierają się w zakresie 1500–6000 m/s. Emisja akustyczna jest rozumiana [60, 83, 99, 128] jako zjawisko fizyczne i jako metoda pomiarowa. W materiałach, fale sprężyste są generowane np. dynamiczną,

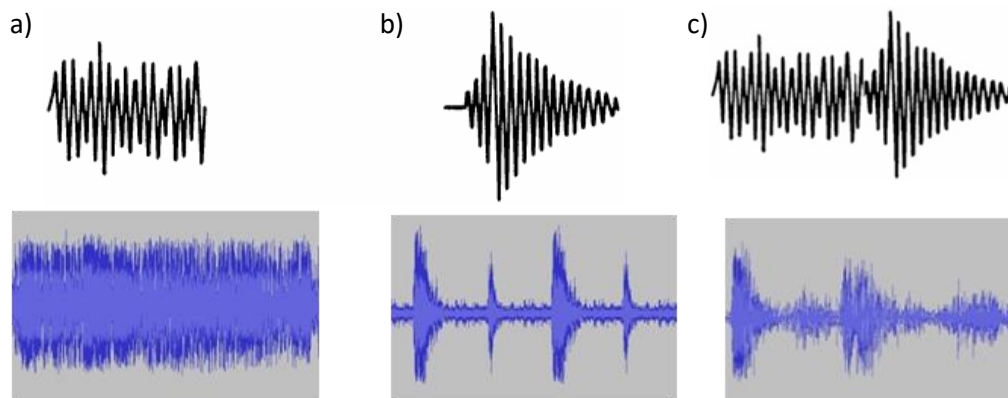
lokalną przebudową struktury materiału [128]. EA powstaje w wyniku wyzwania energii wiązań międzycząsteczkowych, spowodowanego m.in. przez odkształcenia, pękanie i przemiany fazowe.

Nagromadzona energia wyzwala się w miejscu inicjacji naruszenia pierwotnych wiązań strukturalnych materiału. Jeśli pojawi się zewnętrzna przyczyna zmieniająca nabyty podczas eksploatacji stan energii sprężystej, to w jednym lub wielu obszarach materiału zapoczątkowane są procesy deformacyjne. W trakcie tego, część zakumulowanej energii może być oddawana w postaci promieniowania jako fale sprężyste [24, 46, 83, 99, 102, 104, 105, 124, 128].

Fale sprężyste wypromieniowane przez źródło rozchodzą się w objętości materiału podlegając wszelkim prawom związanym z propagacją fal [13, 104]. Istotną zaletą stosowania emisji akustycznej, jest jej wykorzystanie w identyfikacji stanu maszyn i urządzeń, gdzie generowane są sygnały pochodzące z różnych źródeł np. nakładających się drgań (systemy pompowe, sprężarkowe, silniki spalinowe itp.). Emisja akustyczna to rozprzestrzeniające się fale sprężyste które, dzięki stosunkowo wysokiej częstotliwości, tworzą swoisty rodzaj filtra, dzięki czemu do czujnika dochodzi jedynie sygnał związany bezpośrednio z badanym procesem.

Podstawowym problemem występującym w klasycznym zastosowaniu pomiarów drganiowych jest niska wartość mierzonego sygnału w stosunku do szumów tła (ang. *SNR Signal-to-Noise-Ratio*). Wysokie częstotliwości fal generowane w strukturze materiału (w postaci emisji akustycznej) znacznie poprawia tę miarę sygnału. Stąd też, pomimo że pasmo częstotliwości występowania emisji akustycznej jest bardzo szerokie (i można je rozpatrywać od ułamka herca do kilku megaherców), to klasyczne pomiary z wykorzystaniem sygnału EA przyjmuje się jako te, które występują w częstotliwościach ultradźwiękowych, czyli powyżej 20 kHz [13].

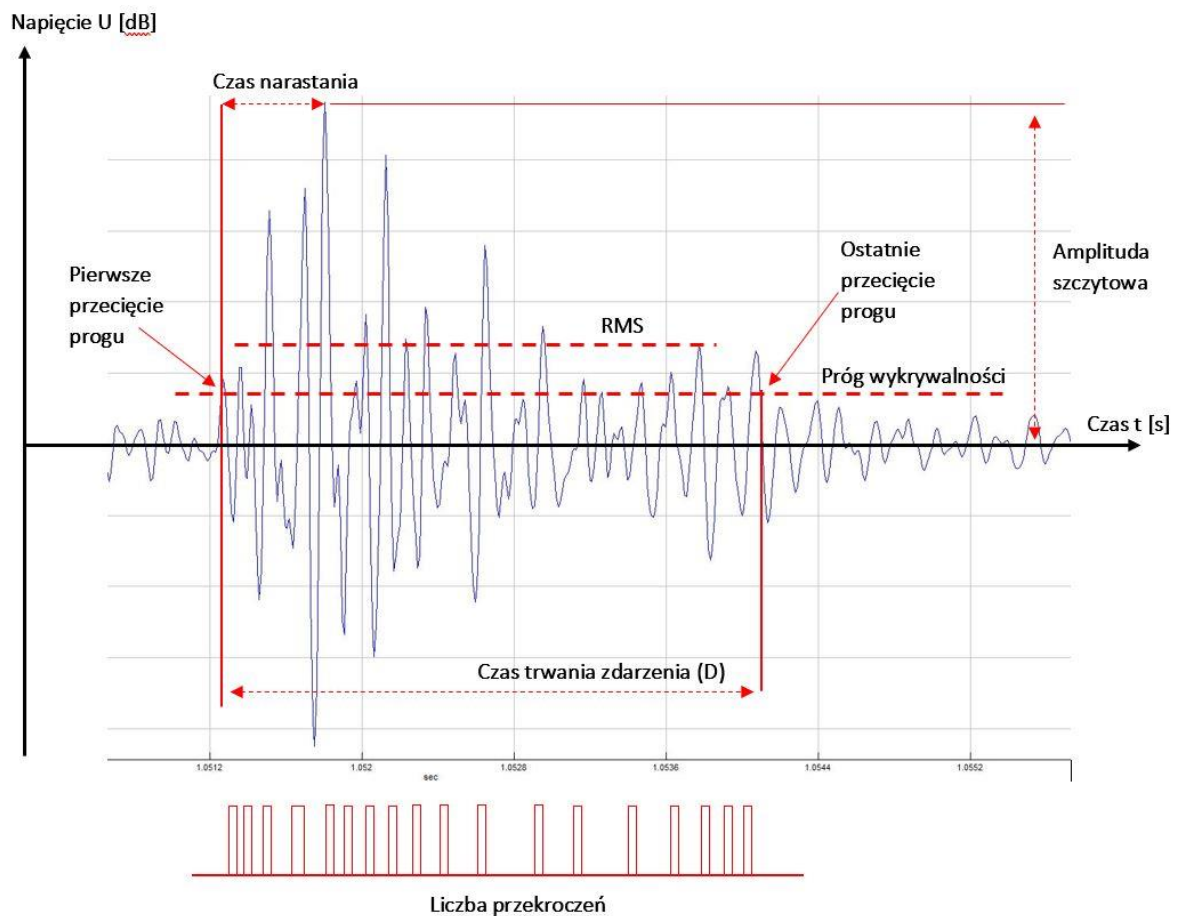
Według [13, 24, 60, 83, 124], wyróżnia się (w zależności od procesu zachodzącego w źródle) charakter ciągły, dyskretny i mieszany sygnał emisji akustycznej (rys. 6.2). W emisji ciągłej czas trwania sygnału EA (narastania lub zaniku) jest większy od odstępu między impulsami. W emisji akustycznej dyskretniej – odstęp między impulsami jest większy lub równy czasowi ich trwania. Emisja akustyczna mieszana to złożenie impulsów o charakterze ciągłym i dyskretnym.



Rys. 6.2. Rodzaje emisji akustycznej: a) typu ciągłego, b) typu dyskretnego, c) typu mieszanego [60, 69, 83, 124]

Bazując na pracy doświadczalnej (rys. 6.3) i zgodnie z [69, 83, 104] stwierdzono, że w praktyce przemysłowej (np. wykrywaniu wad w zbiornikach, w tym rozwoju mikropęknięć itp.) wystarczająca jest aparatura zapisująca tylko podstawowe miary sygnałów emisji akustycznej:

- sumę zliczeń/zdarzeń,
- tempo zliczeń/zdarzeń,
- wartość szczytową mocy sygnału oraz
- wartość chwilową energii sygnału.



Rys. 6.3. Opis sygnału EA (opracowanie własne)

Klasyfikując w szerszym stopniu metody analizy sygnałów emisji akustycznej, wyróżnić można cztery podstawowe typy deskryptorów EA (tabela 6.1). Są to:

- pochodne zmian w czasie;
- pochodne przebiegów czasowych;
- pochodne energii oraz
- pochodne rozkładu częstotliwościowego.

Tabela 6.1. Deskrytory emisji akustycznej [69, 83, 104]

Nazwa deskryptora	Dodatkowe wyjaśnienia
POCHODNE ZMIAN W CZASIE	
Suma przekroczeń	Uzyskuje się przez zliczanie obszarów, dla których amplituda przekracza próg wykrywalności
Suma zdarzeń całego pomiaru	Suma wszystkich zdarzeń Emisji Akustycznej zarejestrowanych w serii pomiarowej
Średnia liczba zdarzeń w jednej serii pomiarowej	Suma zdarzeń EA zarejestrowanych w serii pomiarów podzielona przez liczbę w serii pomiarów $N_{\text{sr}} = \frac{\sum N_{\text{zd}}}{n_{ti}}$
Liczba przejść przez wybrany poziom amplitud	Liczba przekroczeń 10%, 20%, 50% amplitudy maksymalnej
POCHODNE PRZEBIEGÓW CZASOWYCH	
Amplituda szczytowa U_m	Maksymalna amplituda w czasie trwania sygnału impulsowego
Średnia wartość amplitudy w jednej serii pomiarowej	Suma amplitud szczytowych wszystkich zdarzeń EA zarejestrowanych w serii pomiarów podzielona przez liczbę zdarzeń $U_{\text{sr}} = \frac{\sum U_m}{N_{\text{zd}}}$
Powierzchnia nad wartością średnią	Suma iloczynów kolejnych próbek wartości sygnału i przedziałów próbkowania.
Okres półtrwania	Czas trwania sygnału do osiągnięcia połowy amplitudy
POCHODNE ENERGII	
Wartość skuteczna napięcia sygnału EA za przedział czasu T	$U_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T U^2(t) dt}$
Współczynnik kształtu	Stosunek U_m do U_{rms}
Energia zdarzenia EA	Połowa iloczynu amplitudy szczytowej i czasu trwania zdarzenia podzielona przez wartość impedancji sensora $E_{\text{zd}} = \frac{1}{2} \frac{U_m^2 \Delta t}{Z}$
Średnia energia zdarzeń EA w jednej serii pomiarowej	Suma energii E_{zd} wszystkich zdarzeń EA zarejestrowanych w serii pomiarowej podzielona przez liczbę N_{zd} zdarzeń $E_{\text{sr}} = \frac{\sum E_{\text{zd}}}{N_{\text{zd}}}$
POCHODNE ROZKŁADU CZĘSTOTLIWOŚCIOWEGO	
Mediana rozkładu widmowego	Granica podziału rozkładu na części o równej mocy
Współczynnik kształtu prążków widmowych	Stosunek prążka maksymalnego do średniej wartości prążka
Liczba przekroczeń wybranego poziomu przez prążki widma	Liczba przekroczeń 10%, 20%, 50% wartości prążka maksymalnego

6.1. Propagacja fal sprężystych emisji akustycznej

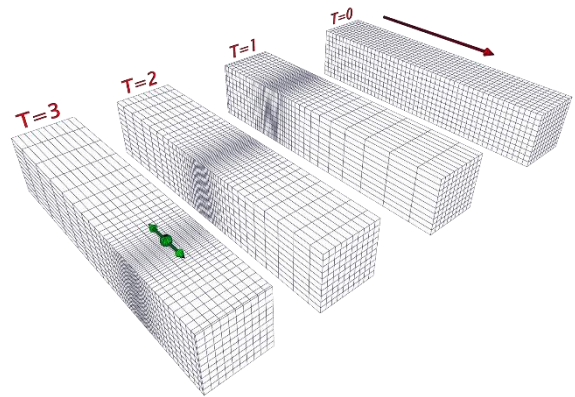
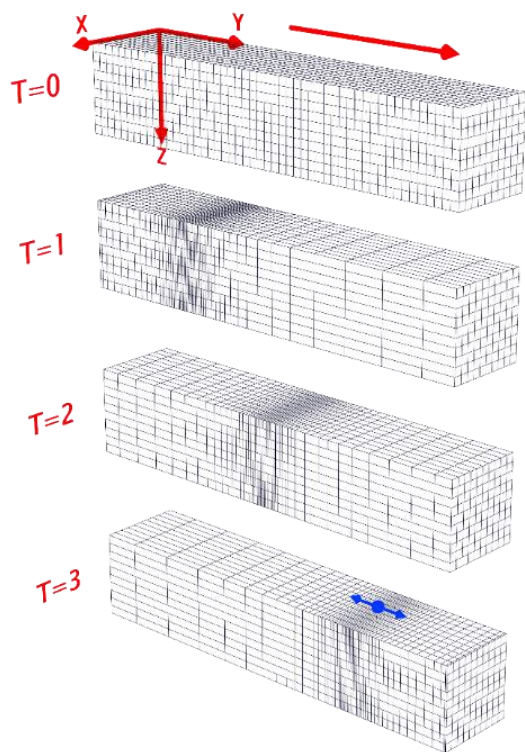
W przypadku ruchu falowego wyróżnić można kilka podstawowych rodzajów rozpatrywanych fal. Są to fale podłużne, poprzeczne, Rayleigh'a, Stonleya, Lamba, oraz Love'a. Opisuje się je jako fale:

- **podłużne** – w których ruch cząsteczek ośrodka jest równoległy do kierunku rozchodzenia się fal. Występuje tu odkształcenie objętości ośrodka;
- **poprzeczne** – w których kierunek powstającej fali jest prostopadły do ruchu powierzchni źródła. Przypadek taki występuje wtedy, gdy w ośrodku można wywołać odkształcenie postaci (jest to możliwe w ciałach stałych lub w bardzo lepkich płynach). W płynach nielepkich możliwe są tylko odkształcenia objętościowe, mogą się w nich więc rozchodzić tylko fale podłużne.
- **Rayleigh'a** – fale powierzchniowe rozchodzące się na powierzchni swobodnej. Ruch falowy obejmuje, więc tylko warstwę przypowierzchniową podłoża i na głębokości rzędu długości fali praktycznie zanika (stąd miano - fala powierzchniowa). Fala Rayleigha jest specyficznym złożeniem drgań podłużnych i poprzecznych do kierunku rozchodzenia się fali. Punkt na powierzchni, przez który przechodzi fala Rayleigha, zatacza trajektorie eliptyczne (w kierunku przeciwnym do ruchu wskazówek zegara);
- **Stonleya** – rozchodzą się na granicy dwóch ośrodków;
- **Lamba** – fale występujące w układach płytowych;
- **Love'a** – fale występujące w układach warstwowych. Powierzchniowe fale poprzeczne o polaryzacji poziomej wywołujące drgania poziome (równoległe do warstwy), prostopadłe do kierunku propagacji fal.

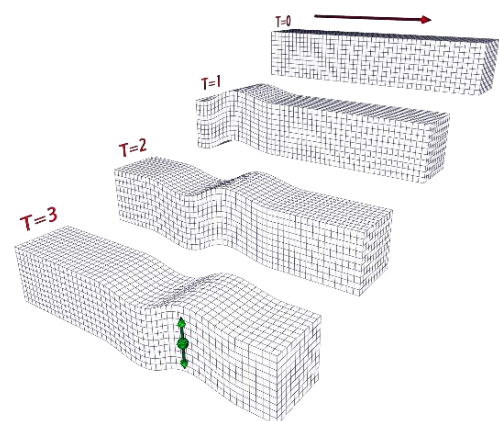
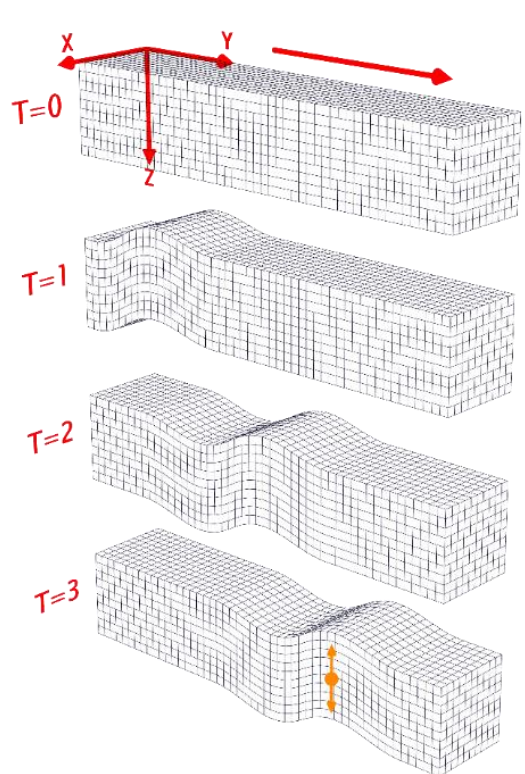
Rozprzestrzenianie się fal: podłużnej, poprzecznej, Rayleigh'a i Lovego przedstawiono na rysunku 6.4, a rozprzestrzenianie się fal w wybranych materiałach w tabeli 6.2.

Tabela 6.2. Rozprzestrzenianie się fal w wybranych materiałach [23]

Materiał	Fale podłużne (C_1), km/s	Fale poprzeczne (C_2), km/s	Fale Rayleigha (C_r), km/s	Fale Lamba (C_p), km/s	Tłumienie akustyczne 10^6 kg/($m^2 \cdot s$)
Aluminium	6,3	3,1	2,9	5,1	17
Mosiądz	4,4	2,1	2,0	3,5	36
Żeliwo	5,0	3,0	2,7	4,7	36
Miedź	4,7	2,3	2,1	3,8	42
Ołów	2,2	0,7	0,7	1,2	25
Magnez	5,8	3,1	2,9	5,0	10
Nikiel	5,6	3,0	2,8	4,8	49
Stal	5,9	3,2	3,0	5,1	46

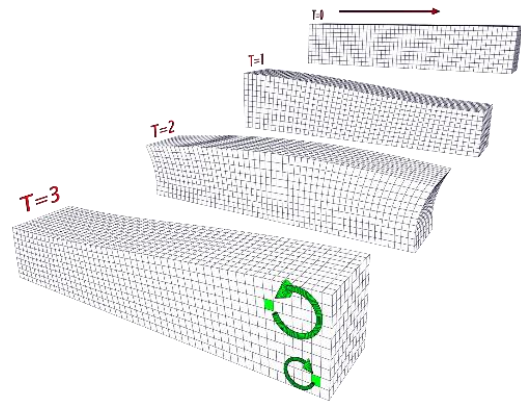
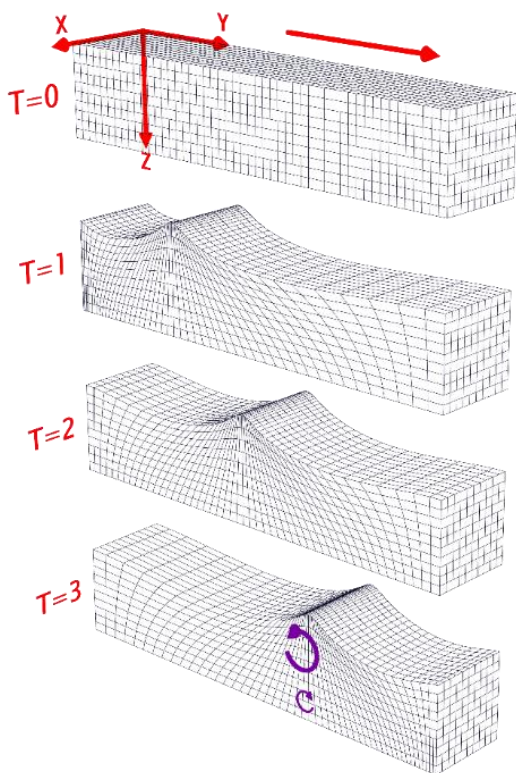
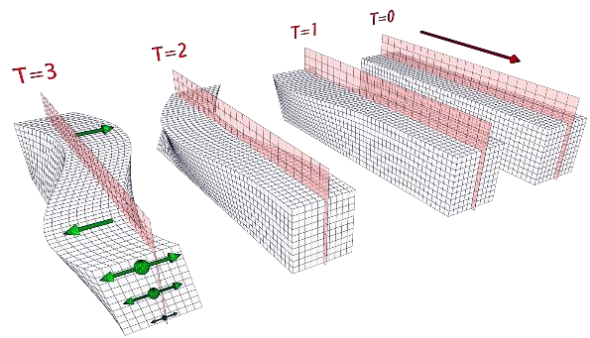
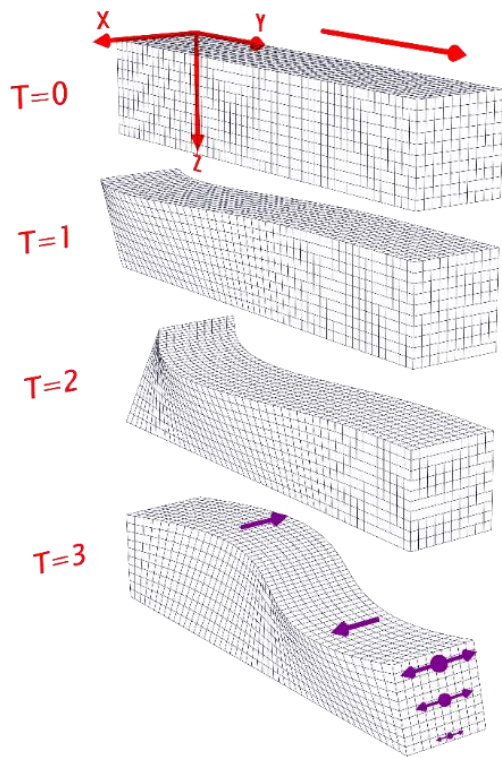


Fala podłużna



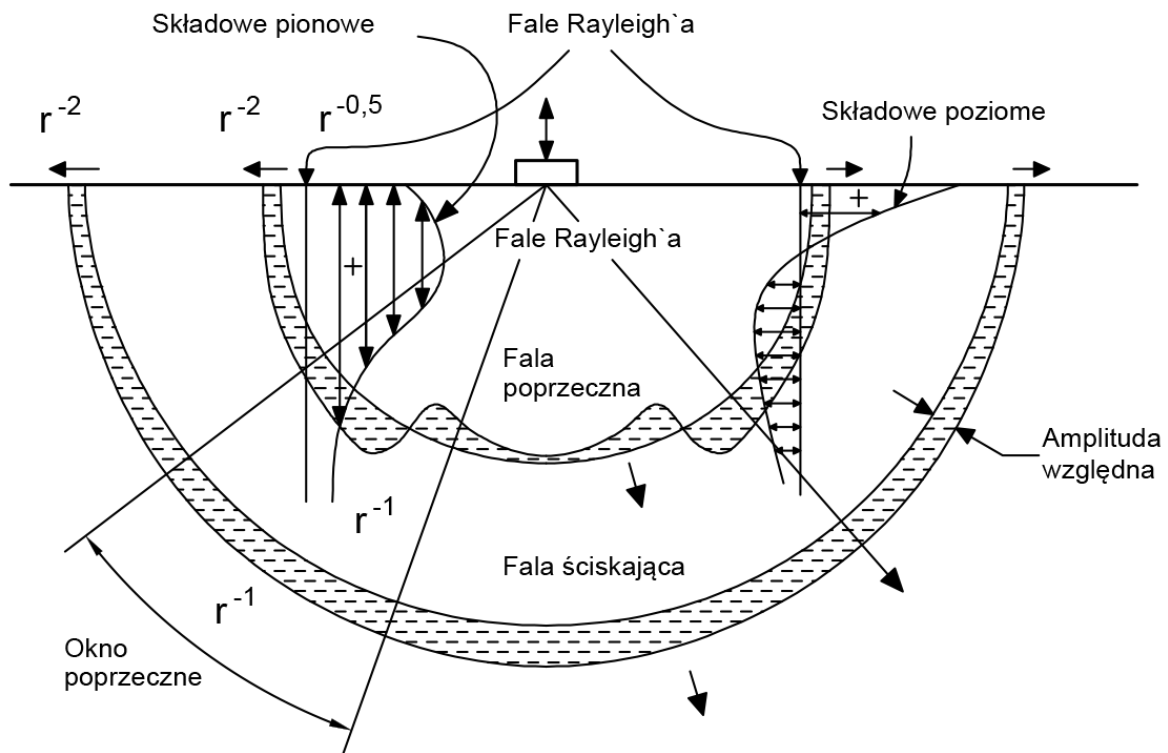
Fala poprzeczna

Rys. 6.4. Rozprzestrzenianie się fal: podłużnej, poprzecznej, Love'a i Rayleigha



Rys. 6.4 (cd). Rozprzestrzenianie się fal: podłużnej, poprzecznej, Love'a i Rayleigha

Zgodnie z [87, 128] fale Rayleigh'a przenoszą około 67%, fale poprzeczne około 26%, podłużne około 7% energii całkowitej w układzie (rys. 6.5).



Rys. 6.5. Rozkład przemieszczenia i energii w falach Rayleigh'a, ściskających i poprzecznych powstałych w wyniku obciążenia harmonicznego (przy $\nu = 25$). Gdzie fale podłużne i poprzeczne zanikają w odległości $1/r$ od powierzchni swobodnej. Wzdłuż powierzchni, zanikają szybciej – z szybkością $1/r^2$. Fale Rayleigha zanikają znacznie wolniej, bo w odległości $1/(r^{0,5})$. W przypadku fali Rayleigh'a, podłużna składowa przemieszczenia maleje do zera na głębokości $0,2\lambda$; składowa poprzeczna (w płaszczyźnie pionowej) – na głębokości 2λ [13]

Podczas rozchodzenia się fal emisji akustycznej, mamy do czynienia z następującymi zjawiskami:

- tłumieniem rozumianym jako stopniowy spadek amplitudy EA spowodowany działaniem mechanizmów strat energii, spowodowanych odbiciem, dyfrakcją i rozproszeniem;
- dyspersją rozumianą zjawisko spowodowane przez zależność częstotliwości od prędkości dla fal;
- dyfrakcją, czyli rozproszeniem lub ugięciem fal przechodzących przez otwór lub przeszkodę;
- rozpraszaniem, które jest spowodowane dyspersją, ugięciem fal napotykanym na nieciągłości i niejednorodności w materiale takie jak otwory, ostre krawędzie, pęknięcia wtrącenia itp.

Ośrodki rzeczywiste w przeciwieństwie do idealnych, charakteryzują się tym, że występuje w nich szereg odstępstw od idealnego rozprzestrzeniania się fali. W ośrodku rzeczywistym fala w miarę rozchodzenia się, ulega tłumieniu (osłabieniu). W miarę wzrostu odległości od źródła, jej energia (a także amplituda) ulega zmniejszeniu. Ze wzrostem częstotliwości fali,

absorbpcja wzrasta. Ma to jednak swój pozytywny efekt w wykorzystaniu tego zjawiska podczas wykorzystania emisji akustycznej do analizy sygnałów diagnostycznych. W wysokich częstotliwościach, fale pochodzące od obiektów stosunkowo „odległych”, ulegają wytłumieniu. Zatem najsilniejsze są te, które pochodzą z bliskiego źródła – istnieje więc możliwość zapisania sygnału źródłowego, pochodzącego bezpośrednio z interesującego pod kątem diagnostycznym widzenia miejsca [23, 87, 116, 123].

W ośrodku rzeczywistym, można wyróżnić trzy najbardziej istotne czynniki wpływające na rozchodzenie się fal sprężystych emisji akustycznej (szczególnie w paśmie ultradźwiękowym). Występujące w ośrodku rzeczywistym tłumienie (zmniejszanie amplitudy) fali wzdłuż drogi rozchodzenia się charakteryzuje się za pomocą amplitudowego lub energetycznego współczynnika tłumienia [13, 117].

Amplitudowy współczynnik tłumienia α określa względny zanik amplitudy na jednostkę przebytej przez falę drogi, czyli w przypadku fali płaskiej biegnącej w kierunku x będzie [13, 117]:

$$dA/A = -\alpha dx \quad (6.1)$$

gdzie: A jest amplitudą fali sprężystej, dA – zmianą amplitudy na drodze dx ; znak minus we wzorze oznacza, że amplituda maleje.

Energetyczny współczynnik tłumienia γ definiuje się analogicznie jako względny zanik natężenia fali na jednostkę przebytej drogi, czyli [13, 117]:

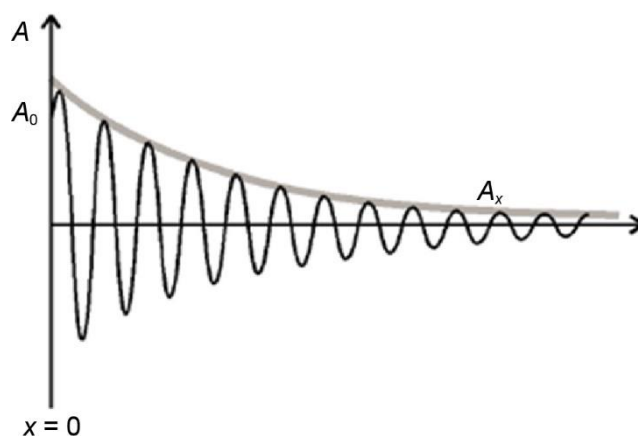
$$dI/I = -\gamma dx \quad (6.2)$$

Bezpośrednie scałkowanie równań (1) i (2) prowadzi do wyrażień:

$$A = A_0 e^{-\alpha x} \quad (6.3)$$

$$I = I_0 e^{-\gamma x} \quad (6.4)$$

gdzie: A_0 i I_0 są odpowiednio początkową wartością amplitudy i natężenia dla $x = x_0 = 0$, a więc dla punktu, od którego rozpoczynamy obserwację (rys. 6.6).



Rys. 6.6. Objaśnienie do definicji współczynnika pochłaniania fali ultradźwiękowej [13, 117]

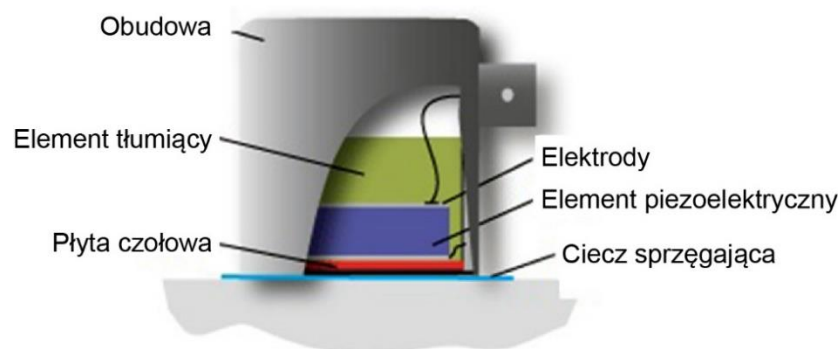
Do pomiaru fal sprężystych EA stosowane są najczęściej czujniki piezoelektryczne. Wykorzystują one tzw. efekt lub zjawisko piezoelektryczne pewnych kryształów (naturalnym jest np. kwarc). Najogólniej, efekt piezoelektryczny polega na wytworzeniu (indukowaniu) wokół kryształu ładunków elektrycznych, które są proporcjonalne do przyłożonych z zewnątrz naprężeń. Efekt ten jest również odwrotny. Czyli istnieje mechaniczna deformacja kryształu pod wpływem zewnętrznego pola elektrycznego. Przetworniki emisji akustycznej (EA) zamieniają energię mechaniczną fali na napięcie elektryczne. Praca większości przetworników opiera się na efekcie piezoelektrycznym.

Właściwości sensorów EA charakteryzowane są według dwóch parametrów: pasma przenoszenia oraz czułości. Stosuje się dwa typy sensorów [69, 105]:

- a) rezonansowe, które rejestrują sygnał w jednym z przedziałów częstotliwości:
 - dolnym (20–100 kHz);
 - pośrednim (100–450 kHz);
 - wysokim (200–1000 kHz).
- b) szerokopasmowe, które rejestrują sygnał w szerokim, połączonym z kilku podanych wyżej pasm częstotliwości (np. czujnik typu WD firmy Physical Acoustic Corporation przenosi pasmo rzędu od ok. 150 kHz do 1 MHz).

Sygnały EA na wyjściu czujnika mają niskie napięcie (0,1–100 mV), co czyni go podatnym na zakłócenia związane z działaniem np. pól elektromagnetycznych. Część sensorów ma wbudowany moduł wzmacniający, co po części uodparnia sygnał na zakłócenia. Najczęściej stosowane są czujniki firm: Physical Acoustic Corporation, Brüel & Kjær, Vallen System, Kistler, Fujicera [13].

Typowy czujnik piezoelektryczny przedstawiony na rysunku 6.7, składa się z obudowy, elementu tłumiącego, płyty czołowej oraz elementu piezoelektrycznego a zasada jego działania jest podobna jak w przypadku czujnika piezoelektrycznego przyspieszeń drgań.



Rys. 6.7. Przekrój czujnika piezoelektrycznego [46]

Zakres częstotliwości i czułość sensora zależą m.in. od kształtu i wymiarów elementu piezoelektrycznego. Przetworniki piezoelektryczne są najczęściej wykonywane w formie płytek prostokątnych, krążków lub rurek [13, 69, 117]. Rezonanse pasożytnicze występują wtedy,

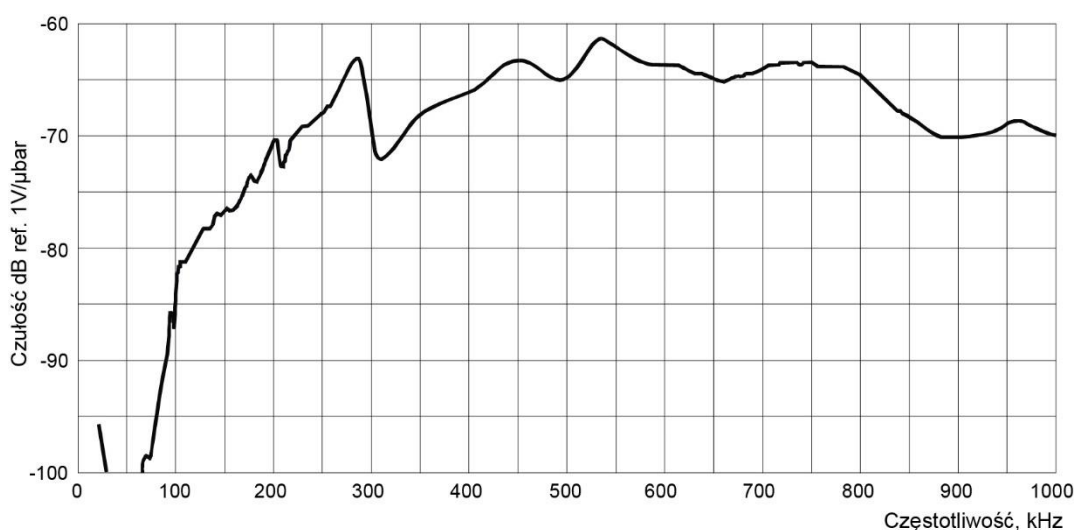
gdy istnieją równoległe powierzchnie odbijające – np. w prostopadłościanach. W krążku rezonans fali poprzecznej odpowiada półfalowej długości średnicy. W praktyce, średnica krążka jest niemal zawsze większa od jego grubości, a więc częstotliwość rezonansu fali poprzecznej będzie niższa od częstotliwości rezonansu grubościowego. W szerokopasmowym przetworniku odbiorczym, ewentualny niepożądany rezonans o częstotliwości niższej niż częstotliwość określająca szerokość pasma, może wyraźnie zniekształcić płaską część charakterystyki czułości. W szerokopasmowych przetwornikach odbiorczych konieczne jest zatem staranne zaprojektowanie konstrukcji tak, aby tego rodzaju zniekształcenia nie mogły powstać [13, 69, 117].

Podobnie jak w przypadku akcelerometrów (używanych np. w klasycznych pomiarach drganiowych), również do pomiarów emisji akustycznej używane są czujniki z tzw. masą sejsmiczną. Ich konstrukcja zapewnia jednak takie „przesunięcie” pasma rezonansowego, aby nie wchodziło ono w zakres pomiarowy EA [12, 13]. Czułość czujników EA jak również ich pasmo przenoszenia zależy ściśle od rodzaju zastosowanego sensora, tabela 6.3.

Tabela 6.3. Czułość i pasmo przenoszenia typowych czujników emisji akustycznej (opracowanie własne na podstawie [13, 102, 104])

Rodzaj czujnika (sensora)	Czułość [m]	Pasmo przenoszenia [MHz]
Rezonansowe (<i>Piezoelectric resonant</i>)	10^{-13}	0,1 to 0,3
Szerokopasmowe (<i>Piezoelectric wideband</i>)	10^{-12}	0,1 to 2
Pojemnościowe (<i>Capacitance</i>)	10^{-11}	DC to 50
Laser (<i>Interferometer</i>)	10^{-10}	0,05 to 100

Przykładową charakterystykę i pasmo przenoszenia sensora szerokopasmowego typu WD firmy Physical Acoustic Corporation, przedstawiono na rysunku 6.8.



Rys. 6.8. Szerokopasmowy czujnik emisji akustycznej (wraz z charakterystyką) typu WD firmy Physical Acoustic Corporation

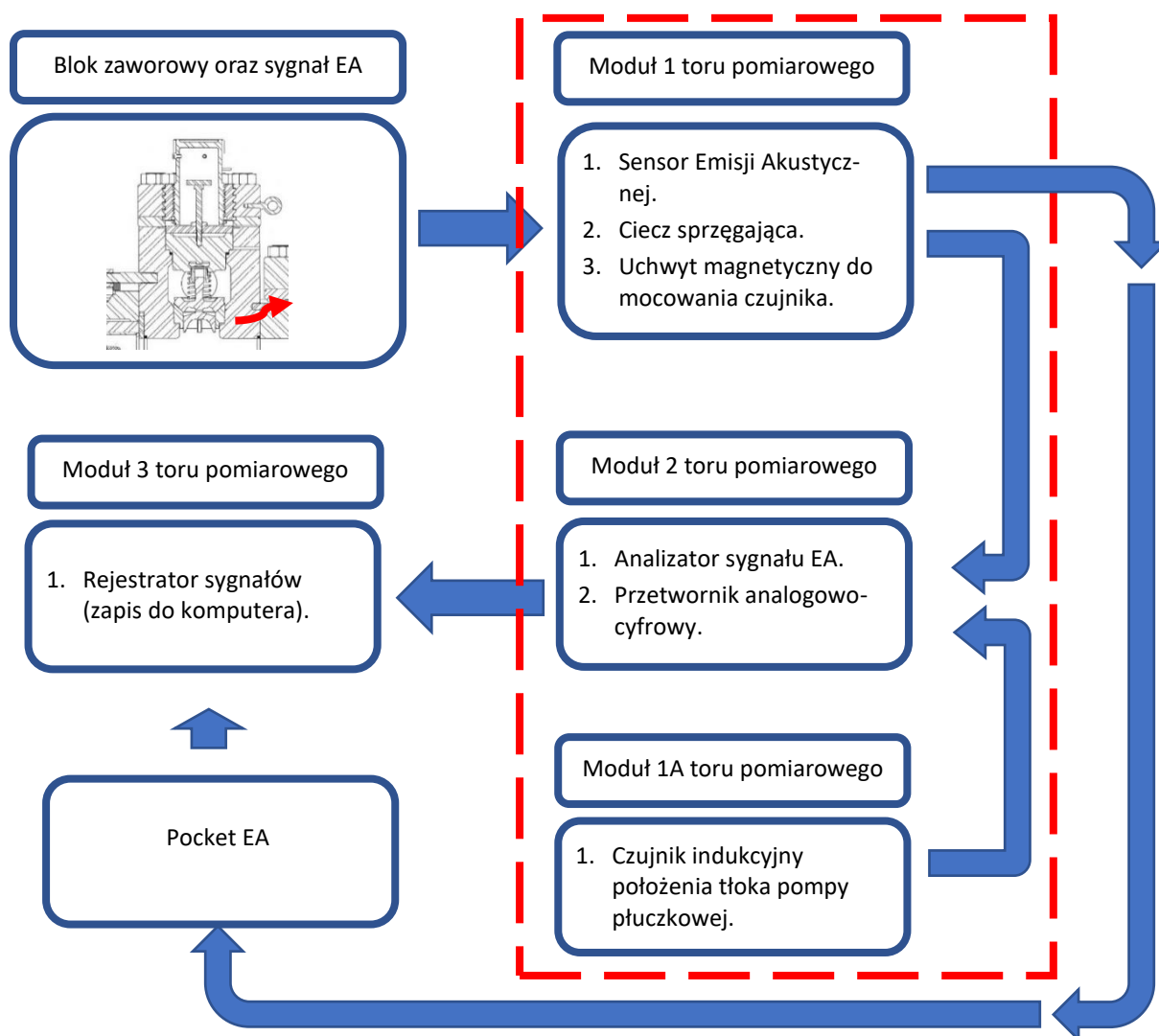
6.2. Opis toru pomiarowego zastosowanego w badaniach

Jednym z najbardziej istotnych elementów procesu badawczego jest odpowiednie zaprojektowanie i konstrukcja toru pomiarowego [12, 20, 26, 28, 31, 36, 70]. W pomiarach wykorzystano dwa urządzenia do rejestracji sygnałów EA. Pierwsze z nich stanowiło autorskie mobilne urządzenie zaprojektowane w Akademii Morskiej w Szczecinie, drugie natomiast (Pocket AE-2) jest konstrukcji amerykańskiej firmy Mistras (Physical Acoustic Corporation).

Na schemacie (rys. 6.9) przedstawiono tor pomiarowy służący do rejestracji, przetwarzania i zapisu sygnału pochodzącego z pompy płuczkowej. Rysunek 6.10 przedstawia rejestrację pracy w trakcie wykonywania pomiarów w warunkach rzeczywistych na jednej z badanych pomp.

Wszelkie badania w pracy zostały wykonane w oparciu o rysunek 6.9.

Tor pomiarowy składa się z modułu rejestracji i analizy sygnału. Pierwsze pomiary miały badanie znacznika położenia tłoka. Na podstawie wstępnych analiz dobudowano dodatkową część zawierającą znacznik położenia tłoka.



Rys. 6.9. Schemat toru pomiarowego użytego w badaniach (opracowanie własne)



Rys. 6.10. Pomiar sygnału na pompie płuczkowej w warunkach rzeczywistych (opracowanie własne)

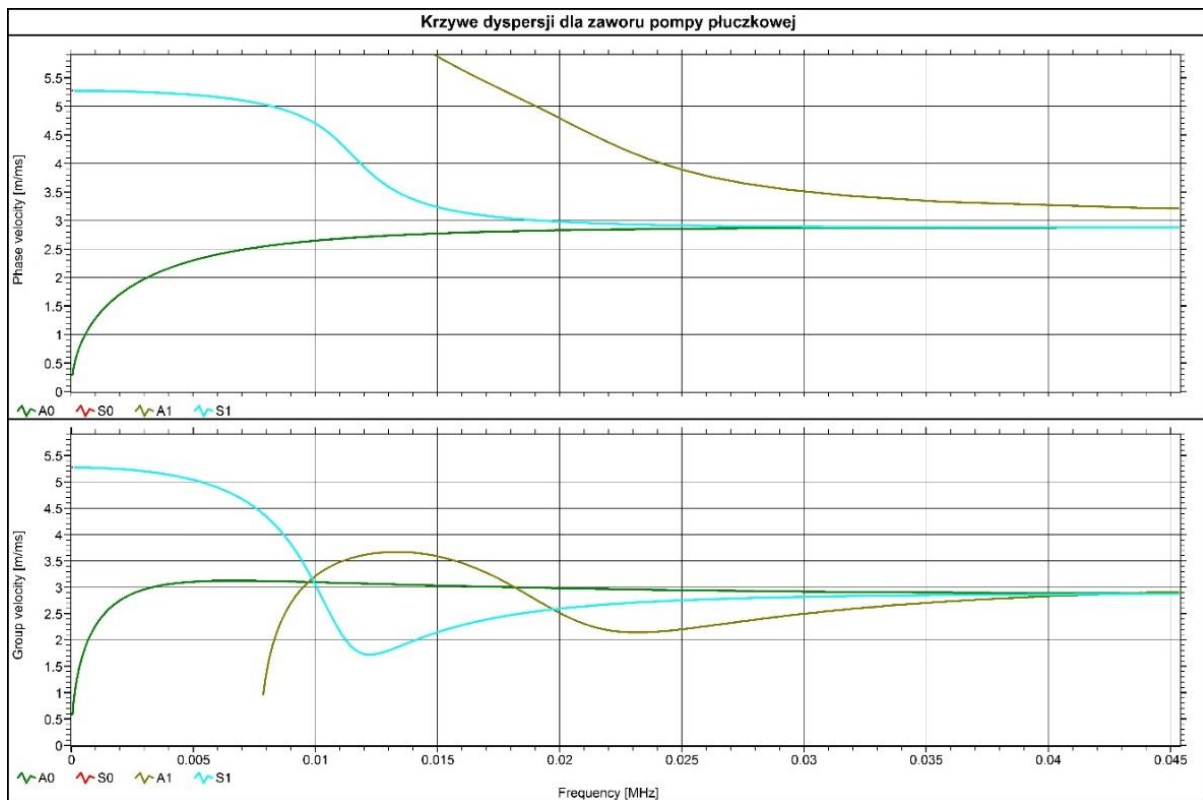
Pierwszy moduł toru pomiarowego składa się z sensora EA połączonego za pomocą uchwytu magnetycznego, poprzez ciecz sprzęgającą z korpusem pompy. Głównym elementem w tym module stanowił czujnik emisji akustycznej. Został on wyselekcjonowany na podstawie przeprowadzonych obliczeń, analizy krzywych dyspersji oraz badań doświadczalnych. Dodatkowym elementem tego modułu jest również czujnik położenia tłoka. Został on dobrany w trakcie badań w celu szczegółowego wyselekcjonowania sygnału EA dla danego modułu zaworowego, na którym zamontowany był czujnik. Stanowi to autorskie rozwiązanie ułatwiające diagnostykę obiektu.

W module drugim toru pomiarowego podstawowym elementem jest analizator sygnału EA [12, 28, 36, 70, 92, 97] oraz dołączony do niego czujnik indukcyjny stanowiący znacznik położenia tłoka.

Ostatni moduł trzeci toru pomiarowego (rys. 6.9) składa się z komputera przenośnego do którego dokonywano zapisu rejestrowanego sygnału źródłowego.

Analiza procesu rozprzestrzeniania się fal sprężystych pochodzących od procesów dynamicznych zachodzących w bloku zaworowym pozwoliła na wyselekcjonowanie odpowiedniego miejsca pomiarowego.

W trakcie rutynowego przeglądu eksploatacyjnego pompy płuczkowej dokonano precyzyjnych pomiarów poszczególnych elementów bloku zaworowego. Dało to możliwość zasymulowania mechanizmu powstawania krzywych dyspersji (rys. 6.11), na podstawie których można było z dużym prawdopodobieństwem określić pasma częstotliwości charakterystyczne dla pracy badanego układu.



Rys. 6.11. Krzywe dyspersji dla bloku zaworowego pompy płuczkowej (opracowanie własne)

6.3. Określenie i ustalenie warunków pomiarowych

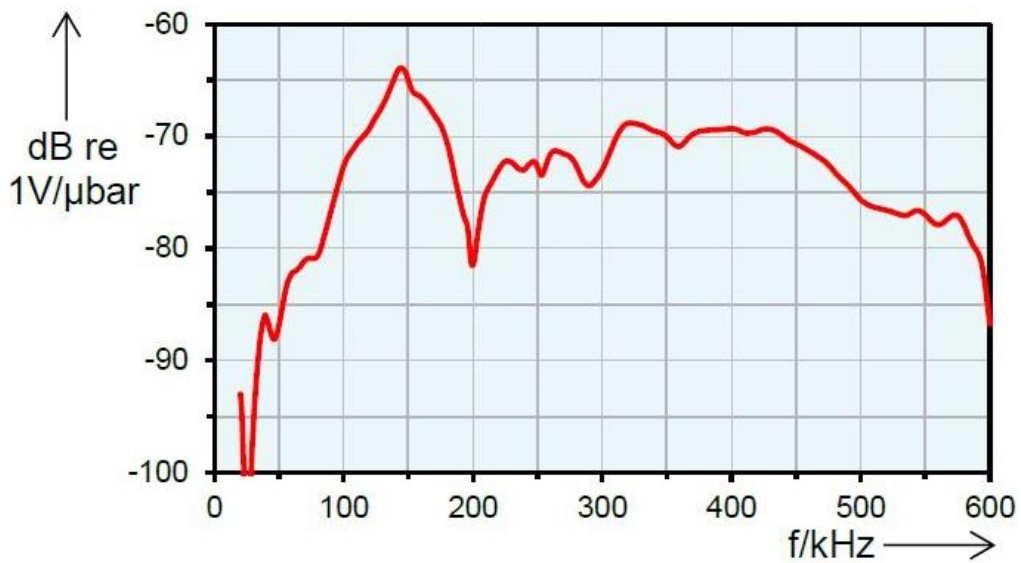
Zgodnie z analizą literatury [20, 29, 31, 43, 47, 56, 80, 108, 122], fale sprężyste składają się z różnych częstotliwości, stąd prędkość fali różni się dla różnych pasm częstotliwości. Jeżeli prędkość fazowa i grupowa fali nie zależy od jej częstotliwości, to znaczy, że nie ulega ona dyspersji. Zjawisko takie występuje w ośrodku niedispersyjnym. W ośrodkach dyspersyjnych natomiast, fale o różnych częstotliwościach rozchodzą się z różną prędkością. Oznacza to, że prędkość grupowa (sygnału) jest inna niż prędkość rozchodzenia się fazy fali (czyli prędkości fazowej) i zależy od częstotliwości [12, 20, 31, 80, 97].

Dalsza analiza pozwoliła dobrać na drodze doświadczalnej najbardziej odpowiedni dla prowadzonych badań czujnik EA. Wykorzystano sensor firmy Vallen VS150-M. Aby uzyskać stałą i powtarzalną wartość docisku zastosowano uchwyt magnetyczny (rys. 6.12).



Rys. 6.12. Czujnik EA oraz uchwyt magnetyczny firmy Vallen Systeme [122]

Sensor EA VS150-M jest pasywnym piezoelektrycznym czujnikiem EA. Jego pasmo przenoszenia wynosi od 100 do 450 kHz (rys. 6.13).



Rys. 6.13. Charakterystyka częstotliwościowa czujnika EA [122]



Rys. 6.14. Czujnika EA zamocowany na bloku zaworowym (opracowanie własne)

W pomiarach fal sprężystych EA istotnym jest stała wartość docisku czujnika EA w trakcie badań. Wpływa to w znacznym stopniu na wiarygodność samego pomiaru oraz powtarzalność sygnału źródłowego. Zastosowanie uchwytu magnetycznego dało tym samym możliwość spełnienia wyżej wymienionych założeń.

W celu zmniejszenia rozproszenia sygnału EA zastosowano ciecz sprzęgającą w postaci smaru silikonowego. Jest to istotne z punktu widzenia uzyskania odpowiedniego wskaźnika SNR (z ang. *Signal to noise Ratio*). Ciecz sprzęgająca pomaga jednocześnie dopasować impedancję akustyczną pomiędzy sensorem EA i powierzchnią, na której jest on przymocowany, utrudniając przepływ powietrza w obszarze styku między czujnikiem a powierzchnią.

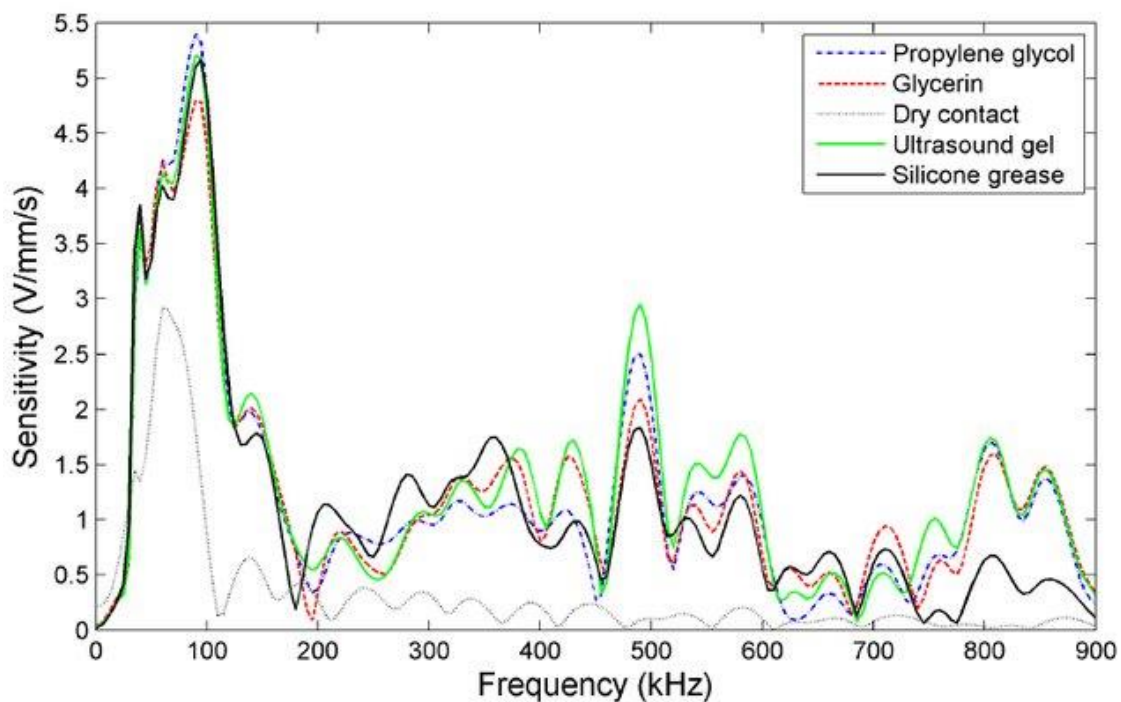
Impedancja akustyczna (Z) materiału jest zdefiniowana jako [8]:

$$Z = \rho V \quad (6.5)$$

gdzie: ρ jest gęstością i V prędkością fal sprężystych w materiale.

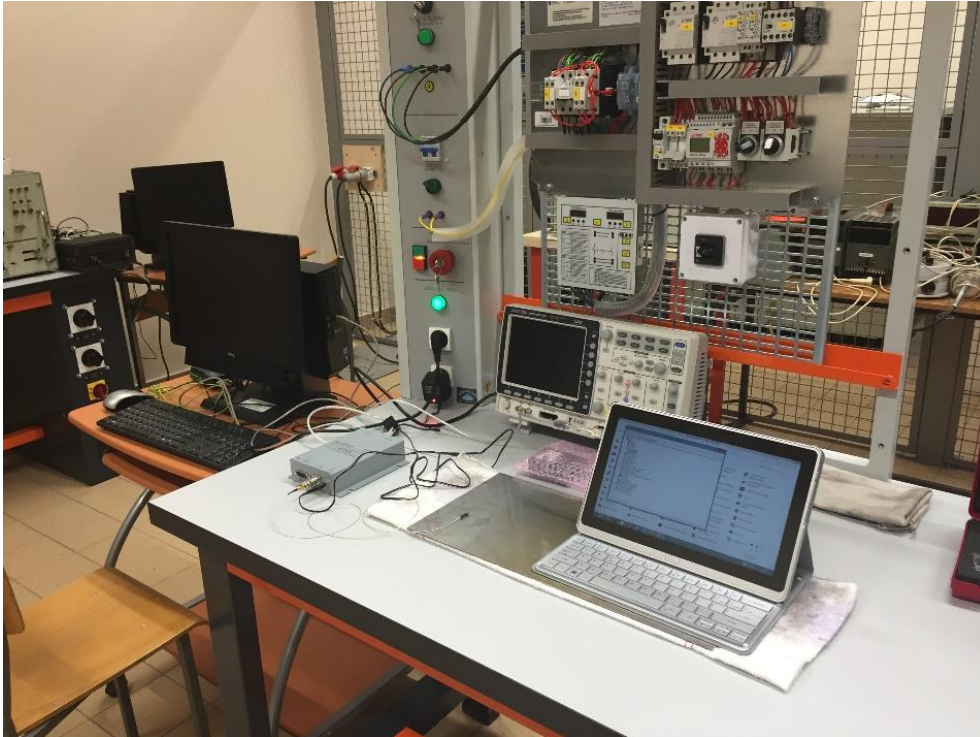
Niska impedancja akustyczna powietrza w porównaniu z powierzchniami kontaktowymi, pozwala na zmniejszenie traconej energii sygnału przy typowych częstotliwościach EA. Tak więc użycie cieczy sprzęgającej może znacznie poprawić jej przesył (dwukrotnie przy 100 kHz i ponad dziesięciokrotnie przy 500 kHz) [118].

Rysunek 6.15 prezentuje różnicę w transmisji między różnymi typowymi cieczami sprzęgającymi EA dla różnych częstotliwości [8].



Rys. 6.15. Przykładowe charakterystyki czułości cieczy sprzęgających: glikolu propylenowego, gliceryny, żelu do badań ultradźwiękowych, smaru silikonowego oraz kontaktu bez cieczy sprzęgającej [8]

W celu potwierdzenia danych uzyskanych z innych źródeł naukowych [8, 43, 70, 108, 122], w pracy przeprowadzono własne badania na różnych cieczach sprzęgających. Celem badań było wyselekcjonowanie odpowiedniej cieczy sprzęgającej, pozwalającej uzyskać czysty sygnał pomiarowy, dla zaprojektowanego mobilnego analizatora. Dokonano badań testowych na stanowisku specjalnie do tego zaprojektowanym i wykonanym (rys. 6.16).



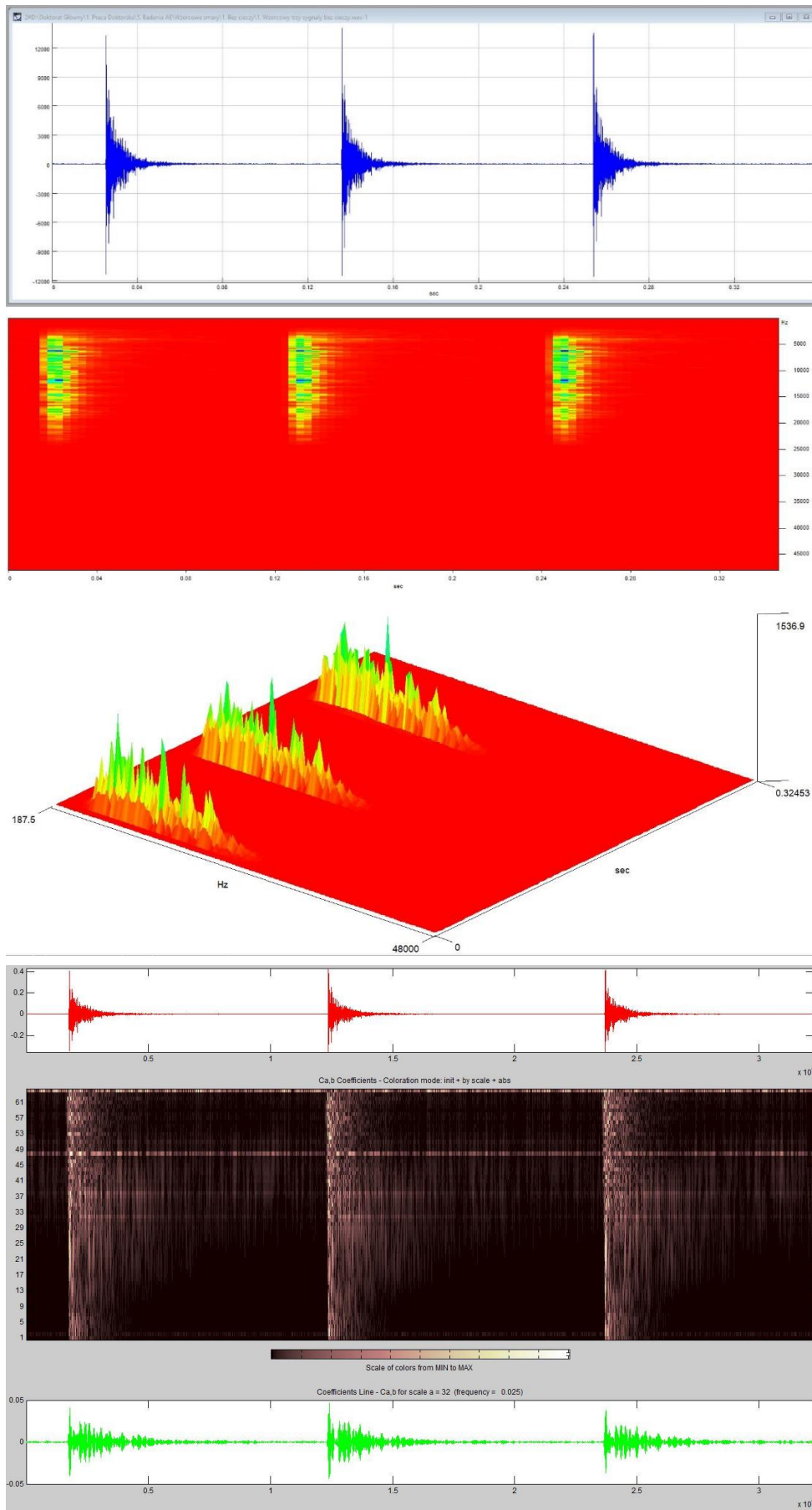
Rys. 6.16. Stanowisko do testowania cieczy sprężających (opracowanie własne)

Wytypowano najbardziej reprezentatywny rodzaj cieczy sprężającej, który zastosowano w trakcie dalszych pomiarów. Sygnał EA był wywoływany za pomocą metody Hsu-Nilsena.

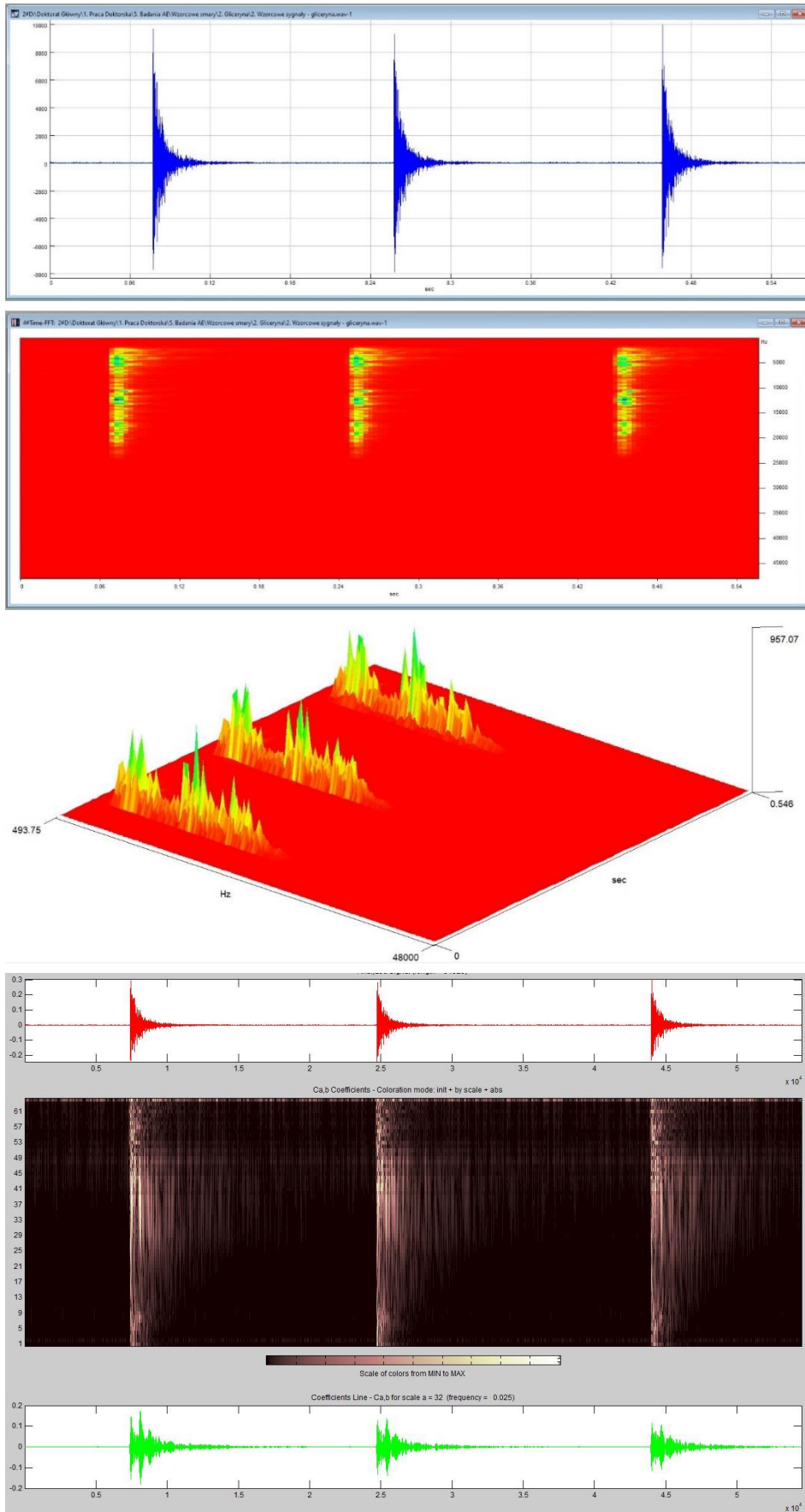
Badania przeprowadzano w poniższej kolejności:

- bezpośredni kontakt bez cieczy sprężającej czujnika z płytką;
- gliceryna medyczna;
- smar silikonowy;
- żel do badań ultradźwiękowych.

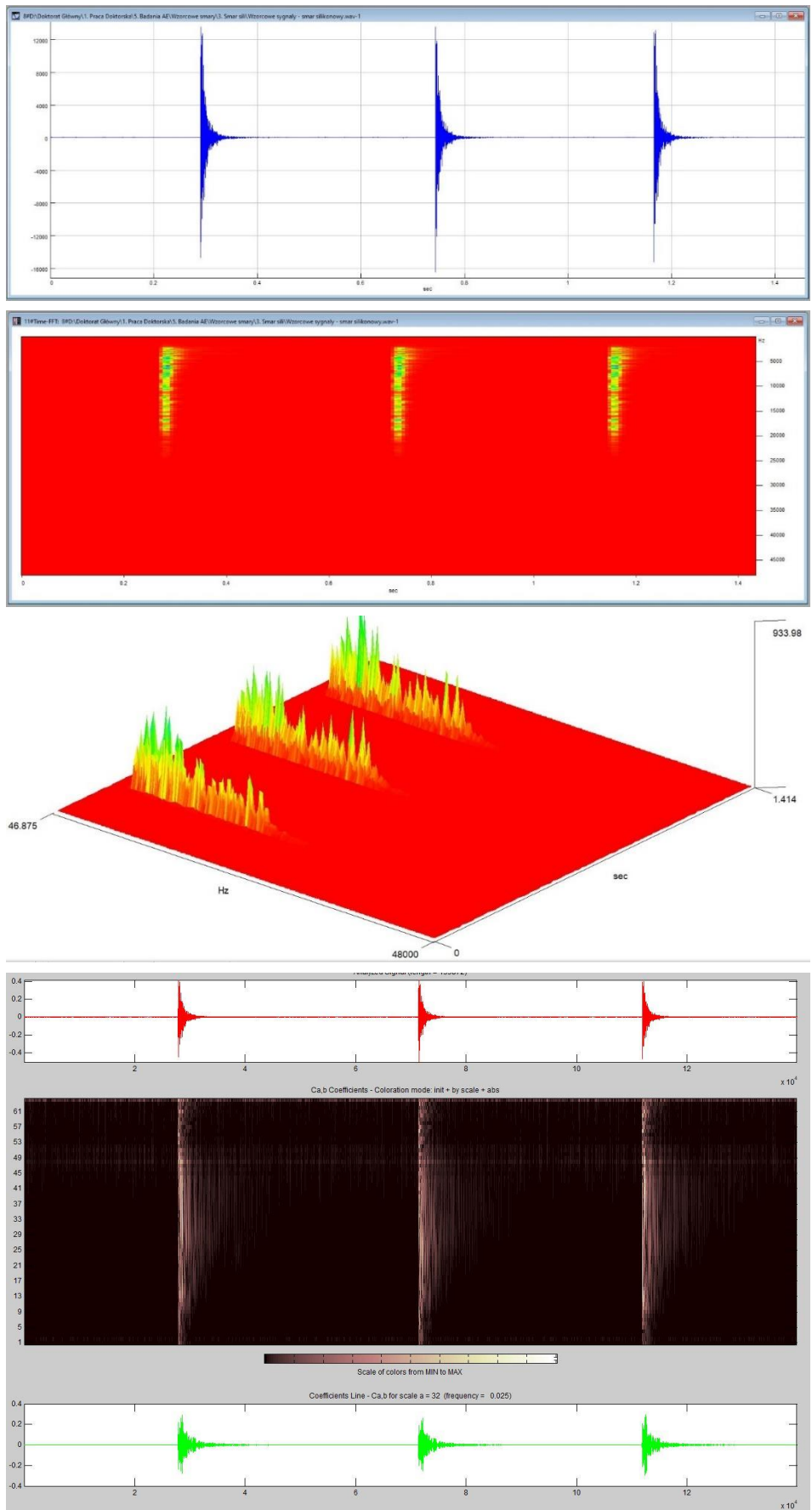
Wykonano po trzy sygnały wzorcowe z użyciem powyższych cieczy sprężających jak również i bez. Na rysunkach 6.17–6.21 zostały przedstawione wyniki pomiarowe z badań.



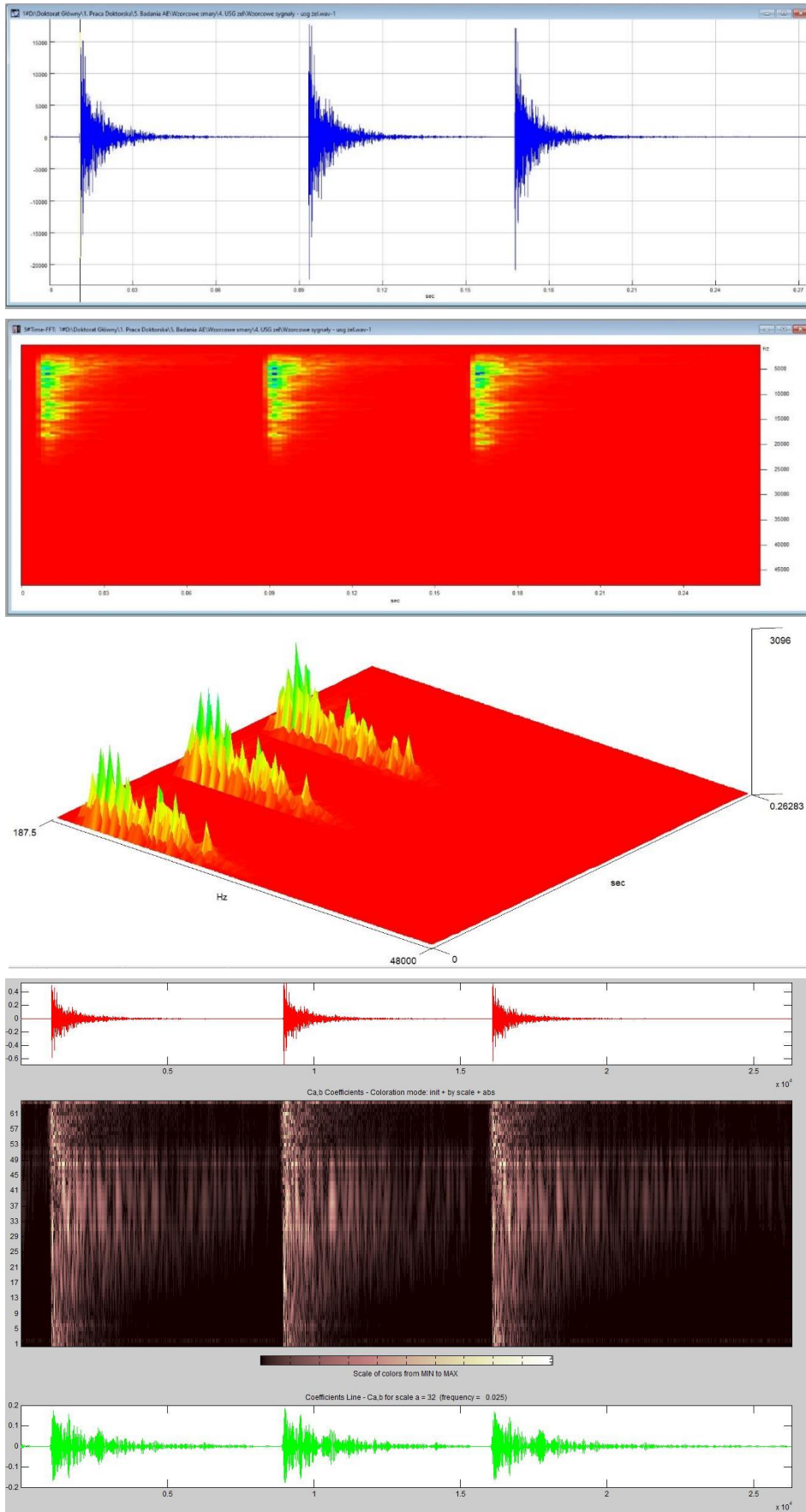
Rys. 6.17. Wyniki pomiarowe z badania bez użycia cieczy sprzęgającej (opracowanie własne)



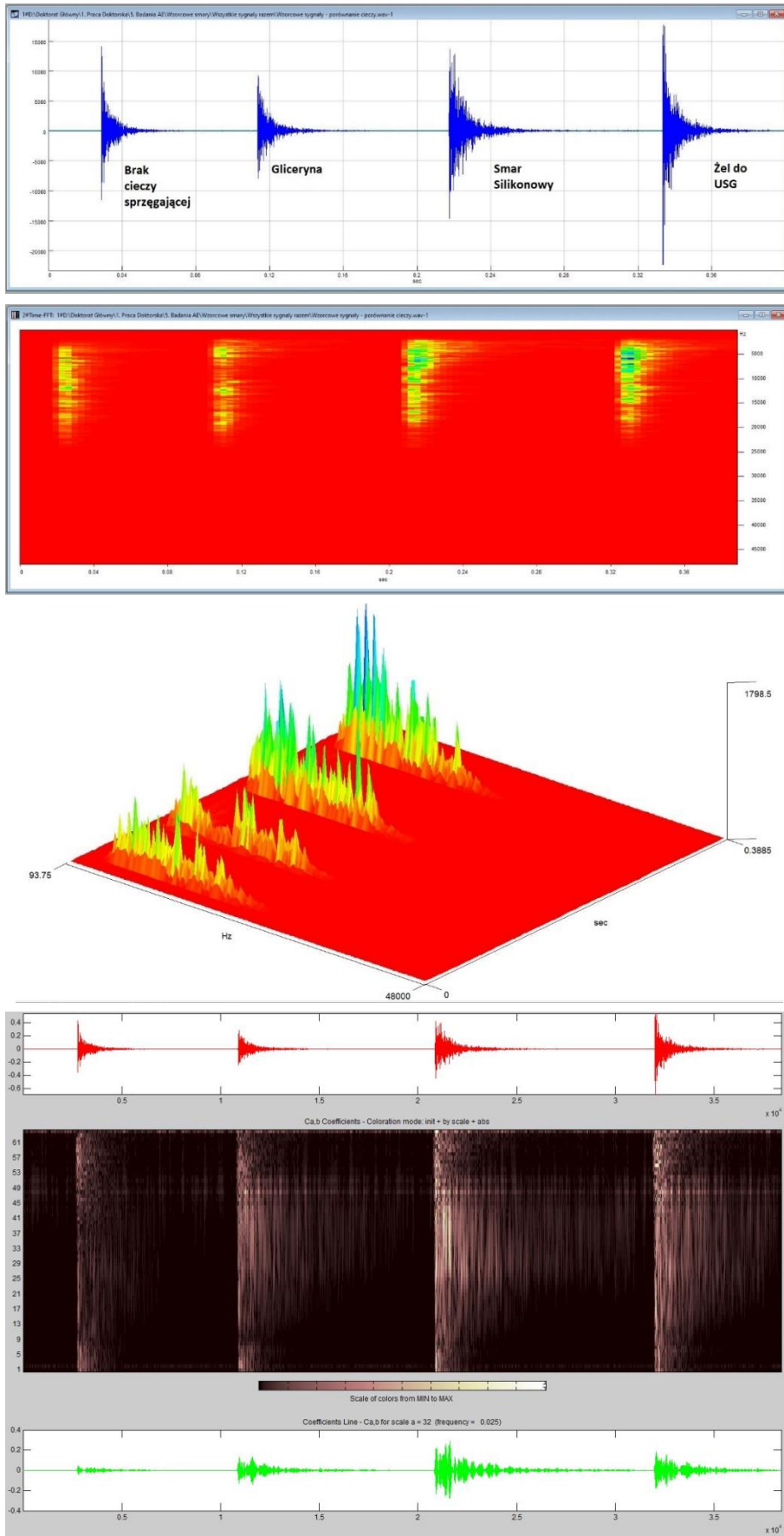
Rys. 6.18. Wyniki pomiarowe z badania przy użyciu gliceryny lekarskiej jako cieczy sprzęgającej (opracowanie własne)



Rys. 6.19. Wyniki pomiarowe z badania przy użyciu smaru silikonowego jako cieczy sprzęgającej (opracowanie własne)



Rys. 6.20. Wyniki pomiarowe z badania przy użyciu żelu do badań ultradźwiękowych jako cieczy sprzęgającej (opracowanie własne)



Rys. 6.21. Zestawienie wszystkich sygnałów dla badanych cieczy testowych i bez cieczy testowej oraz ich opracowanie graficzne (opracowanie własne)

Z przeprowadzonych badań wynika, że najlepiej przewodzi sygnał ciecz sprężająca: smar silikonowy (rys. 6.19) i dlatego w dalszych badaniach autora zostanie tylko ona stosowana.

W czasie wykonywania pomiarów na pompach płuczkowych jednym z największych problemów było wskazanie, który sygnał EA pochodzi od danego modułu zaworowego. W kolejnym etapie prowadzenia badań został dobrany oraz włączony do toru pomiarowego czujnik położenia tłoka (rys. 6.22). Stanowi on pewnego rodzaju znacznik, próg pomiarowy stanowiący odniesienie do wartości pomiaru sygnału i jest propozycja pomiarową autora pracy. Dla prowadzonych badań został wyselekcjonowany czujnik indukcyjny zasilany bezpośrednio z baterii analizatora EA. Był on montowany w pozycji GMP dla danego tłoka. Czujnik ten pozwolił na wskazanie sygnału emisji akustycznej pochodzącego z badanego modułu. Scharakteryzuje każdy sygnał pobrany przez EA na podstawie sekwencji otwierania się zaworów ssąco-tłoczących.



Rys. 6.22. Pomiar położenia tłoka w trakcie pracy – czujnik indukcyjny zamontowany na elemencie badanym (opracowanie własne)

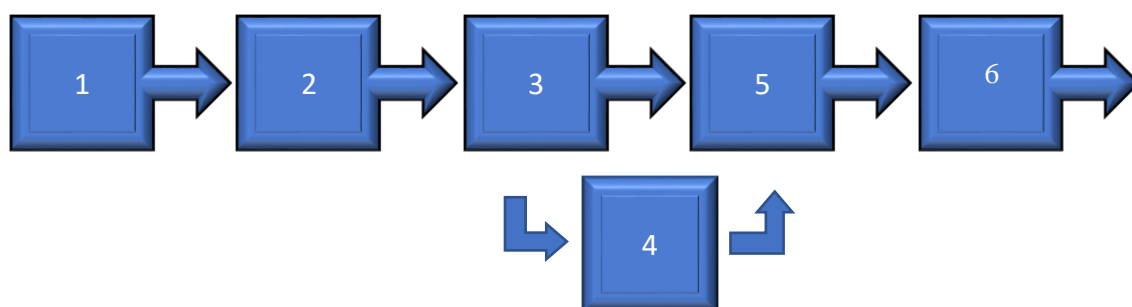
Sygnały pochodzące zarówno z czujnika EA jak i znacznika położenia tłoka przekazywane były bezpośrednio do rejestratorów emisji akustycznej (rys. 6.23).

Pierwsze urządzenie do rejestracji sygnałów EA (zaprojektowany w AM) zasilane było z czterech standardowych akumulatorów typu AA pozwalających na 40-minutową nieprzerwaną pracę urządzenia. Moduł analogowy zawiera wzmacniacz operacyjny, umożliwiający rejestrację sygnałów z sensora piezoelektrycznego o wysokiej impedancji wyjściowej, pracującego w paśmie częstotliwości 1–400 kHz. W dalszej kolejności sygnał użyteczny podlega

filtracji środkowoprzepustowej w celu eliminacji składowych sygnału pochodzących od tzw. tła związanego z pracą innych urządzeń. Schemat blokowy przedstawiono na rysunku 6.24.



Rys. 6.23. Sygnały pochodzące z czujnika EA oraz znacznik położenia tłoka, pochodzenie z rejestratorów emisji akustycznej (opracowanie własne)



Rys. 6.24. Schemat blokowy analizatora emisji akustycznej; 1 – przedwzmacniacz o impedancji dopasowanej do sensora, 2 – filtr środkowoprzepustowy eliminujący sygnały tła, 3 – wzmacniacz o regulowanym wzmacnieniu, 4 – przetwornik wartości skutecznej (RMS), 5 – zewnętrzny sygnał synchronizujący, 6 – 16/24 bitowy przetwornik cyfrowo/analogowy zewnętrznej karty dźwiękowej komputera PC z wyjściem USB (opracowanie własne)

Analogowy sygnał diagnostyczny przekształcany jest na postać cyfrową za pomocą przetwornika analogowo-cyfrowego o rozdzielczości 24 bitów i częstotliwości próbkowania 50 kHz. Plik opisujący pracę pojedynczego punktu pomiarowego składa się z 31 000 próbek sygnału, co odpowiada cyklom pracy danego zaworu pompy w czasie od kilku dziesiątych sekundy do kilku sekund w zależności od prędkości pompy, czyli jest to równoznaczne od kilkunastu do kilkudziesięciu pełnym cyklom pracy pompy. Cyfrowy moduł obróbki sygnału EA bazujący na mikrokontrolerze typu ATMEL AT91SAM7S256 wraz z wyświetlaczem zaprezentowano na rysunku 6.25.



Rys. 6.25. Moduł cyfrowej obróbki sygnału EA zaprojektowany w Politechnice Morskiej w Szczecinie (opracowanie własne)

Zastosowany mikrokontroler ma 32 bitową architekturę i wbudowany moduł komunikacji USB, służący zarówno do instalacji oprogramowania jak i transmisji danych pomiarowych. Mikrokontroler zawiera rdzeń typu ARM 7TDMI. Acronym ARM (*Advanced RISC Machine*) można przetłumaczyć jako ulepszony procesor o „szybkim wykonywaniu rozkazów” co znalazło zastosowanie m.in. w procesach sterowania (kierowania) samochodem (ABS, ABR itp.). Specyfikacja techniczna wymienia następujące istotne parametry:

- 3-stanową magistralę;
- zestaw rejestrów 16×32 bity;
- możliwość wykonania większości rozkazów w jednym cyklu zegarowym;
- optymalizacja kodu programu – 16-bitowe instrukcje przy 32-bitowym rozmiarze danych;
- wydajność 15 milionów operacji stałoprzecinkowych na sekundę przy pracy z częstotliwością 18,432 MHz;
- 64 kilobajty pamięci danych;
- 256 kilobajtów pamięci programowalnej flash do przechowywania oprogramowania;
- 39 uniwersalnych portów wejścia-wyjścia, których funkcja jest ustawiana programowo;
- 8 wejściowych przetworników analogowo-cyfrowych;
- 4 wyjściowe przetworniki o modulacji szerokości impulsu.

Istotną zaletą omawianego mikrokontrolera jest możliwość zaprogramowania go przy użyciu popularnego języka wysokiego poziomu (C++), przy zastosowaniu oprogramowania dostarczonego przez producenta. Wymiar płytek drukowanych – analogowej i cyfrowej z mikrokontrolerem wynosi 10×10 cm. Oprogramowanie zawarte w analizatorze umożliwia łatwą komunikację z komputerem przenośnym za pomocą portu USB. Wszystkie przytoczone powyżej parametry techniczne sprawiły, że omawiany przyrząd charakteryzuje się prostą obsługą, niską ceną, małymi wymiarami oraz małym poborem mocy.

6.4. Wzorcowanie toru pomiarowego w warunkach laboratoryjnych

W procesie wzorcowania toru pomiarowego EA istotne znaczenie ma procedura generacji powtarzalnego sygnału o charakterystyce amplitudowo-częstotliwościowej zbliżonej do wytwarzanych przez rzeczywiste źródła EA. Dobre, wzorcowe źródło powinno być łatwo odtworzalne w każdym laboratorium, jego parametry łatwo mierzalne a zakres częstotliwości dobrze określony [4, 85, 89, 106, 126, 127].

Materiał, źródło EA oraz bodziec EA modeluje się zazwyczaj poprzez wprowadzenie ośrodka liniowo-sprężystego z dynamicznymi źródłami EA. Same zaś dynamiczne źródła EA opisuje się poprzez wprowadzenie dodatkowych zlokalizowanych naprężeń lub odkształceń [4, 12, 13, 83, 85, 100, 127, 131]. Z punktu widzenia obszaru, jakie zajmują dynamiczne źródła EA dzieli się je na źródła punktowe i źródła rozciągłe. W tym drugim przypadku model dynamicznego źródła EA konstruuje się w oparciu o tzw. „równoważną technikę inkluzji” [13, 83, 100]. Polega ona na tym, że obszar źródła zastępuje się strefą inkluzji, będącą materiałem o tych samych właściwościach sprężystych co pozostały ośrodek, ale występują w niej bądź dodatkowe naprężenia bądź dodatkowe niesprężyste odkształcenia. Źródła punktowe wprowadza się w celach porównawczych dla testowania wyników eksperymentalnych sztucznie budowanych dynamicznych źródeł EA; modele rozciągłych źródeł EA służą do analizy rzeczywistych źródeł EA, głównie w ciałach stałych [13, 83, 88, 90, 100, 119].

Stosowane najczęściej sposoby wzorcowania czujników EA [12, 13, 69, 83, 100], z uwagi na czas trwania rejestrowanego sygnału można podzielić na dwie grupy. Do pierwszej należą metody impulsowe wykorzystujące [13, 60, 85, 89, 131]:

- łamanie grafitu ołówkowego umieszczonego w specjalnym uchwycie;
- energię spadającej kulki;
- łamanie kapilary szklanej na bloku metalowym o dużych wymiarach;
- iskrę elektryczną;
- impuls laserowy.

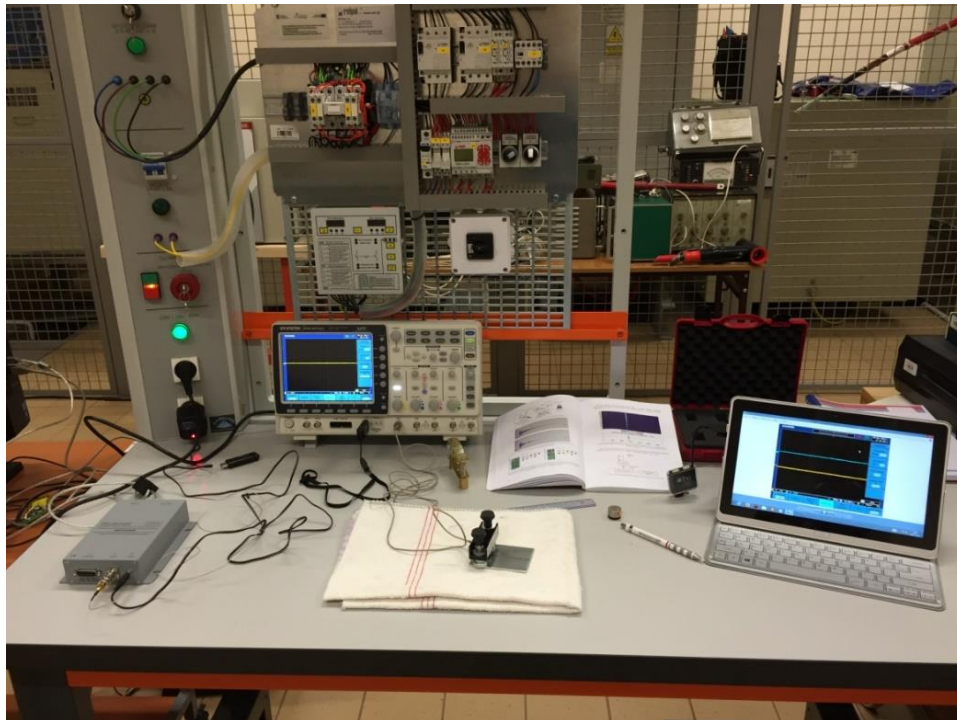
Do drugiej grupy zaliczamy metody wykorzystujące sygnał ciągły (emisja typu szumowego):

- metoda wykorzystująca strumień gazowego helu;
- metoda oparta na zasadzie wzajemności.

Wzorcowanie czujników (opisane w pracach [13, 83, 89, 131]) pozwala potwierdzić jednorodność serii stosowanych czujników oraz ewentualną ich selekcję. Ponadto umożliwia ilościową analizę wyników pomiaru. Wzorcowanie czujników przyczynia się do wykrycia nieprawidłowej odpowiedzi spowodowanej uszkodzeniem czujnika (np. przez silne pole magnetyczne) oraz pozwala łączyć wyniki badań EA w różnych laboratoriach i na różnych urządzeniach.

We wzorcowaniu aparatury do pomiaru emisji akustycznej najszerze zastosowanie na świecie [12, 13, 60, 83] znalazła metoda opracowana przez Nielsena i Hsu, polegająca na badaniu impulsu pochodzącego z łamania grafitu ołówkowego. Może to być źródłem wzorcowych sygnałów EA pod warunkiem, że zostanie przeprowadzony według ścisłej procedury. Metoda Hsu-Nielsen polega na złamaniu pręcika grafitowego osłoniętego przez odpowiednio przystosowaną końcówkę, nakładaną na automatyczny ołówek o średnicy wkładu 0,5 mm i twardości 2H. Głowica oraz wysunięcie rysika na odległość 3 mm zapewnia otrzymanie tego samego kąta przy każdorazowym złamaniu, a tym samym wytworzenie powtarzalnej fali emisji akustycznej. Pomiar sygnału otrzymanego w wyniku złamania grafitu, umożliwia powtarzalne wzorcowanie toru pomiarowego. Metoda ta jest preferowana przy pomiarach nieniszczących i została przyjęta jako norma obowiązująca w krajach Europy Zachodniej oraz w Stanach Zjednoczonych. Tę właśnie metodę zastosowano także w przypadku niniejszej pracy.

W laboratorium Katedra Elektrotechniki i Energoelektroniki Akademii Morskiej w Szczecinie na potrzeby przeprowadzonych badań zostało zaprojektowane i wykonane stanowisko do wzorcowania (rys. 6.26) oraz testowania toru pomiarowego, czujników emisji akustycznej użytych w badaniach.



Rys. 6.26. Stanowisko laboratoryjne stworzone przez doktoranta oraz promotora pomocniczego do wzorcowania czujników EA (badania własne)

Tor pomiarowy składał się z następujących elementów: głowicy wraz z grafitem, czujnika EA firmy Vallen VS-150-M, analizatora EA służącego do rejestrowania generowanych sygnałów EA oraz oscyloskopu i tabletu ze specjalnym oprogramowaniem do graficznej rejestracji sygnałów.

Przeprowadzono wzorcowanie czujników EA zgodnie z przedstawionym na rysunku 6.27, torze pomiarowym.



Rys. 6.27. Schemat układu toru pomiarowego stosowanego w czasie wzorcowania czujnika EA (opracowanie własne)

W celu ujednoczenia odczytu i uzyskania powtarzalności sygnału fali sprężystej dla wykorzystywanego toru pomiarowego zastosowano wymuszenie generowanej fali podczas łamania grafitu (metoda Hsu-Nilsena) [12, 69, 119, 131]. Test Hsu-Nilsena jest metodą generującą impulsowy typ sygnału emisji akustycznej (z ang. *burst emission*).

Po przeanalizowaniu wszystkich dostępnych metod wzorcowania czujników EA zwrócono uwagę na następujące aspekty wykorzystania powyższej metody:

- występuje powtarzalność procesu generacji sygnału/fali;
- łatwość i niska kosztowność;
- możliwość wykorzystania w warunkach eksploatacyjnych [119].

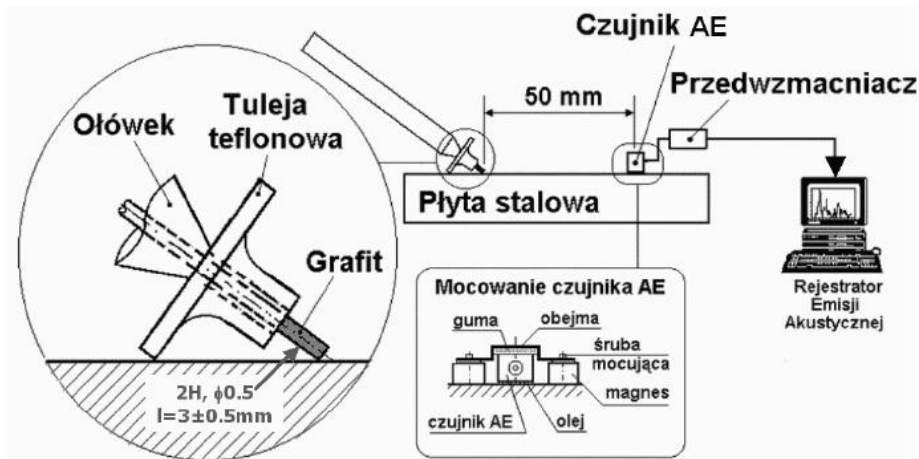
Generowanie sygnału EA w metodzie Hsu-Nilsena (rys. 6.29) odbywa się poprzez łamanie rysika grafitowego w specjalnie do tego przystosowanym ołówku automatycznym (rys. 6.28). Do badań został użyty specjalny ołówek firmy Vallen. Ołówek ten posiada specjalnie przystosowaną głowicę. Łamanie rysika następuje przy kącie nachylenia grafitu około 30° [131].



Rys. 6.28. Ołówek firmy Vallen do wzorcowania metodą Hsu-Nilsena (badania własne)

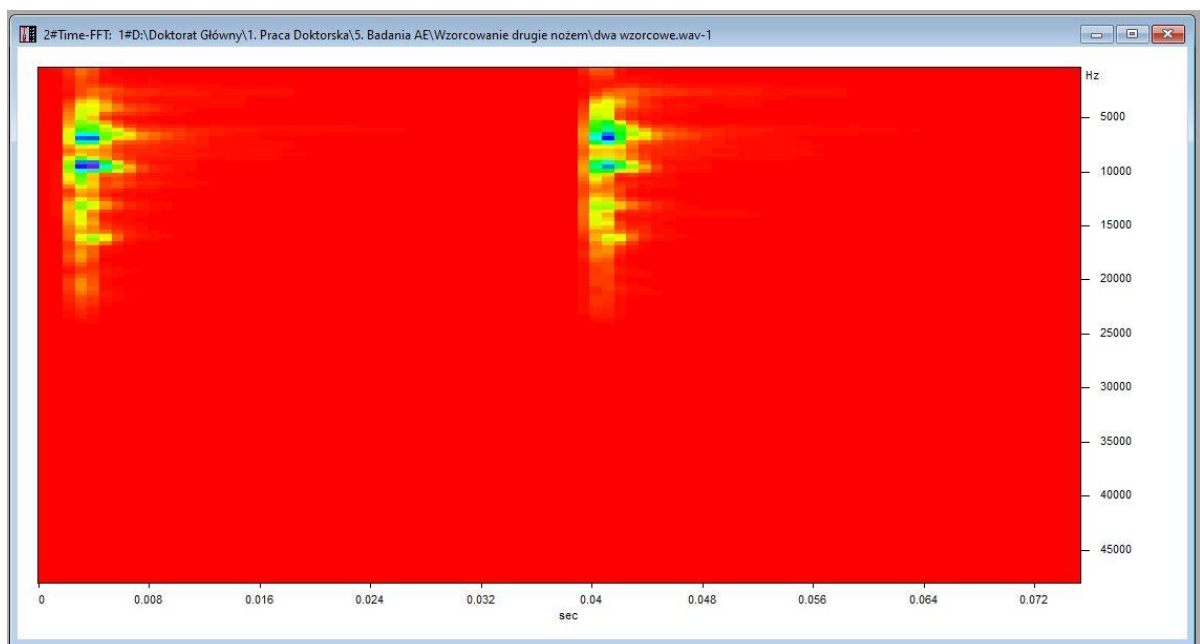
Średnica wkładu grafitowego wynosi 0.5mm. Ważne jest, aby za każdym razem (podczas łamania grafitu) zachować tę samą odległość wysunięcia rysika z głowicy (około 3 mm). Zapewni to powtarzalność generowanej fali (sygnału) emisji akustycznej.

Do mocowania czujnika na płytce pomiarowej został użyty uchwyt firmy Vallen [4] dzięki któremu możliwy był jednakowy, stały docisk sensora o sile równej 50N (według charakterystyki producenta). Ponieważ rozpatrujemy również fale sprężyste EA w zakresie ultradźwiękowym (powyżej 20 kHz), pomiędzy czujnikiem a płytą, zastosowano ciecz sprzęgającą (smar silikonowy OKS 1110). Zapewniło to zmniejszenie rozproszenia się fali na granicy ośrodków.

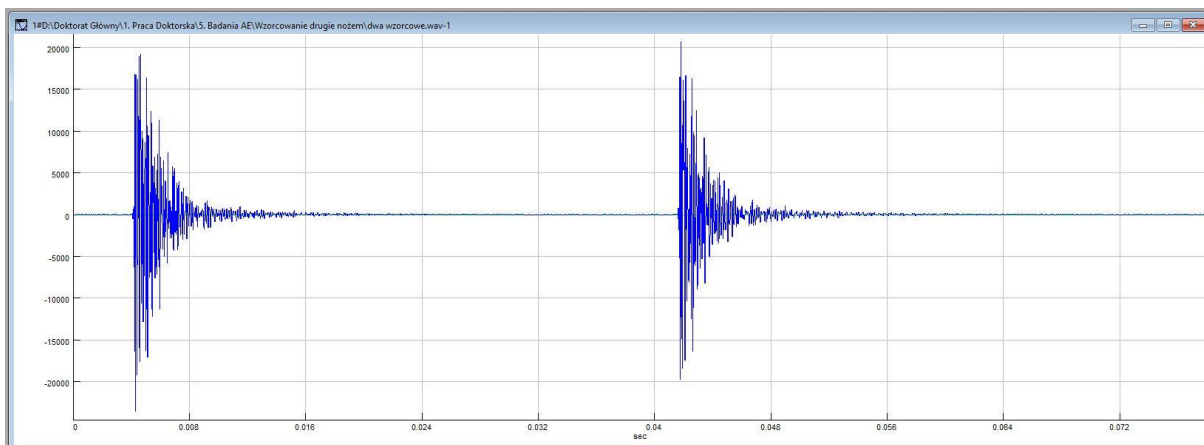


Rys. 6.29. Schemat ideowy wzorcowania czujnika EA za pomocą metody Hsu-Nilsena [131]

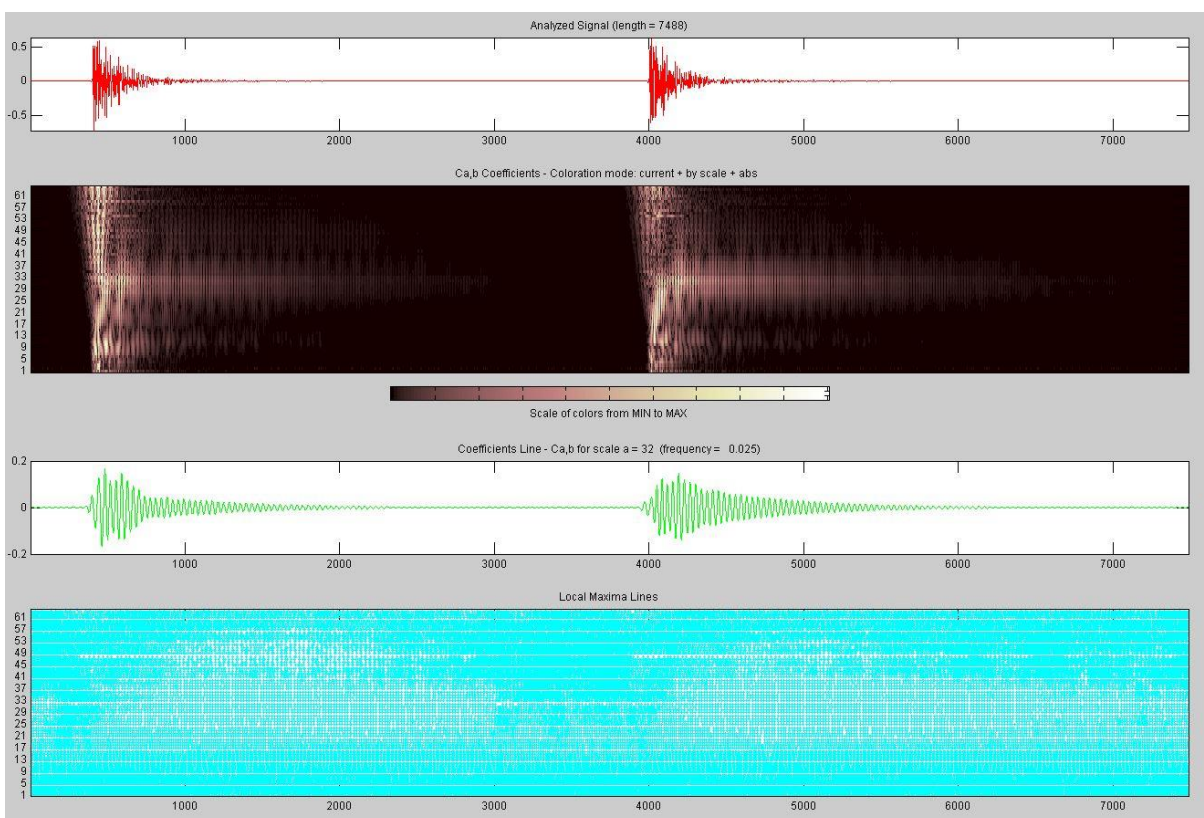
Do oceny toru pomiarowego wykorzystano 10 uśrednionych sygnałów EA zarejestrowanych podczas wzorcowania, dokumentację obrazową przedstawiono na rysunkach 6.30–6.32.



Rys. 6.30. Graficzna ilustracja wybranych dwóch wyników pomiarowych (badania własne)

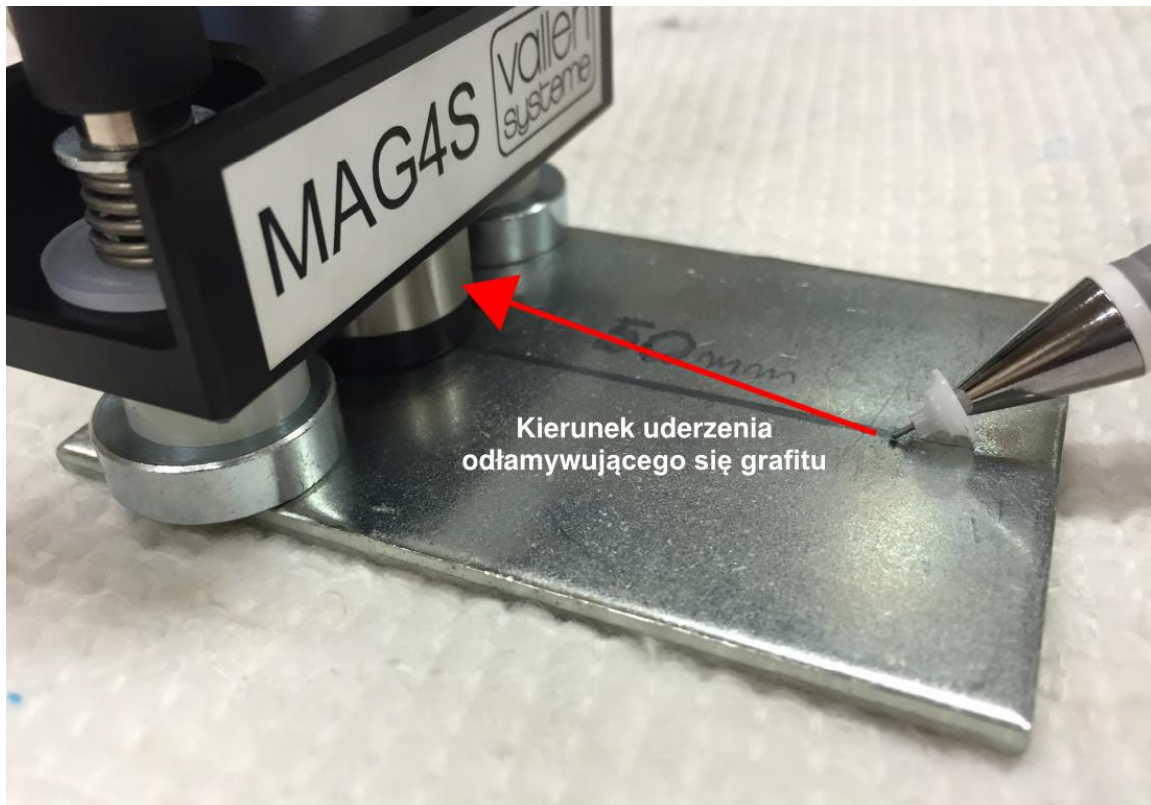


Rys. 6.31. Graficzna ilustracja wybranych dwóch wyników pomiarowych (opracowanie własne)

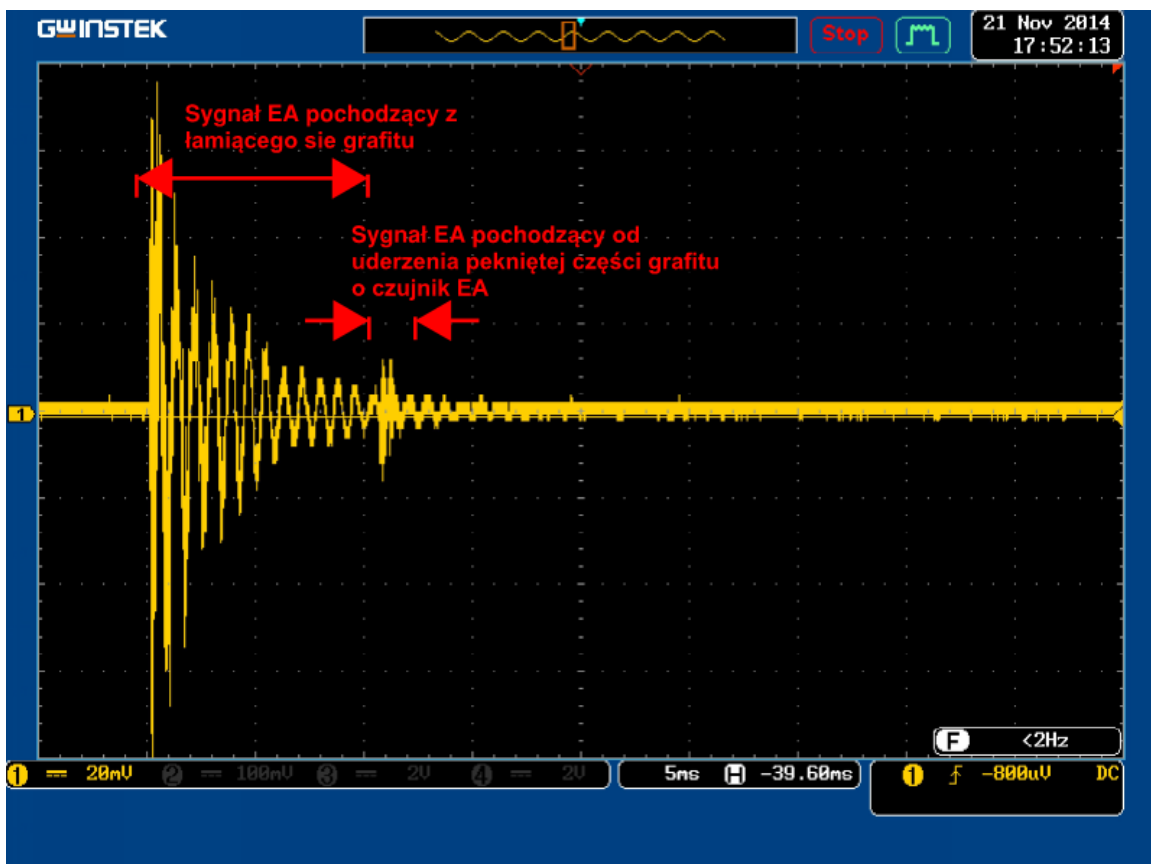


Rys. 6.32. Graficzna ilustracja wyników pomiarowych (badania własne)

W czasie przeprowadzania badań wzorcowych za pomocą metody Hsu-Nilsena stwierdzono, iż bardzo ważne jest usytuowanie głowicy z grafitem na płytce w odpowiednim kierunku. Na podstawie badań doświadczalnych można wykazać, że w sygnale wzorcowania może wystąpić dodatkowy pik związany z odbiciem złamanego już grafitu spowodowanego złym ustawieniem głowicy na płytce pomiarowej (rys. 6.33). Na rysunku 6.34 widać sygnał EA, który przedstawia najpierw łamanie grafitu a później uderzenie odłamanej części o czujnik EA.

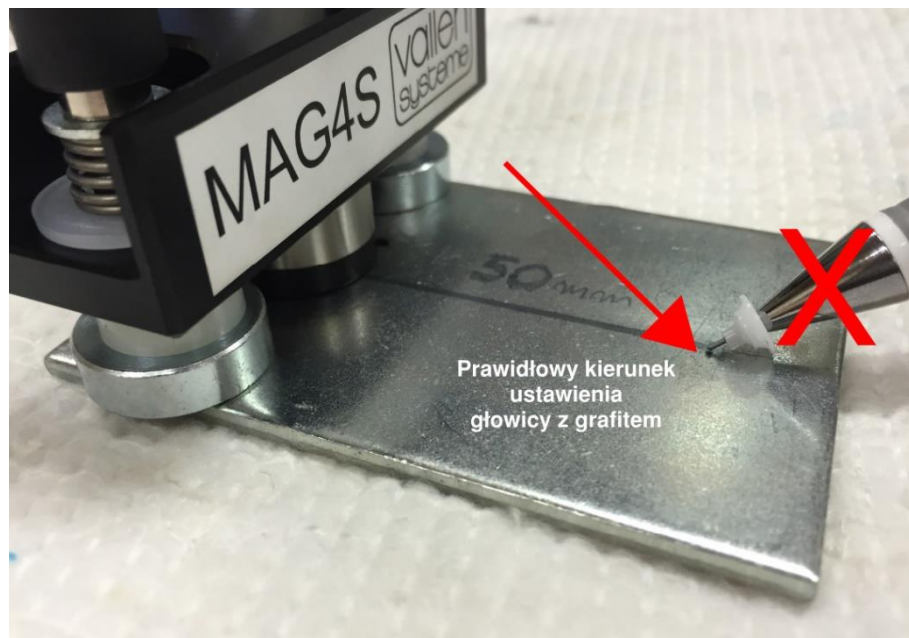


Rys. 6.33. Graficzna ilustracja wyników pomiarowych (badania własne)



Rys. 6.34. Graficzna ilustracja sygnałów EA w czasie wzorcowania (opracowanie własne)

Proponuje się zatem, aby w trakcie wzorcowania (z użyciem metody Hsu-Nilsena) głowica z grafitem skierowana była w kierunku przeciwnym niż umiejscowienie czujnika EA, co pozwoli na uniknięcie występowania niepożądanych sygnałów/pików na rejestrowanym sygnale (rys. 6.35).



Rys. 6.35. Prawidłowe ustawienie głowicy na płytce (opracowanie własne)

7. Badania obiektów w warunkach rzeczywistych

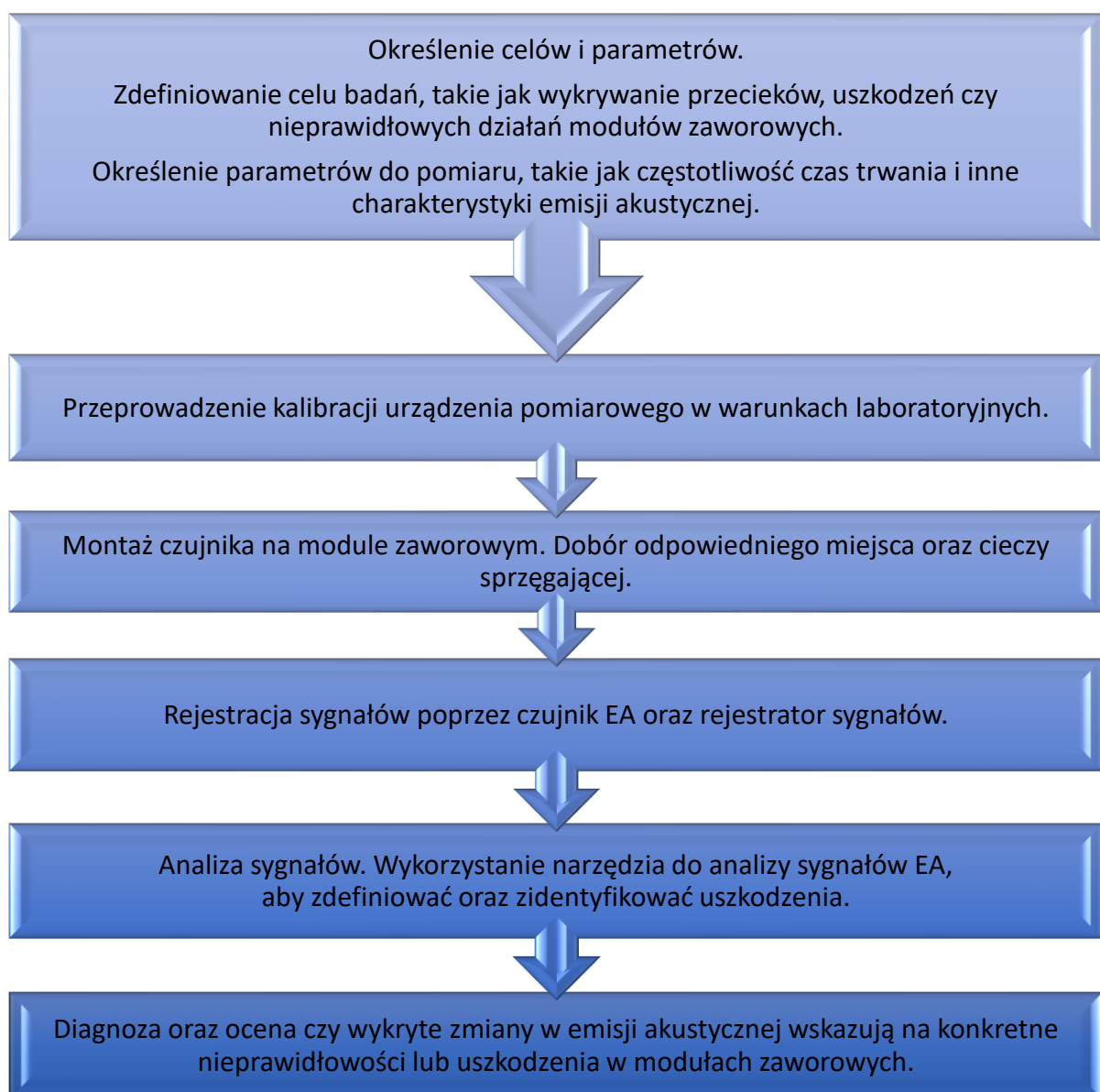
W celu porównania obiektów w różnych środowiskach, badania przeprowadzono zarówno w warunkach eksploatacyjnych morskich jak i lądowych. Obiekt analizy stanowiły pompy płuczkowe (typu „triplex”). Pomiary dokonane zostały na trzech obiektach wiertniczych oraz na dwóch rodzajach pomp różniących się pod względem konstrukcji bloków



Rys. 7.1. Lądowe platformy wiertnicze: po lewej odwiert Grotów 4, po prawej odwiert Grotów 10 (opracowanie własne)

zaworowych. Podczas wykonywania badań na wytypowanych obiektach, w każdym przypadku miejsce usytuowania czujnika pomiarowego dobierano doświadczalnie w celu porównania jakości pobieranych sygnałów poprzez czujnik EA oraz możliwości znalezienie miejsca pomiarowego, które w najlepszy sposób odwzorowuje procesy zachodzące w parze zawór–gniazdo w czasie pracy pompy. W każdym obiekcie i w każdym punkcie pomiarowym wykonano po trzy pomiary, a wyniki do analiz badawczych uśredniono. Pomiary zostały przeprowadzone na morskim statku wiertniczym opisanym w pierwszej części doktoratu oraz na dwóch platformach lądowych (rys. 7.1) w Polsce na odwiertach przeprowadzanych w okolicach Poznania.

Podczas badań przeprowadzono analizę i syntezę procesu pomiarowego związanego z detekcją sygnałów emisji akustycznej monitorujących prace zaworów pompy płuczkowej. Przyczyniło się to do potwierdzenia tez cząstkowych przedstawionych w rozdziale 4 pracy.



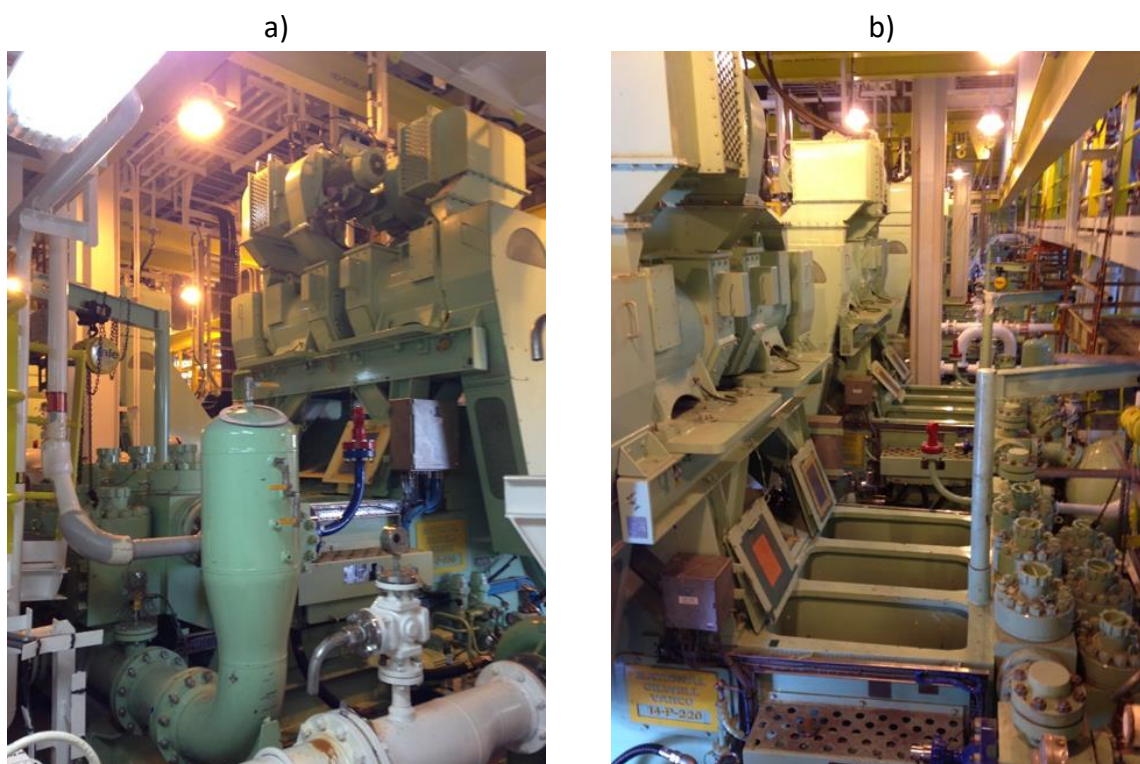
Rys. 7.2. Schemat postępowania przy analizie sygnałów EA powstałych w czasie badań (opracowanie własne)

Badania doświadczalne zostały przeprowadzone w dwóch wytypowanych miejscach na bloku zaworowym. Obróbce sygnału zostały wyodrębnione analizy przedstawiające cały cykl suwów trzech tłoków wraz z momentami zamykania się zaworów. Na sygnałach tych można zobrazować momenty zamykania się zaworów tłocznych oraz ssących. Poniżej przedstawione zostały wyniki pomiarowe dla czujnika umiejscowionego z boku bloku zaworowego zaworu ssącego. Pomiaru wykonywane na tej pompie były pierwszymi jakie zostały wykonane dla tej pracy. W następnych badaniach prowadzonych na innych pompach zostały wprowadzone zmiany, które pozwoliły na dokładne zobrazowanie momentu, który zawór otwiera się dla danego tłoka w GMP. Pozwala to na dokładniejszy opis zjawisk zachodzących w poszczególnych blokach zaworowych oraz na dokładniejsze wykrycie przecieku na parze gniazdo–zawór. Wszystkie pobrane sygnały w czasie badań zostały poddane analizie według schematu/algoritmu przedstawionego na rysunku 7.2.

7.1. Badania prowadzone w warunkach eksploatacyjnych morskich

Pierwszy z obiektów to statek wiertniczy posiadający wysokociśnieniową pompę płuczkową typu 14-P-220 wyprodukowaną przez firmę NOV (rys. 7.3).

Pompa ta posiada bloki zaworowe tłoczne oraz ssące mocowane do siebie połączeniem śrubowym (rys. 7.4, 7.5). Jest to bardzo istotne, ponieważ w przypadku prowadzenia badań na bloku zaworowym ssącym, sygnały z bloku zaworowego tłoczego nie są mocne z powodu załamania się fal przy połączeniu bloków zaworowych.

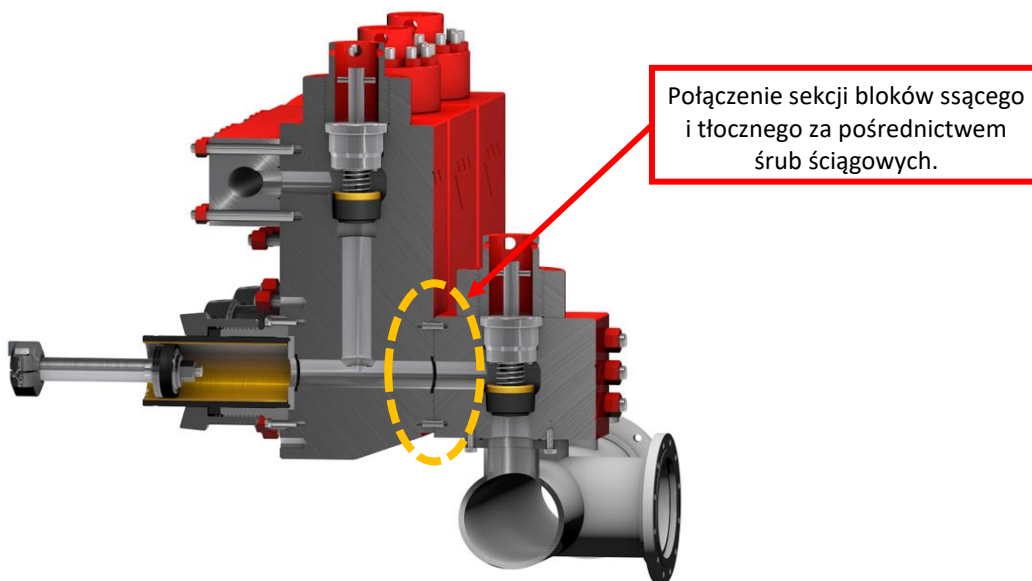


Rys. 7.3. Pompa płuczkowa typu 14-P-220; a) widok na przód pompy, b) zdjęcie pompowni na statku wiertniczym (opracowanie własne)



Połączenie sekcji bloków ssącego i tłocznego za pośrednictwem śrub ściągowych.

Rys. 7.4. Bloki zaworowe łączone połączeniami śrubowymi (opracowanie własne)

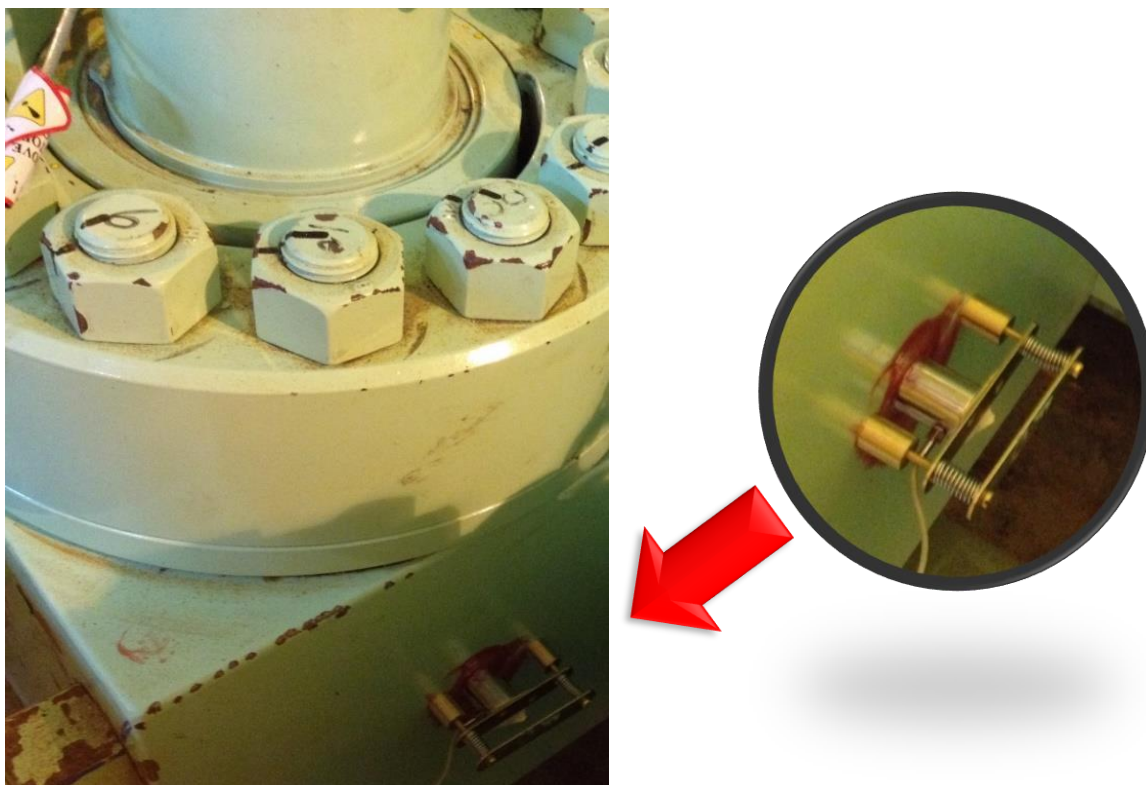


Połączenie sekcji bloków ssącego i tłocznego za pośrednictwem śrub ściągowych.

Rys. 7.5. Przekrój modułu zaworowego ze wskazaniem połączenia śrubowego bloków tłocznego z ssącym (opracowanie własne)

Wyniki pomiarowe opracowano na podstawie badań:

- Obiekt – pompa 14-P-220;
- Miejsce mocowania czujnika – bok bloku zaworowego tłocznego (rys. 7.6);
- Ciecz sprężająca – smar silikonowy.

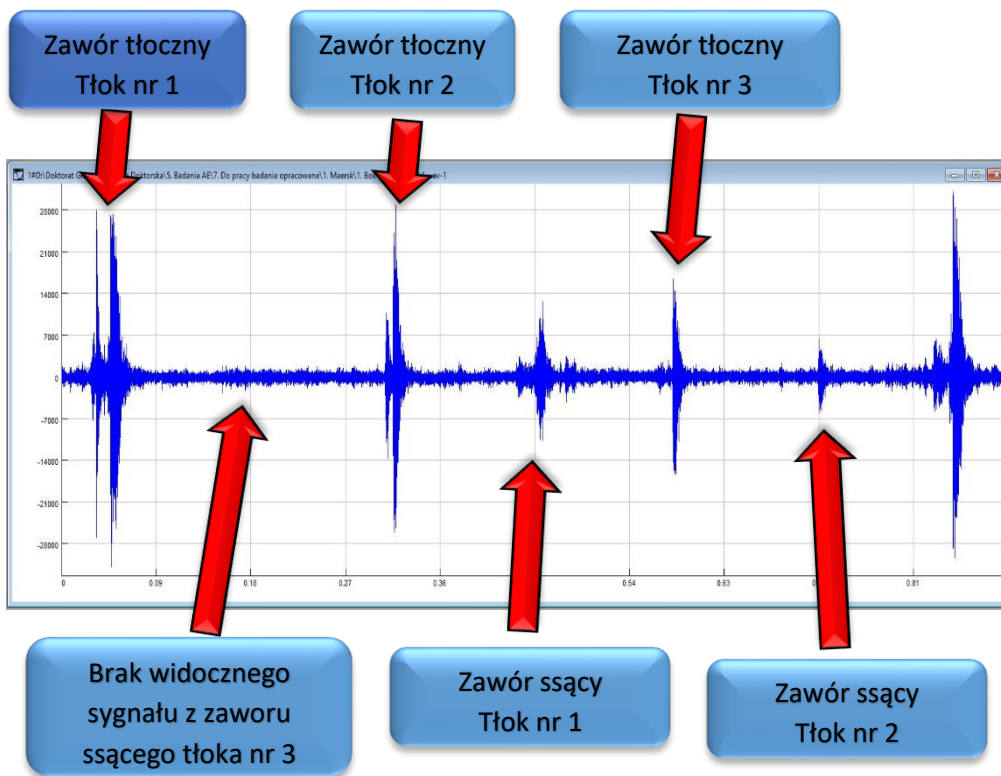


Rys. 7.6. Mocowanie czujnika na boku bloku zaworowego (opracowanie własne)

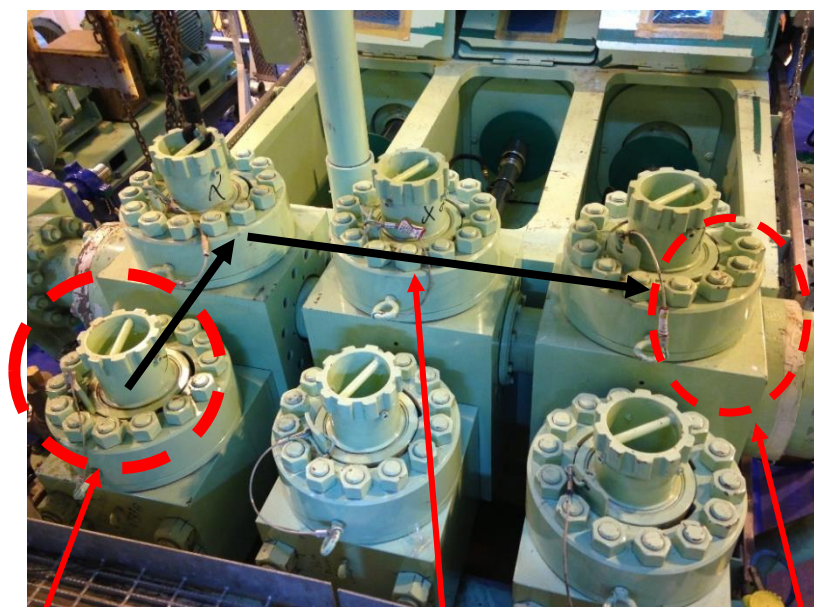
W przypadku analizy sygnałów ważnym jest, aby dokładnie orientować się, który sygnał odpowiada właściwemu zaworowi. Dlatego przed każdym opracowaniem wyników porównywano dokładnie każdy uzyskany sygnał z sygnałem reprezentatywnym – wzorcowym, uzyskanym dla każdego indywidualnego zaworu i określano przez porównanie, na widmie pomiarowym jego położenie względem innych zaworów (rys. 7.7).

W danej serii pomiarowej zauważono, iż nie został wychwycony sygnał zaworu ssącego z bloku zaworowego zamontowanego na tłoku nr 3. Prawdopodobnie jest to spowodowane dużą liczbą połączeń między blokami zaworowymi co powoduje odbicia i załamania fal (rys. 7.8). Jest to jedna z tez cząstkowych, która została udowodniona i poparta badaniami. Potwierdzono, że **droga pomiędzy czujnikiem EA a miejscem, z którego chcemy odczytać dany sygnał powinna być jak najkrótsza z jak najmniejszą ilością łączeń materiałowych, ponieważ prowadzą one do zakłócania bądź zaniku sygnału EA w czasie jego drogi do czujnika.** Wiadomym jest bowiem zgodnie z [12, 69, 90, 119], że odczyt sygnału w zakresie wysokich częstotliwości (około 300 kHz) powoduje również wygaszanie fal w dalszej odległości od źródła sygnału. Co potwierdza słuszność postawionej tezy.

Na rysunku 7.9 przedstawiono kolejno charakterystyki sygnału źródłowego EA, analizy częstotliwościowej, falkowej – z zastosowaniem falki Haara oraz analizy amplitudowo-czasowo-częstotliwościowej badanego obiektu – pompy 14-P-220, z miejscem mocowania czujnika – bok bloku zaworowego tłoczego.

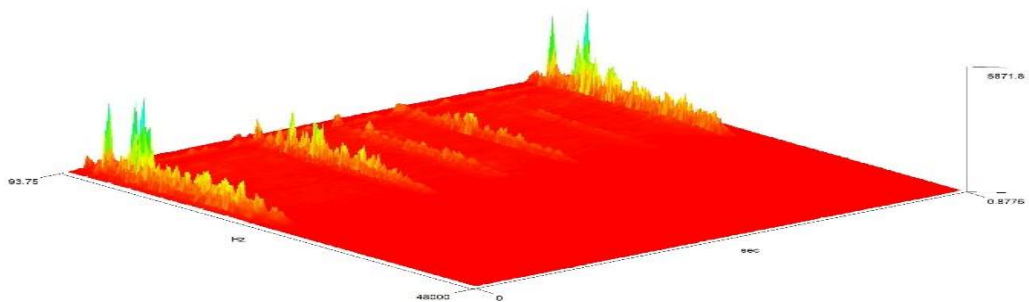
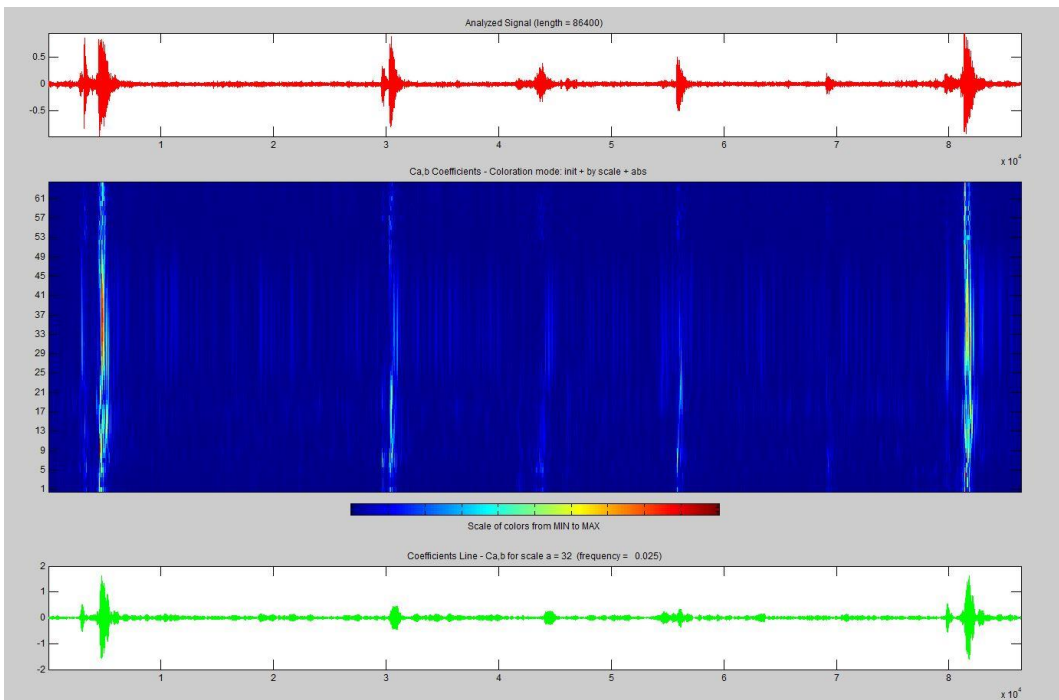
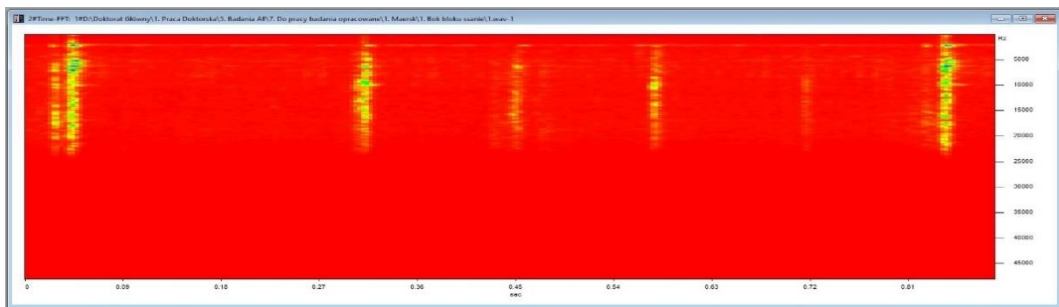
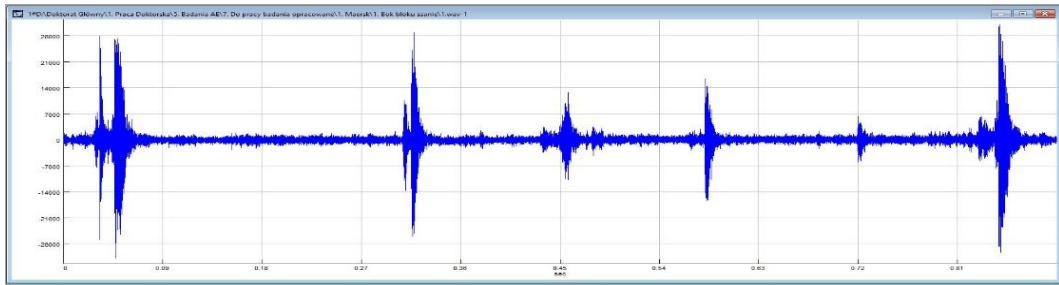


Rys. 7.7. Graficzne określenie sygnału pomiarowego EA zaworu w zależności od jego położenie względem innych zaworów w pompie 14-P-220 z miejscem mocowania czujnika – bok bloku zaworowego tłocznego



Zawór ssący, z którego nie można odebrać sygnału Droga jaką musi pokonać sygnał EA zanim dotrze do sensora Miejsce pomiarowe w danej serii

Rys. 7.8. Widok rzeczywisty elementu pompy płuczkowej i pomiarem sygnału EA zaworu w zależności od jego położenie względem innych zaworów oraz schemat drogi przechodzenia sygnału przez badany element z zaznaczonym miejscem pomiarowym (opracowanie własne)

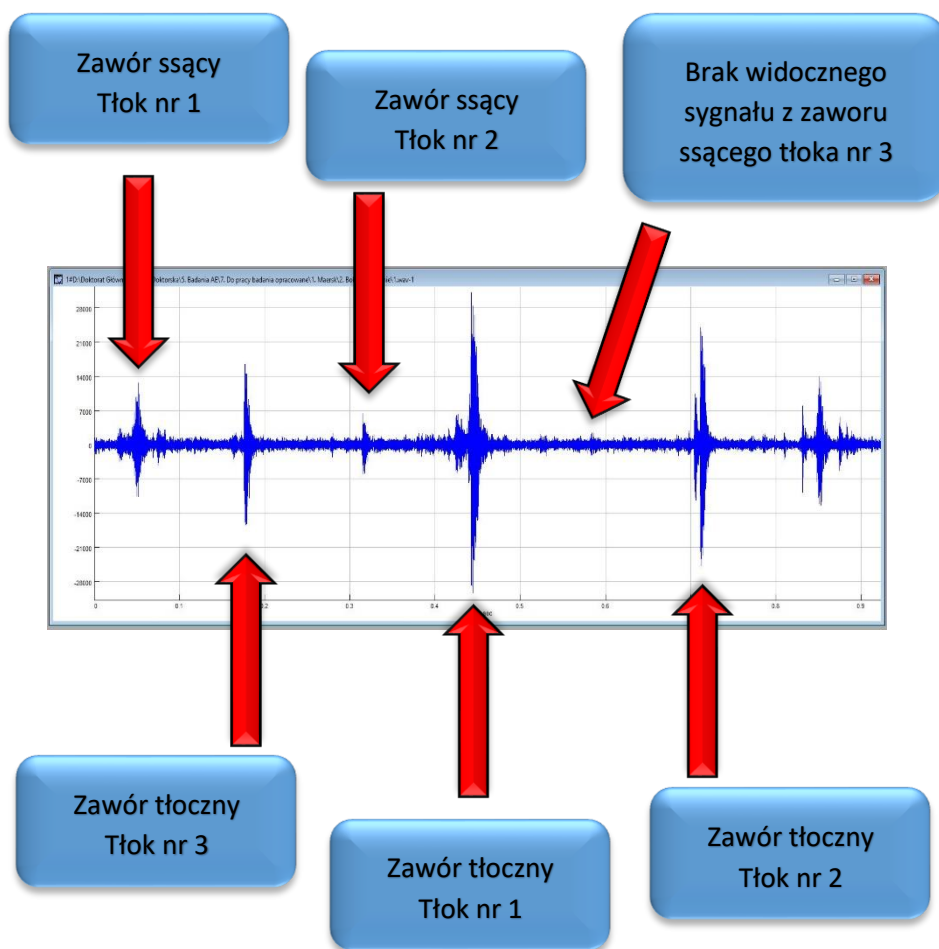


Rys. 7.9. Sygnał źródłowy, analiza: częstotliwości, falkową – z zastosowaniem falki Haara, oraz analizy amplitudowo-czasowo-częstotliwościowej dla badanego układu zaworów w pompie 14-P-220 z miejscem mocowania czujnika – bok bloku zaworowego tłocznego

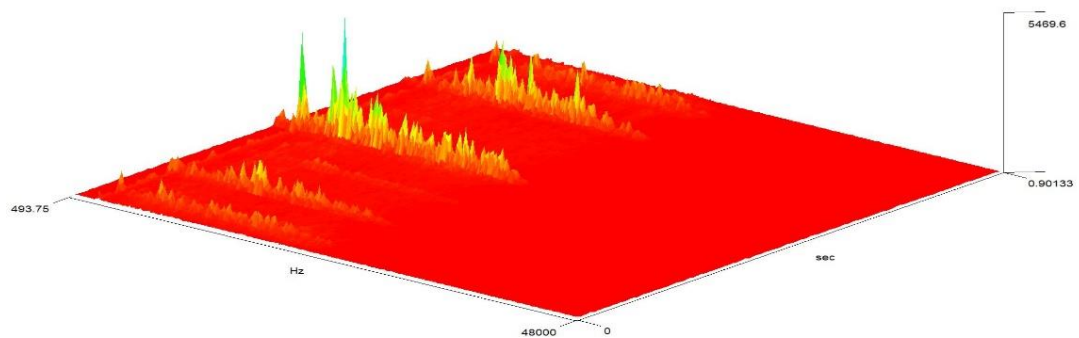
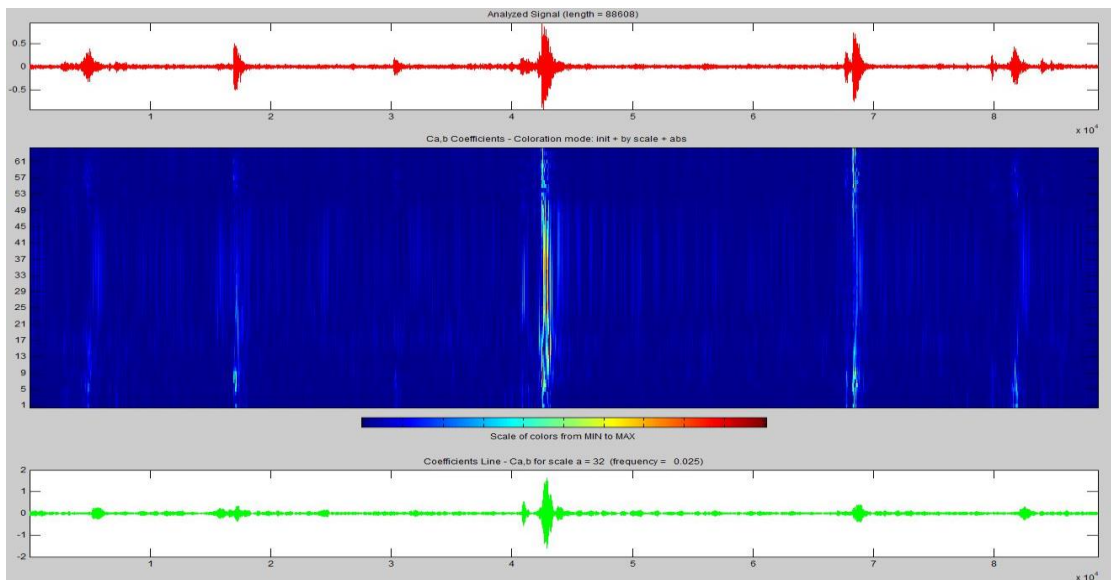
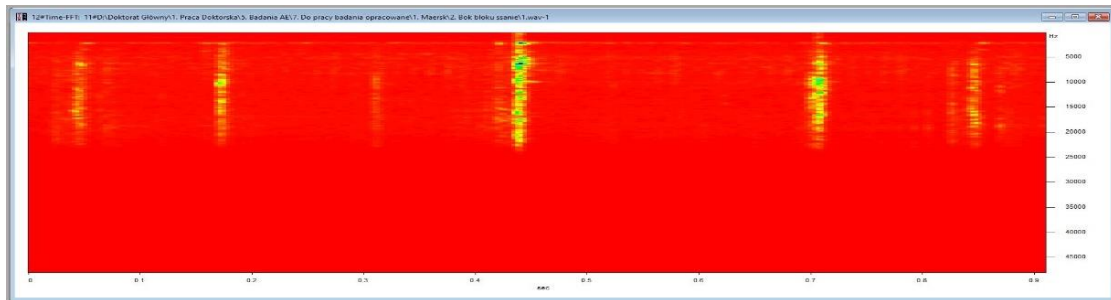
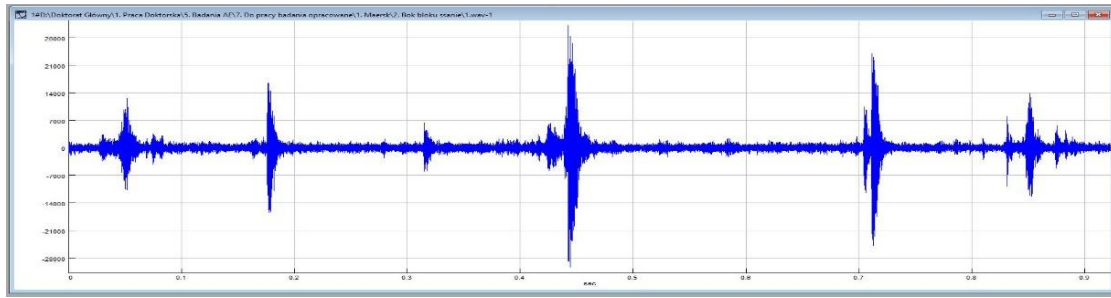
Kolejne wyniki pomiarowe opracowano na podstawie badań:

- Obiekt – pompa 14-P-220;
- Miejsce mocowania czujnika – bok bloku zaworowego ssącego;
- Ciecz sprężająca – smar silikonowy.

Scharakteryzowano sygnały pochodzące od poszczególnych zaworów w danej serii pomiarowej i przedstawiono na rysunku 7.10. Na rysunku 7.11 zaprezentowano kolejno charakterystyki sygnału źródłowego EA, analizy częstotliwościowej, falkowej – z zastosowaniem falki Haara oraz analizy amplitudowo-czasowo-częstotliwościowej badanego obiektu – pompy 14-P-220 z miejscem mocowania czujnika – bok bloku zaworowego ssącego. Zauważono, iż brak jest sygnału z zaworu ssącego, tłoka nr 3 z powodu dużej odległości od czujnika EA.



Rys. 7.10. Graficzne określenie sygnału pomiarowego EA zaworu w zależności od jego położenie względem innych zaworów w pompie 14-P-220 z miejscem mocowania czujnika – bok bloku zaworowego ssącego



Rys. 7.11. Sygnał źródłowy, analiza: częstotliwości, falkową – z zastosowaniem falki Haara oraz analizy amplitudowo-czasowo-częstotliwościowej dla badanego układu zaworów w pompie 14-P-220 z miejscem mocowania czujnika – bok bloku zaworowego ssącego

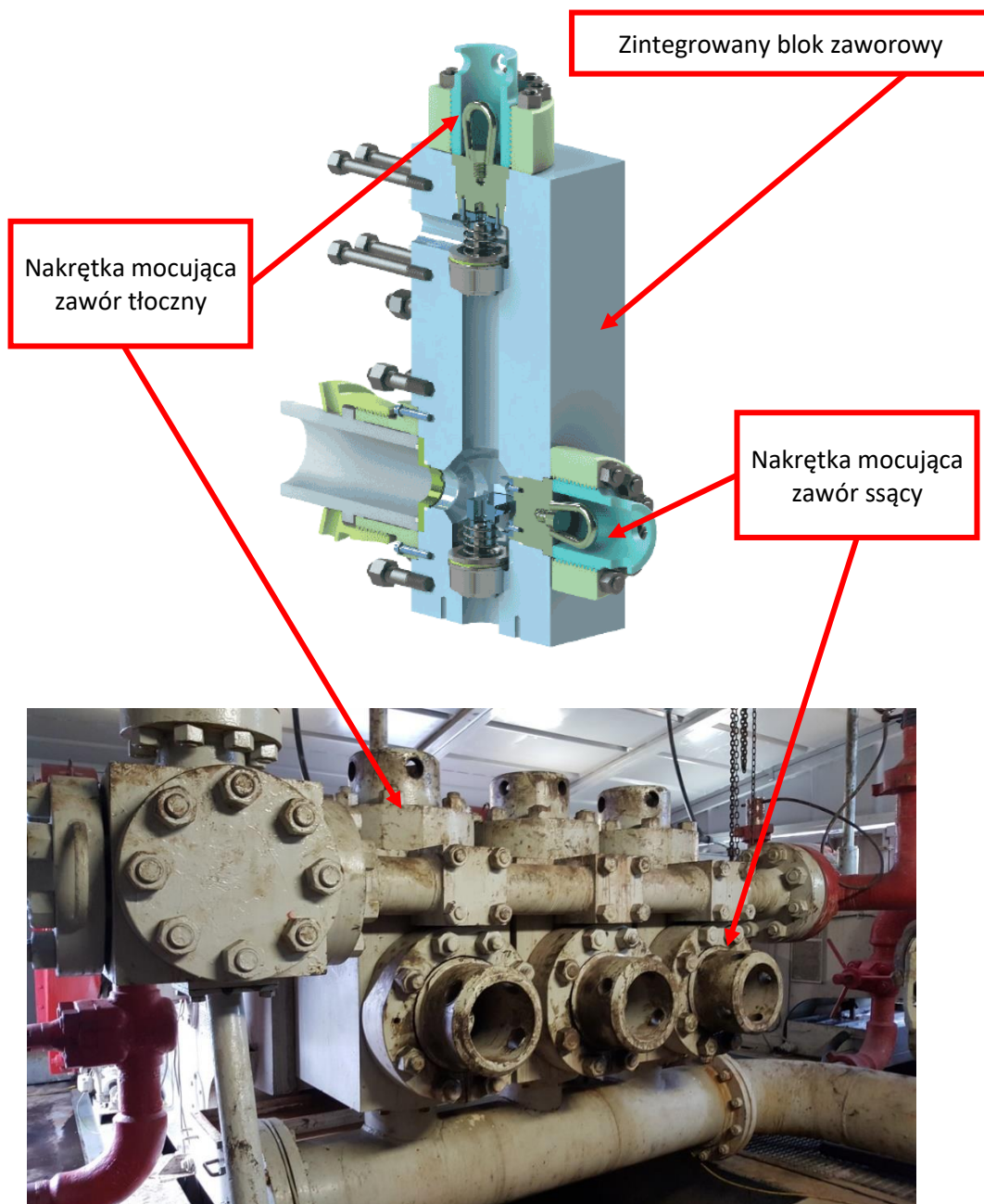
7.2. Badania prowadzone w warunkach eksploatacyjnych lądowych

Przedstawione poniżej badania wykonano na dwóch wiertniach lądowych koło Poznania (Grotów 4 oraz Grotów 10). Obydwa odwierty były wykonywane przez firmę wiertniczą Exalo Drilling, która umożliwiła doktorantowi wykonanie pomiarów na pompach płuczkowych w czasie prowadzenia prac wiertniczych (rys. 7.12). Obiekt analizy na obydwu odwiertach stanowiły pompy, o takiej samej konstrukcji bloków zaworowych IDECO T-1300. Obydwie pompy z wiertni lądowych różnią się konstrukcyjnie od tej, na której były wykonywane pomiary na statku wiertniczym.



Rys. 7.12. Pomiary badawcze na odwiercie Grotów 4 oraz Grotów 10, zespół Profesora Bejgera (opracowanie własne)

Pompa IDECO T-1300 posiada zintegrowane bloki zaworowe (rys. 7.13). Oznacza to, że zawór ssący oraz tłoczny dla danego tłoka, zamontowane są w tym samym bloku zaworowym. Konstrukcja taka zmniejsza ilość części używanych w blokach zaworowych niż przypadku rozwiązania opisanego wcześniej, ale pochłania większe koszty w przypadku wymiany całego modułu. W przypadku badań za pomocą emisji akustycznej pozwala konstrukcja taka na wychwycenie wszystkich sygnałów pochodzących od wszystkich zaworów, ze względu na mniejszą liczbę połączeń, które powodują zanikanie fali EA w czasie jej drogi do czujnika.



Rys. 7.13. Widok i schemat pompy IDECO T-1300 z zintegrowanym blokiem zaworowym (opracowanie własne)

Ważnym zauważeniem jest to, że aby określić sekwencje zamykania się zaworów przedstawioną na pobranym sygnale EA użyto równoległe z czujnikiem EA sensora pomiaru położenia tłoka. Dało to autorowi pełen obraz zjawisk zachodzących w modułach zaworowych w odpowiedniej kolejności.

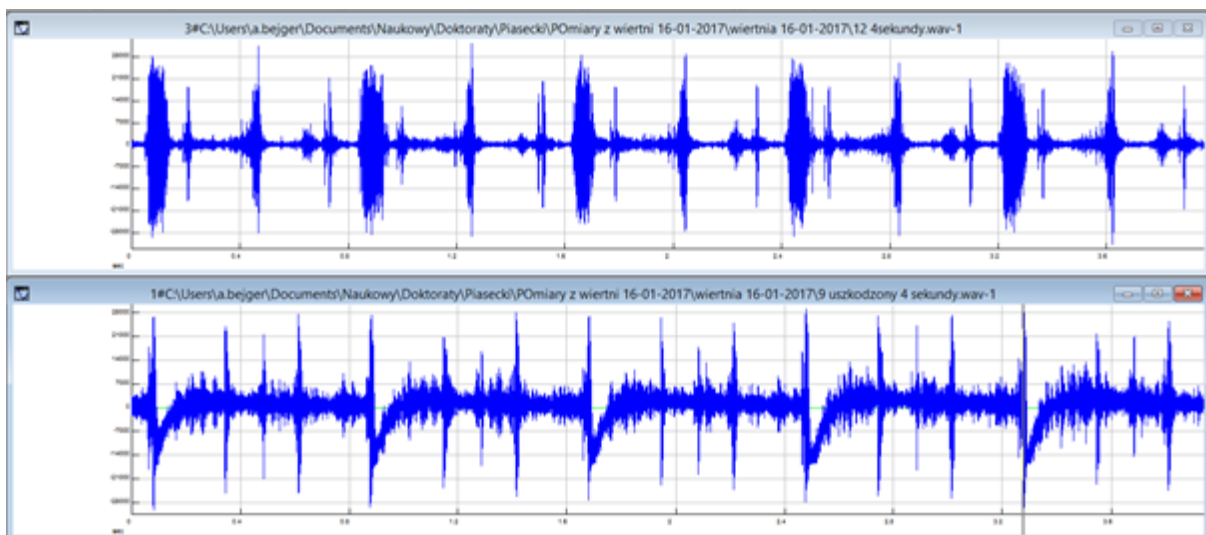
7.3. Analiza wyników doświadczalnych

Ciśnienie w module zaworowym osiąga wartości bliskie 515 bar. W przypadku przecieków związanych ze zużyciem układu tłok-cylinder, występuje symptom w postaci

zanieczyszczenia wody chłodzącej tuleje (widoczny już w przypadku niewielkich uszkodzeń), ponieważ pracując w układzie zamkniętym (obiegowym), powraca ona ponownie do zbiornika wody chłodzącej. Problem pojawia się zarówno w przypadku zaworów tłocznych jak i ssących. Występują tutaj nie dające symptomów zewnętrznych przecieki (z ang. *wash-out*). Głównym problemem jest stwierdzenie, który z zaworów jest uszkodzony bądź w którym z nich, pojawiają się zakłócenia w jego funkcjonowaniu.

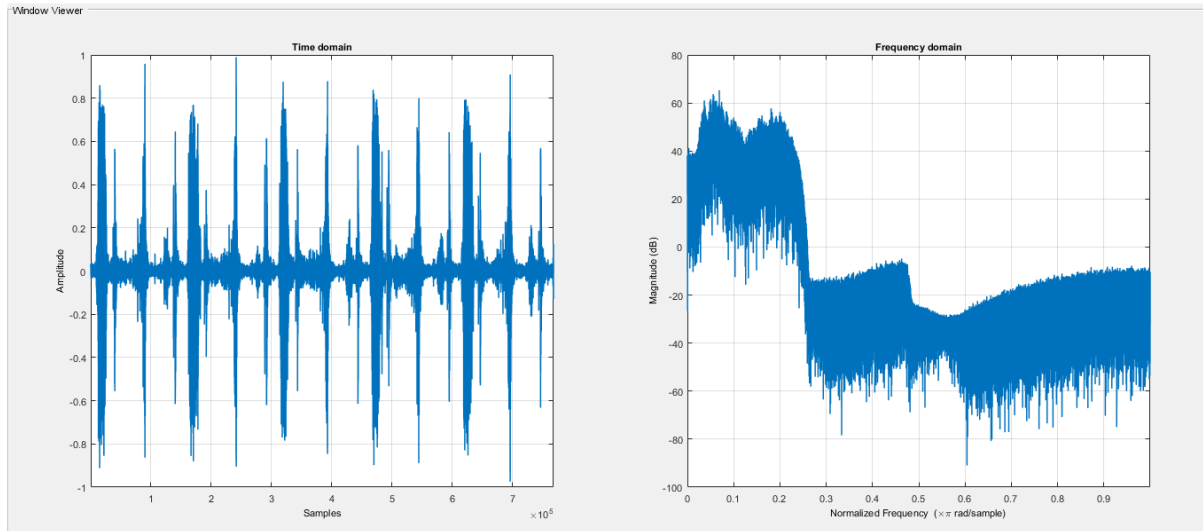
Badania oparto o jedno z najbardziej popularnych rodzajów pomp stosowanych na statkach wiertniczych (ale także w wiertniach lądowych) typu triplex 14-P-220 mud pump made by NOV.

Jak wspomniano we wcześniejszych rozdziałach, wykorzystano tu zjawiska zachodzące podczas rozprzestrzeniania się fal sprężystych emisji akustycznej. Po odpowiednim wyselekcjonowaniu miejsc pomiarowych, uzyskano sygnał źródłowy fal sprężystych EA (rys. 7.14). Wiadać na nim kolejne (opisane wcześniej) etapy pracy pompy oraz w szczegółowy sposób uzyskano sygnały pochodzące od konkretnych elementów. Jednocześnie, na rysunku zaprezentowano analizę porównawczą sygnału pochodzącego od prawidłowo pracującej pompy (bez uszkodzeń) oraz od pompy z początkowym stadium uszkodzenia wkładki elastomerowej zaworu. Z eksploatacyjno-diagnostycznego punktu widzenia jest to na tyle interesujący sygnał, że **występująca niesprawność nie generuje jeszcze żadnych symptomów zewnętrznych**. Daje ona możliwość „przewidywania” stanu technicznego z odpowiednim wyprzedzeniem. W badanym przypadku, stan zaworu nie wymusza jeszcze konieczności zatrzymania procesu wiercenia, a jedynie zaplanowania naprawy.

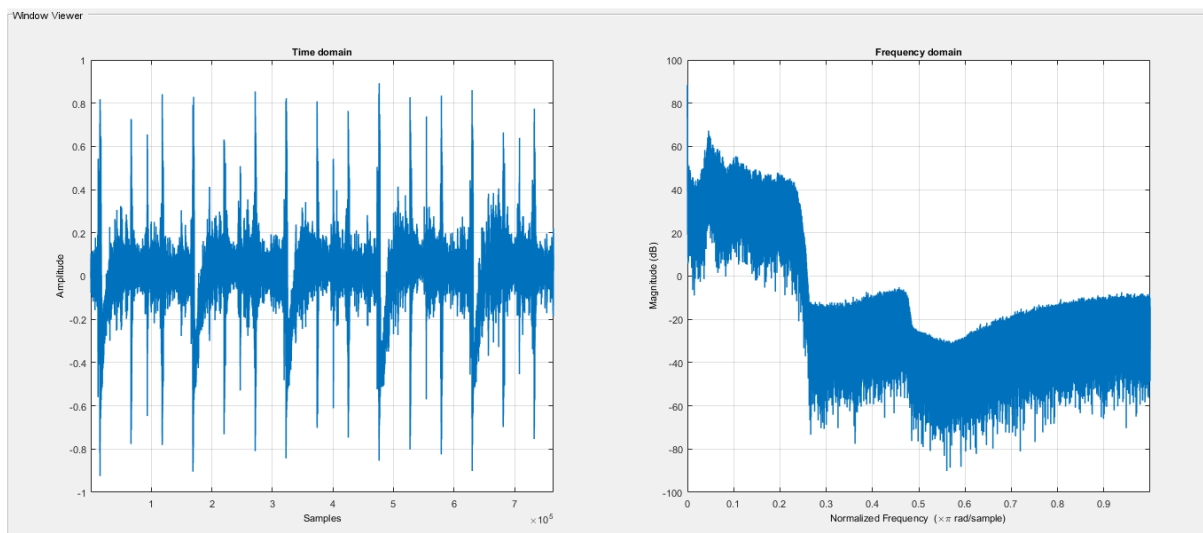


Rys. 7.14. Zmiana sygnału wywołanego uszkodzeniem układu zawór–gniazdo. Porównanie sygnału źródłowego fal sprężystych emisji akustycznej pochodzących od prawidłowo pracującego układu zaworowego pomy płuczkowej (górną część rysunku) oraz wczesnego stanu uszkodzenia tego układu (dolną część rysunku)

Dla potwierdzenia poprawności uzyskanego sygnału dokonano takiego samego badania, ale sygnały poddano analizie w środowisku Matlab. Uzyskane wyniki zaprezentowano na rysunkach 7.15 oraz 7.16.



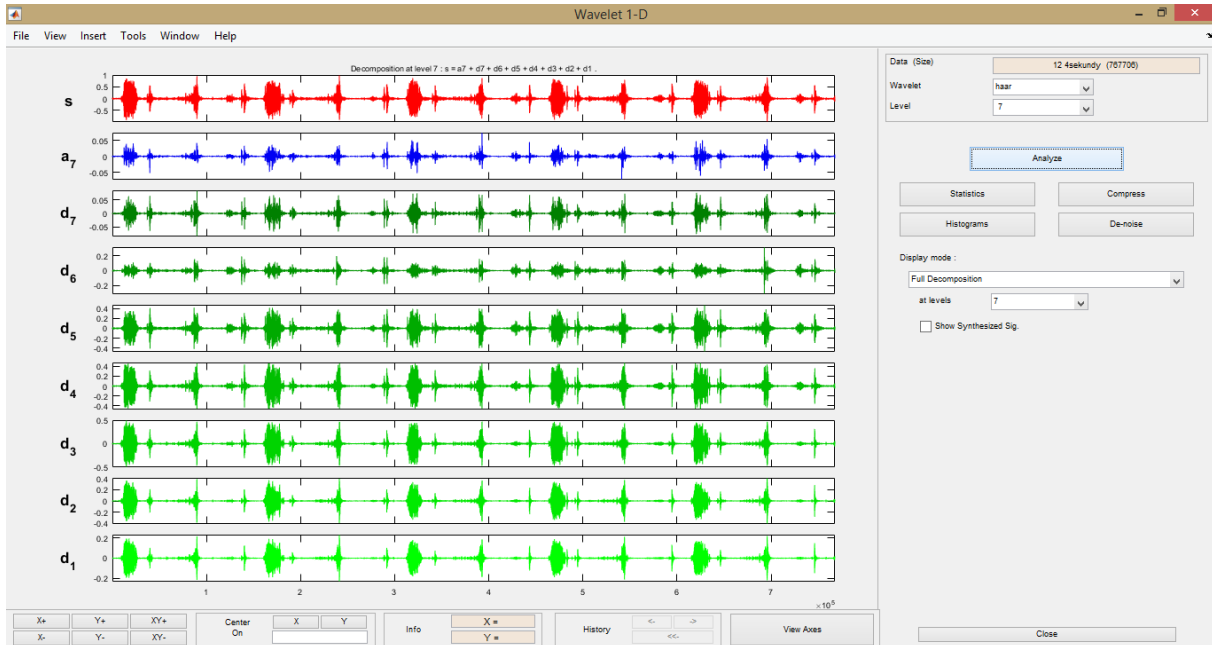
Rys. 7.15. Analiza sygnału pochodzącego od pracy prawidłowo pracującego zaworu pompy płuczkowej. Sygnał amplitudowo-czasowy (lewa strona rysunku) oraz magnitude (dB) w funkcji częstotliwości (prawa strona rysunku)



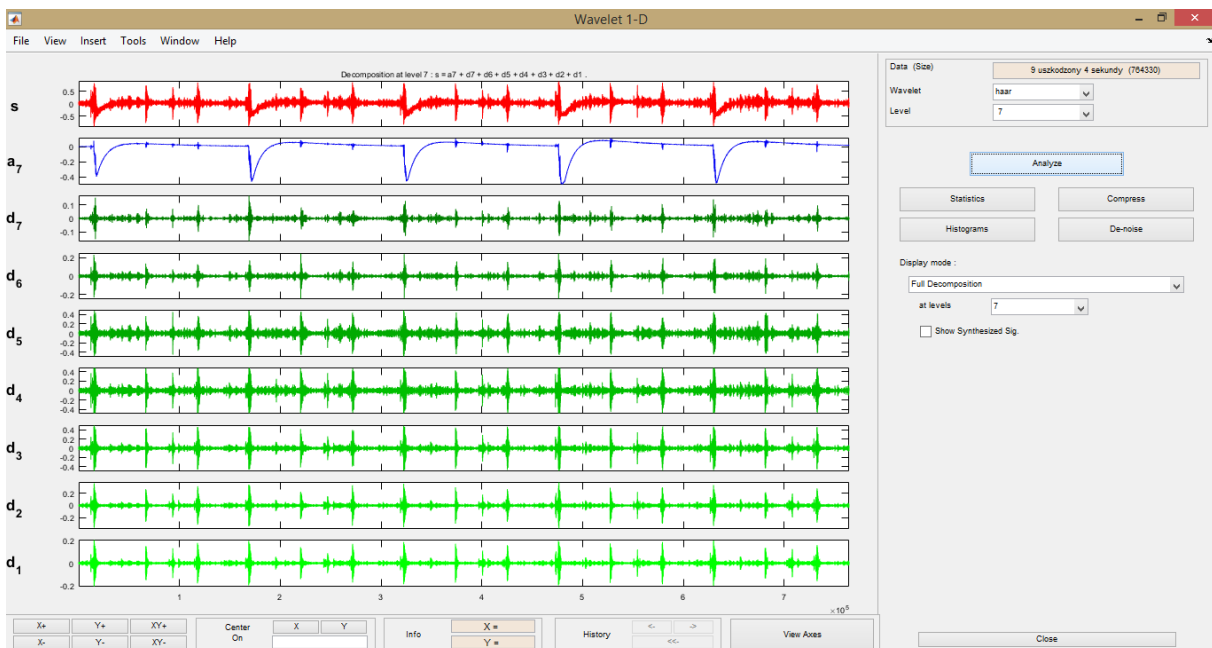
Rys. 7.16. Analiza sygnału pochodzącej od pracy pompy płuczkowej z uszkodzonym zaworem (bez widocznych symptomów zewnętrznych dla osób odpowiedzialnych za eksploatację pompy). Sygnał amplitudowo-czasowy (lewa strona rysunku) oraz magnitude (dB) w funkcji częstotliwości (prawa strona rysunku)

W celu większej przejrzystości dotyczącej wykrytej niesprawności, dokonano dekompozycji falkowej sygnałów (rys. 7.17–7.18) z wykorzystaniem falki Haar. Na siódmym poziomie dekompozycji sygnału (a_7) wyraźnie widoczny jest efekt pochodząca od pracy uszkodzonego

zaworu pompy. Z diagnostycznego punktu widzenia, najbardziej istotne jest to, że wykryta niesprawność jest na tyle mała, że nie generuje żadnych zewnętrznych symptomów w pracy pompy. Istnieje możliwość wykrycia wczesnego stanu uszkodzenia zaworu, a nawet można powiedzieć, że przewidywania stanu.

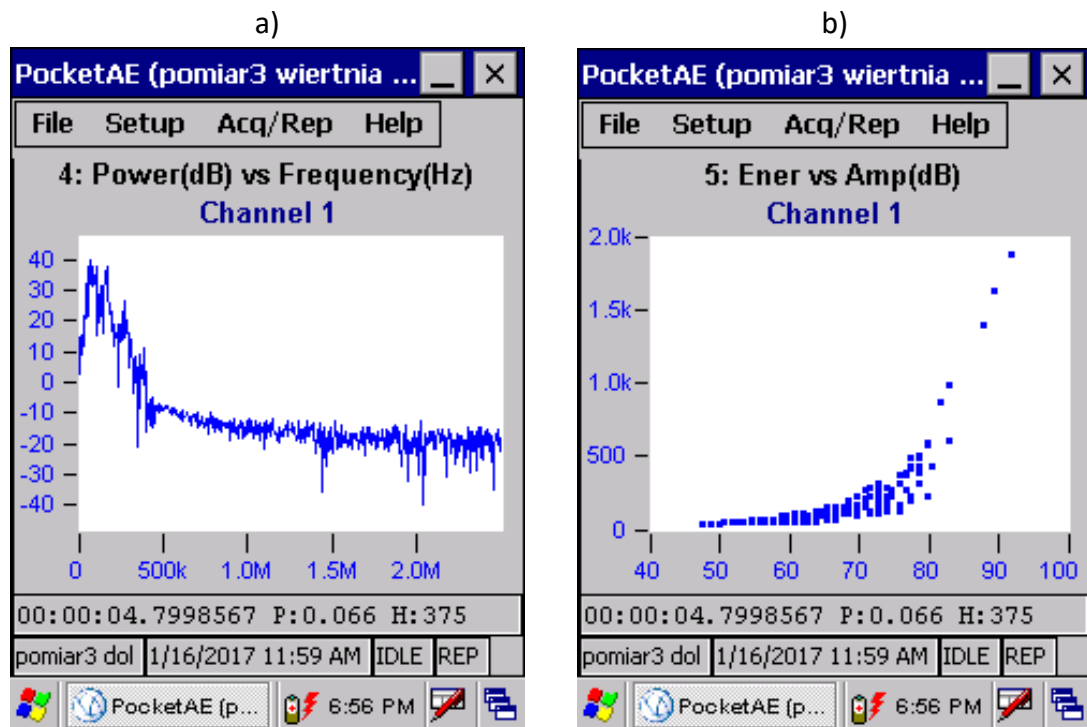


Rys. 7.17. Dekompozycja falkowa z wykorzystaniem funkcji Haar'a prawidłowo pracującego układu zaworowego



Rys. 7.18. Dekompozycja falkowa z wykorzystaniem funkcji Haar'a dla wykrytego wczesnego stanu niesprawności układu zaworowego

Dodatkowo, oprócz analizatora EA zaprojektowanego w Politechnice Morskiej w Szczecinie, wykorzystano profesjonalny przenośny system pomiarowy Pocket AE2 firmy MISTRAS (Physical Acoustics Corporation). Pochodzące z niego częstotliwości charakterystyczne dla pracy zaworów pompy płuczkowej, zauważyć można na rysunku 7.19. Wykonana analiza, pozwala dokonać m.in. obserwacji zmiany mocy w funkcji częstotliwości (w trakcie trwania procesu wiercenia). Amplitudę wartości energii (w tym przypadku emisji akustycznej) zaprezentowano natomiast na rysunku 7.19b.



Rys. 7.19. Analiza mocy sygnału EA w funkcji częstotliwości (a) oraz amplituda energii sygnału (b) pochodzącego od pracy prawidłowo pracującego układu zaworowego pompy płuczkowej

Wykonane badania z jednej strony potwierdziły możliwość diagnozowania stanu modułu zaworowego pomp płuczkowych, z drugiej natomiast, pozwoliły zidentyfikować wczesny stan niesprawności pompy. Za pomocą dekompozycji falkowej można zidentyfikować zaczynające się stany niesprawności pompy.

Podsumowanie i wnioski

Z przeglądu literatury [7, 17, 18, 33, 34, 40, 41, 63, 95, 96, 111, 115] oraz prowadzonych badań diagnostycznych z wykorzystaniem emisji akustycznej (z zastosowaniem analizatora przenośnego własnej konstrukcji), na dwóch rodzajach pomp płuczkowych stosowanych do odwiertów na jednostce morskiej i lądowej oraz dwóch różnych zaworach różniących się budową wynika, że:

- zastosowanie emisji akustycznej (EA) do diagnostyki mechatronicznych obiektów przemysłowych zyskuje na popularności jako uzupełniające narzędzie diagnostyczne, jednak ograniczenia w skutecznym stosowaniu techniki EA wynikały częściowo z trudności mocowania, dostępu do obiektu pomiarowego analizatora stacjonarnego (urządzenia na stałe zamocowanego do pompy), a także w przetwarzaniu, interpretacji i klasyfikowaniu pozyskanych danych;
- korzystne jest zastosowanie techniki pomiarowej EA wykorzystującej przenośne urządzenie do diagnostyki pomp – autorska metoda;
- EA oferuje wcześniejsze wykrywanie usterek i lepsze możliwości identyfikacji niż pozostałe metody diagnostyki pomp płuczkowych (rozdział 5.3), a w szczególności technika EA dostarczyła również wskazania konkretnego sygnału związanego z pracą konkretnego zaworu wpływającego na prace całego układu (rozdział 7);
- opracowano udoskonalony algorytm procesu wiertniczego z wyszczególnieniem pracy pomp płuczkowych z tzw. ciągłym dozowaniem (monitorowaniem);
- zaproponowano moment pomiarowy – ułatwiający diagnostykę obiektu, związany z czasem końca suwu tłoka w czasie tłoczenia lub ssania, gdzie widoczne jest zamknięcie zaworu oraz dodatkowo uderzenie otwierającego się zaworu o górną jego część. Rejestrowany podwójny pik przy każdym otwarciu lub zamknięciu umożliwia weryfikację stopnia zużycia sprężyny lub spadku ciśnienia, czy też rodzaju zastosowanego elastomeru o różnym stopniu twardości;
- odległość czasowa pomiędzy sygnałem zamknięcia się zaworu oraz otwarcia jest stała dla wszystkich modułów zaworowych, jej różnica może świadczyć o złym stanie np.: sprężyny lub zacieraniu się tulejki prowadzącej;
- w czasie rozruchu pompy i jej przyspieszenia nie można zauważyć odbicia się otwierającego zaworu o jego położenie końcowe, ze względu na małe ciśnienie robocze;
- zbyt duża odległość od czujnika do innych zaworów oddalonych od miejsca pomiaru nie pozwala na wykrycie odbijania się zaworu i sygnał jest niewidoczny;

- niewłaściwe umiejscowienie czujnika na bloku zaworowym powoduje nakładanie się fal emisji akustycznej, co prowadzi do błędnego pomiaru na badanym bloku zaworowym.

Zaprezentowane przenośne urządzenie do diagnostyki pomp, wykorzystujące techniki pomiarowej EA, może być stosowane do identyfikacji błędów pracy, niezawodności mechatronicznych obiektów morskich i lądowych. Może też stanowić podstawę i/lub uzupełnienie gromadzenia danych związanych z jakością wielkogabarytowych elementów konstrukcyjnych typu morskie elektrownie wiatrowe, wykonanych z łączonych materiałów, do których należą kompozyty. Ze względu bowiem na swą mobilność jest alternatywą dla innych metod diagnostycznych tych obiektów. Zagadnienie to będzie tematem dalszych prac autora i zespołu, w którym on pracuje.

Bibliografia

1. Adamsom, A.W. (1963). *Chemia fizyczna powierzchni*. Warszawa: PWN.
2. ADITC. (1997). *Drilling: The Manual of Methods, Applications and Management*. 4th Edition. CRC Press.
3. ADITC. (2015). *The Drilling Manual*. 5th Edition. CRC Press.
4. Al-Ghamd, A.M., & Mba, D. (2006). A comparative experimental study on the use of acoustic emission and vibration analysis for bearing defect identification and estimation of defect size. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(7), 1537-1571, doi: 10.1016/j.ymssp.2004.10.013.
5. Artymiuk, J. (1999) Directions of development of the „Top Drive” heads. X Medzinárodná Vedecko-Technická Konferencia. Zbornik Prednasok. Nove poznatki v oblasti vrtania, ťažby, dopravy. Podbanske, s. 5-7, Oct., 1999.
6. ASME (2005). *Drilling Fluids Processing Handbook*. Oxford, UK, doi: 10.1016/B979-0-7506-7775-2.X5000-8.
7. ASME Shale Shaker Committee. (2011). *Drilling fluids processing handbook*. Elsevier.
8. ASTM International (2012) *ASTM E650/E650M-12. Standard Guide for Mounting Piezoelectric Acoustic Emission Sensors*.
9. Azar, J.J., & Samuel, G.R. (2007). *Drilling Engineering*. Tulsa, Oklahoma USA: PennWell.
10. Badicioiu, M., Caltaru, M., Teodoriu, C., & Minescu, M. (2018). Investigations on the mud pumps valves repair using hard metal depositing by welding. In *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering – OMAE* (Vol. 8). American Society of Mechanical Engineers (ASME), doi: 10.1115/OMAE2018-78541.
11. Batko, W., Dąbrowski, Z., & Kiciński, J. (2008). *Zjawiska nieliniowe w diagnostyce wibroakustycznej*. Radom: Biblioteka Problemów Eksploatacji.
12. Bejger, A. (2012). *Zastosowanie fal sprężystych emisji akustycznej do diagnozowania układów wtryskowych okrętowych silników spalinowych*. Kraków: Fotobit.
13. Bejger, A. (2023). *Emisja akustyczna*. Materiał niepublikowany – przygotowany do publikacji.
14. Bejger, A., & Drzewieniecki, J.B. (2020). A New Method of Identifying the Limit Condition of Injection Pump Wear in Self-Ignition Engines. *Energies*, 13(7), doi: 10.3390/en13071601.
15. Bejger, A., & Gawdzińska, K. (2011). Identification of structural defects of metal composite castings with the use elastic waves. *Archives of Metallurgy and Materials*, 56, 121-125.

16. Bejger, A., & Gawdzińska, K. (2015). An attempt to use the coherence function for testing the structure of saturated composite castings. *Metalurgija*, 54(2), 361-364.
17. Bejger, A., & Piasecki, T. (2013). Technical problems of mud pumps on ultra deepwater drilling rigs. *Scientific Journals Maritime University of Szczecin, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie*, 36 (108) z. 2, 13-16.
18. Bejger, A., & Piasecki, T. (2020). The use of acoustic emission elastic waves for diagnosing high pressure mud pumps used on drilling rigs. *Energies*, 13(5), 1138, doi: 10.3390/en13051138.
19. Bejger, A., Chybowski, L., & Gawdzińska, K. (2018). Utilising elastic waves of acoustic emission to assess the condition of spray nozzles in a marine diesel engine. *Journal of Marine Engineering & Technology*, 17(3), 153–159, doi: 10.1080/20464177.2018.1492361.
20. Bhuiyan, M.Y., Bao, J., Poddar, B., & Giurgiutiu, V. (2018). Toward identifying crack-length-related resonances in acoustic emission waveforms for structural health monitoring applications. *Structural Health Monitoring*, 17(3), 577-585, doi: 10.1177/1475921717707356.
21. Bourgoyne Jr, A.T., Millheim, K.K., & Chenevert, M.E. (1999). *Applied Drilling Engineering*. Society of Petroleum Engineering.
22. Bourgoyne Jr, A.T., Millheim, K.K., Chenevert, M.E., & Young, F.S. (1991). *Applied drilling engineering*. SPE Textbook Series, Dallas, TX, 2.
23. Braile, L.W. (2017) *Seismic Waves and the Slinky: A Guide for Teachers*. West Lafayette, IN: Purdue University. Dostępne na: <http://web.ics.purdue.edu/~braile/edumod/slinky/slinky.pdf>.
24. Broch, J.T. (1984). *Mechanical Vibration and Shock Measurements*. Bruel & Kjaer.
25. Burakowski, T., & Wierzchoń, T. (1995). *Inżynieria powierzchni metali*. Warszawa: WNT.
26. Chacon, J.L.F. (2015). *Fault detection in rotating machinery using acoustic emission*. [Thesis for Doctor of Philosophy, Brunel University London]. doi: 10.13140/RG.2.1.2369.5444.
27. Chakravarthy, V., Balachandran, S. & Palani, A. (2018). Acoustic Emission Monitoring of Structures Under Dynamic Loading: A Review. *International Journal of Acoustics and Vibration*.
28. Chang, F.-K., Janapati, V., Kopsaftopoulos, F., et al. (2014) Quantification of structural health monitoring for damage detection. In *Proceedings of the 30th Aircraft Structural Integrity Program (ASIP)*, San Antonio, TX, 2–4 December 2014.
29. Chang, H., Han, E.H., Wang, J.Q., et al. (2009). Acoustic emission study of fatigue crack closure of physical short and long cracks for aluminum alloy LY12CZ. *International Journal of Fatigue*, 31(3), 403-407, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2008.08.008.
30. Chudek, M., Wiczyński, S., & Żyliński, R. (1979). *Podstawy górnictwa*. Katowice: Wydawnictwo „Śląsk”.

31. Cockerill, A., Clarke, A., Pullin, R., Bradshaw, T., Cole, P., & Holford, K.M. (2016). Determination of rolling element bearing condition via acoustic emission. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 230 (11), 1377-1388, doi: 10.1177/1350650116638612.
32. Collier, S.L. (1983). *Mud Pump Handbook*.
33. Concli, F., & Gorla, C. (2018). Analysis of an automatic valve geometry for concrete and drilling mud pumps to avoid cavitation: Non-newtonian CFD modelling. *WIT Transactions on Engineering Sciences*, 120, 209-217, doi: 10.2495/AFM180211.
34. Concli, F., & Gorla, C. (2020). Non-Newtonian CFD modelling of a valve for mud pumps. *International Journal of Computational Methods and Experimental Measurements*, 8(1), 61-69, doi: 10.2495/CMEM-V8-N1-61-69.
35. Cracknell, I. (2019). *Seadrill Managed Pressure Drilling*.
<https://www.youtube.com/watch?v=DoHr7Um51vE>.
36. Cuadra, J., Vanniamparambil, P.A., Servansky, D., Bartoli, I., & Kontsos, A. (2015). Acoustic emission source modeling using a data-driven approach. *Journal of Sound and Vibration*, 341, 222–236, doi: 10.1016/j.jsv.2014.12.021.
37. Davis, L.D. (1995). *Rotary, Kelly, Swivel, Tongs and Top Drive*. University of Texas at Austin, Petroleum Extension Service.
38. Davis, L.D. (1996). *The Blocks and the Drilling Line*. University of Texas at Austin Petroleum 3 Subedition.
39. Demayo, T.N., McDonnell, V.G., & Samuelsen, G.S. (2002). Robust active control of combustion stability and emissions performance in a fuel-staged natural gas fired industrial burner. *Proceedings of the Combustion Institute*, 29(1), 131-138.
40. Deng, S., Pei, J., Wang, Y., & Liu, B. (2017). Research on drilling mud pump fault diagnosis based on fusion of acoustic emission and vibration technology. *Insight – Non-Destructive Testing and Condition Monitoring*, 59, 415-423, doi: 10.1784/insi.2017.59.8.415.
41. Deng, S., Pei, J., Wang, Y., & Liu, B. (2017). Research on fault diagnosis of mud pump fluid end based on acoustic emission. *Advances in Mechanical Engineering*, 9, 1-10, doi: 10.1177/1687814017711393.
42. Devereux, S. (2000). *Drilling Technology in Nontechnical Language*. PenWell.
43. Douglas, R.M., Steel, J.A., & Reuben, R.L. (2006). A study of the tribological behaviour of piston ring/cylinder liner interaction in diesel engines using acoustic emission. *Tribology International*, 39(12), 1634-1642, doi: 10.1016/j.triboint.2006.01.005.
44. Drilling Research Institute. (2007). *Drilling Reference and Training Manual* (available on CD).
45. Dudziak, A. (2013). Wady i zalety kawitacji. *Magazyn Instalatora* 12/2013.
46. Fuji Ceramics Corporation [Online]. Available: <http://www.fujicera.co.jp/product/e/index.html>. [Data uzyskania dostępu: 23 11 2016].

47. Gagar, D., Foote, P., & Irving, P. (2014). A novel closure based approach for fatigue crack length estimation using the acoustic emission technique in structural health monitoring applications. *Smart Materials and Structures*, 23(10), 105033, doi: 10.1088/0964-1726/23/10/105033.
48. Gawdzińska, K., & Bejger, A. (2009). An application of acoustic emission for the detection of defects in metal composite castings. *Polish Journal of Environmental Studies*, 18, 2A, 51-56.
49. Gawdzińska, K., & Gucma, M. (2015). Two-Criteria Analysis of Casting Technologies of Metal and Composite Foams. *Archives of Metallurgy and Materials*, 60(1), 305-308, doi: 10.1515/amm-2015-0049.
50. Gonet, A., & Macuda, J. (1997). *Wiertnictwo hydrogeologiczne*. Kraków: Wydawnictwa AGH.
51. Grosse, C., & Ohtsu, M. (Editors) (2008). *Acoustic Emission Testing. Basic for Research – Applications in Civil Engineering*. Springer, rozdział 7.
52. Hamrol, A. (2007). *Zarządzanie jakością z przykładami*. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN.
53. Hamrol, A., & Mantura, W. (2006). *Zarządzanie jakością. Teoria i praktyka*. Wyd. trzecie, uaktualnione. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN.
54. Harlecki, A., Kubas, K., & Zajac, K. (2007). Applying the MSC.ADAMS ANSYS interface to analyse dynamics of mobile cranes. *Proc. of 48th International Conference of Machine Elements and Mechanisms Departments*, Bratislava-Smolenice.
55. Harris, D.O., Tetelman, A.S., & Darwish, F.A. (1972). Detection of Fibre Cracking by Acoustic Emission. ASTM STP 505, Amer. Soc. For Testing and Materials, Philadelphia, 238-249.
56. Hase, A., Mishina, H., & Wada, M. (2012). Correlation between features of acoustic emission signals and mechanical wear mechanisms. *Wear*, 292–293, 144-150, doi: 10.1016/j.wear.2012.05.019.
57. Herzhaft, B., Rousseau, L., Neau, L., Moan, M., & Bossard, F. (2003). Influence of temperature and clays/emulsion microstructure on oil-based mud low shear rate rheology. *SPE Journal*, 8(3), 211-217, doi: 10.2118/86197-PA.
58. Hirsch, W., & Uhlmann, G. (1990). Methods for acoustic emission transducer calibration. XXXVII OSA'90, 10–14.09.1990, 165, 1990.
59. HMH. (2016). *HMH Wirth's High Pressure Mud Pump – Gear-driven*. <https://www.youtube.com/watch?v=jod0gTy8p1U>.
60. Holroyd, T.J. (2000). *Machine & Systems Condition Monitoring Series. Acoustic Emission & Ultrasonics*. Oxford, UK: Coxmoor Publishing Company's.
61. Holroyd, T.J. (2001). Condition monitoring of very slowly rotating machinery using AE techniques. In: Starr, A.G., & Rao, R.B.K.N. (Editors) *Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management*, 29-36.

62. Hołuj, J., Osiecki, J., & Turkowski, Z. (1985). *Wiertnictwo i udostępnianie złóż. Część I*. Warszawa: Wydawnictwo Geologiczne.
63. Hu, D., Sun, Y., Fu, J., Li, J., & Zhang, E. (2014). Mud Pump System Fault Tree Analysis. In *Proceedings of the Fourth International Conference on Instrumentation and Measurement, Computer, Communication and Control*, Harbin, China, 18–20 September 2014.
64. Hughes, B. (1998). *Fluid Facts – Engineering Handbook*. Baker Hughes INTEQ, Technical Communications Group.
65. Hutchins, D.A. (1988). 2 – Ultrasonic Generation by Pulsed Lasers. In: *Physical Acoustics*. Mason, W.P., & Thurston, R.N. (Eds), Academic Press, Vol. XVIII, 21-123, doi: 10.1016/B978-0-12-477918-1.50008-4.
66. Hyne, N.J. (2012). *Nontechnical Guide to Petroleum Geology, Exploration, Drilling, and Production*. PennWell Corporation.
67. *Introduction to Oil Well Drilling* (available on CD), Publisher: Uvee Interactive.
68. Isermann, R., Ballé, P. (1996). *Terminology in the field of supervision, fault detection and diagnosis*. IFAC Komitet SAFEPROCESS.
69. Jagodziński, Z. (1997). *Przetworniki ultradźwiękowe*. Warszawa: WKiŁ.
70. Janapati, V., Kopsaftopoulos, F., Li, F., Lee, S.J., & Chang, F.-K. (2016). Damage detection sensitivity characterization of acousto-ultrasoundbased structural health monitoring techniques. *Structural Health Monitoring*, 15(2), 143-161, doi: 10.1177/1475921715627490.
71. Jingpin, J., Bin, W., & Cunfu, H. (2008). Acoustic emission source location methods using mode and frequency analysis. *Structural Control Health Monitoring*, 15(4), 642-651, doi: 10.1002/stc.220.
72. Kenny, P., & Hemphill, T. (1996). Hole-cleaning capabilities of an ester-based drilling fluid system. *SPE Drilling & Completion*, 11(1), 3-9, doi: 10.2118/28308-PA.
73. Khan, A. (2012). *Riserless Drilling (Managed Pressure Drilling)*. [Master's thesis, University of Stavanger].
74. Kittiwake Holroyd (2016). *MHC Instrument Super Slo Mode*. [Online]. Available: http://www.kittiwakeholroyd.com/super_slo_mode.htm. [Dostęp: 05.10.2016].
75. Korbicz, J., Kościelny, J.M., Kowalczyk, Z., & Cholewa, W. (Red.) (2002). *Diagnostyka procesów. Modele. Metody sztucznej inteligencji. Zastosowania*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne.
76. Kostrzewa, W., Gawdzińska, K., & Bejger, A. (2013). The use of Pareto-Lorenz analysis for the determination of faults in fishing vessel refrigerating systems. *Scientific Journals Maritime University of Szczecin, Zeszyty Naukowe Akademia Morska w Szczecinie*, 36 (108), 90-93.
77. Kotyra, A. (2010). *Diagnostyka procesu spalania pyłu węglowego z wykorzystaniem metod przetwarzania obrazu*. Lublin: Politechnika Lubelska.

78. Kozak, M., Gordon, R., & Bejger, A. (2016). Control of squirrel-cage electric generators in a parallel intermediate DC circuit connection. *Scientific Journals of The Maritime University of Szczecin, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie*, 45 (117), 17-22, doi: 10.17402/080.
79. Kyllingstad, A., & Nessjøen, P.J. (2011, March). Condition Based Maintenance: A New Early Leak Detection System for Mud Pumps. In *SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition* (pp. SPE-139888), SPE, <https://doi.org/10.2118/139888-MS>.
80. Liang, Zhao, Le, Kang, & Shuang, Yao (2018). Research and Application of Acoustic Emission Signal Processing Technology. *IEEE Access*, 7, 984-993, doi: 10.1109/ACCESS.2018.2886095.
81. Łączek, S. (2001). *Modelowanie i analiza konstrukcji w systemie MES-ANSYS v.11*. Kraków: Politechnika Krakowska.
82. Majewska, M. (2023). Stetoskop – działanie i zastosowanie. <https://www.poradnikzdrowie.pl/zdrowie/badania/stetoskop-dzialanie-i-zastosowanie-aa-aMDk-qPkw-3roL.html>.
83. Małecki, I., & Ranachowski, J. (Red.) (1994). *Emisja Akustyczna. Źródła, metody, zastosowanie*. Warszawa: Biuro Pascal.
84. Marhaug, A., Barabadi, A., Stagrum, E., Karlsen, K., Olsen, A., & Ayele, Y.Z. (2017). Criticality Analysis for Maintenance Purposes of Platform Supply Vessels in Remote Areas. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 139(3), 031601, doi: 10.1115/1.4035304.
85. Mba, D. (2005). The use of Acoustic Emission for estimation of bearing defect size. In: *“Essential Technologies for Successful Prognostics”, Proceedings of the 59th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology*, Virginia Beach, Virginia, USA (Vol. 1, 583-591).
86. McCain, W.D. (1990). *The Properties of Petroleum Fluids*. Penn Well Publishing.
87. Meyers, M.A. (1994). *Dynamic Behavior of Materials*. John Wiley & Sons, doi: 10.1002/9780470172278.
88. Mousmoulis, G., Karlsen-Davies, N., Aggidis, G., Anagnostopoulos, I., & Papantonis, D. (2019). Experimental analysis of cavitation in a centrifugal pump using acoustic emission, vibration measurements and flow visualization. *European Journal of Mechanics, B/Fluids*, 75, 300-311, 10.1016/j.euromechflu.2018.10.015.
89. Mousmoulis, G., Yiakopoulos, C., Kassanos, I., Antoniadis, I., & Anagnostopoulos, J. (2019). Vibration and acoustic emission monitoring of a centrifugal pump under cavitating operating conditions. In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* (Vol. 405). Institute of Physics Publishing, doi: 10.1088/1755-1315/405/1/012003.
90. Neill, G.D., Reuben, R.L., Sandford, P.M., Brown, E.R., & Steel, J.A. (1997). Detection of incipient cavitation in pumps using acoustic emission. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 211(4), 267-277, doi: 10.1243/0954408971529737.

91. Nessjøen, P.J. (2023). *Valve Leakage Detection in Industrial Pumps*. <https://www.ni.com/pl-pl/innovations/case-studies/19/valve-leakage-detection-in-industrial-pumps.html>. Dostęp: 05.07.2023.
92. Niri, E.D., Farhidzadeh, A., & Salamone, S. (2013). Adaptive multisensor data fusion for acoustic emission source localization in noisy environment. *Structural Health Monitoring*, 12(1), 59-77, doi: 10.1177/1475921712462937.
93. Osiecki, J., Paraszczak, W., & Półchłopek, T. (1985). *Wiertnictwo i udostępnianie złóż. Część II*. Warszawa: Wydawnictwa Geologiczne.
94. Pekin, S.S., Bulat, A.V., Slyshenkov, V.A. & Mekhov, V.V. (2019). Drilling mud pumps with rack gear. *Proceedings of Gubkin University*, 3(296), 71-79, doi: 10.33285/2073-9028-2019-3(296)-71-79.
95. Piasecki, T., Bejger, A., & Kozak, M. (2016). The assessment of the operational suitability of mud pumps on deep water drillships depends on maintenance strategy. *Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie*, 46 (118), 49-53, doi: 10.17402/117.
96. Piasecki, T., Bejger, A., & Lijewski, S. (2014). Problemy eksploatacyjne wysokociśnieniowych pomp płuczkowych stosowanych na statkach wiertniczych. *Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni*, 83, 203-210.
97. Pollock, A.A. (1973). Acoustic emission – 2: Acoustic emission amplitudes. *Non-Destructive Testing*, 6(5), 264-269, doi: 10.1016/0029-1021(73)90074-1.
98. Polska Norma (1986). PN-86/H-04426. Erozja kawitacyjna. Nazwy, określenia i symbole.
99. Polska Norma (2002). PN-EN 1330-9. Terminy stosowane w badaniach emisją akustyczną.
100. Polska Norma (2002). PN-EN 1330-9. Terminy stosowane w badaniach emisją akustyczną.
101. Quy, T.B., Muhammad, S., & Kim, J.-M. (2019). A Reliable Acoustic EMISSION Based Technique for the Detection of a Small Leak in a Pipeline System. *Energies*, 12(8), 1472, doi: 10.3390/en12081472.
102. Radkowski, S. (2002). *Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych*. Warszawa–Radom: Instytut Technologii Eksploatacji.
103. Raju, C., Srinivas, M., Kamesh, A.S. (2016). Acoustic Emission Technique – A NDT Tool for Condition Monitoring of Process Plant Equipment. *Procedia Technology*, 24, 183-190.
104. Ranachowski, Z. (1997). *Metody pomiaru i analiza sygnału emisji akustycznej*. Praca habilitacyjna. Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN, nr 1.
105. Ranachowski, Z. (2012). Emisja akustyczna w diagnostyce obiektów technicznych. *Drogi i Mosty*, 2, 65-87.
106. Randall, R.B. (2005). Applications of spectral kurtosis in machine diagnostics and prognostics. *Key Engineering Materials*, 293-294, 21-32, doi: 10.4028/www.scientific.net/KEM.293-294.21.

107. Rehm, B., Haghshenas, A., Paknejad, A., Al-Yami, A., Hughes, J., & Schubert, J. (Eds) (2012). *Underbalanced drilling: limits and extremes*. Houston, doi: 10.1016/C2013-0-15513-4.
108. Roberts, T.M., & Talebzadeh, M. (2003). Acoustic emission monitoring of fatigue crack propagation. *Journal of Constructional Steel Research*, 59(6), 695-712, doi: 10.1016/S0143-974X(02)00064-0.
109. Rodríguez, F., Tova, E., Cortés, V., & Cañadas, L. (2002). OPTICOM: Advanced automatic monitoring system of local combustion conditions for improving boiler performance in PC power plants. *Fuel*, 81(5), 637-645, doi: 10.1016/S0016-2361(01)00151-X.
110. Rogowska, R. (1999). Analiza zjawisk na granicy faz ciecz-ciecz i ciało stałe-ciecz. *Problemy Eksploatacji*, 4, 7-19.
111. Romagnoli, R., & Bosio, E. (2003). Evolution of the Drilling mud Pumping systems: Related safety standards and actual risk analysis upgrades in offshore. In *Proceedings of the International offshore and polar engineering conference*, Honolulu, HI, USA, 25–30 May 2003.
112. Rynek Zdrowia (2018). *Stetoskop ma ponad 200 lat. Udoskonalają go polscy naukowcy*. <http://www.rynekzdrowia.pl/Badania-i-rozwoj/Stetoskop-ma-ponad-200-lat-Udoskonalaja-go-polscy-naukowcy,181684,11,2.html>.
113. Scalerandi, M., Agostini, V., Delsanto, P.P., Van Den Abeele, K., & Johnson, P.A. (2003). Local interaction simulation approach to modeling nonclassical, nonlinear elastic behavior in solids. *Journal of Acoustical Society of America*, 113(6), 3049-3059, doi: 10.1121/1.1570440.
114. Signa Engineering (2023). *Engineering & Operations*. <http://www.signa.net/engineering/>.
115. Skalle, P. (2011). *Drilling fluid engineering*. Pål Skalle Ventus Publishing ApS.
116. SKF (2012). *Acoustic Emission Enveloping leaflet CM-P9 13397 EN*.
117. Śliwiński, A. (2001). *Ultradźwięki i ich zastosowania*. Warszawa: Wydawnictwo WNT.
118. Theobald, P.D., Zeqiri, B., & Avinson, J. (2008). Couplants and their influence on AE sensor sensitivity. *Journal of Acoustic Emission*, 26, 91-97.
119. Towsyfyhan, H., Gu, F., Ball, A.D., & Liang, B. (2019). Tribological behaviour diagnostic and fault detection of mechanical seals based on acoustic emission measurements. *Friction*, 7(6), 572-586, doi: 10.1007/s40544-018-0244-4.
120. Troskoleński, A.T., & Łazarkiewicz, S. (1975). *Pompy wirowe*. Warszawa: WNT.
121. Trukhanov, K.A., Dolgin, B.A., & Popov, D.N. (2018). The optimum parameters's choosing for the piston sealing of mud pumps. *Spravochnik. Inzhenernyi Zhurnal*, 09, 7-15, doi: 10.14489/hb.2018.09.pp.007-015.
122. Vallen systeme GmbH. AE Sensor Data Sheet. <https://www.vallen.de/sensors/>.
123. Van Hecke, B., Yoon, J., & He, D. (2016). Low speed bearing fault diagnosis using acoustic emission sensors. *Applied Acoustics*, 105, 35-44, doi: 10.1016/j.apacoust.2015.10.028.
124. Weavers, M. (1996). Fundamentals of acoustic emission. *Proc. 22nd European Conference on AE Testing*, 29–31 May 1996, Robert Gordon University, Aberdeen, pp. 1–10.

125. Wei, N., Gu, J.X., Gu, F., Chen, Z., Li, G., Wang, T., & Ball, A.D. (2019). An Investigation into the Acoustic Emissions of Internal Combustion Engines with Modelling and Wavelet Package Analysis for Monitoring Lubrication Conditions. *Energies*, 12(4), 640, doi: 10.3390/en12040640.
126. Wirtz, S.F., Bach, S., & Söffker, D. (2019). Experimental results of acoustic emission attenuation due to wave propagation in composites. *Annual Conference of the PHM Society*, 11(1), doi: 10.36001/phmconf.2019.v11i1.821.
127. Wirtz, S.F., Beganovic, N., & Söffker, D. (2019). Investigation of damage detectability in composites using frequency-based classification of acoustic emission measurements. *Structural Health Monitoring*, 18(4), 1207-1218, doi: 10.1177/1475921718791894.
128. Witos, F. (1994). *Fale sprężyste emisji akustycznej. Emisja Akustyczna. Źródła, metody, zastosowanie*. Warszawa: Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN.
129. Wójs, K. (2004). *Kawitacja w cieczach o różnych właściwościach reologicznych*. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej.
130. Wyra, A., & Poloczek, G. (2007). *Stosowanie maszyn i urządzeń wiertniczych 311. Z2.01*. Radom: Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy.
131. Zarour, D., Thomas, M., & Meziani, S. (2019). Decomposition from vibratory and acoustic emission measurements. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, 15(1), 21-41, doi: 10.1504/IJVNV.2019.102151.

Spis rysunków

I.1.	Statek wiertniczy typu „Drillship”	6
I.2.	Rodzaje pomp płuczkowych stosowanych na platformach wiertniczych	7
I.3.	Istota działania pompy płuczkowej z przedstawionym modułem zaworowym „fluid end” ...	8
I.4.	a) Ciśnienia struktury geologicznej ziemi oraz rodzaje wierceń, b) Porównanie kosztów wykonania odwiertów różnymi technikami	10
I.5.	Przykładowy system MPD	11
1.1.	Planowanie odwiertu	13
1.2.	Przykładowy plan odwiertu	13
1.3.	Typy stosowanych morskich platform wiertniczych	14
2.1.	Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne zaworów z wkładkami elastomerowymi	17
2.2.	Obszary zaworu i gniazda	18
2.3.	Budowa oraz wymiary typowego zaworu tłocznego	18
2.4.	Budowa oraz wymiary typowego zaworu tłocznego	19
2.5.	Ruch tłoka oraz jego prędkości w funkcji kąta obrotu wału korbowego	20
2.6.	Prędkość obrotowa pompy przy stałej prędkości w funkcji prędkości sinusoidalnej tłoka	22
2.7.	Teoretyczny całkowity przepływ pompy w funkcji kąta obrotu wału korbowego	23
2.8.	Całkowity przepływ pompy w funkcji kąta obrotu wału korbowego	23
2.9.	Wznios zaworu w zależności od gęstości oraz lepkości płuczki	24
2.10.	Wznios zaworu w zależności od rozmiaru tulei oraz prędkości pompy	24
2.11.	Zachowanie się zaworu ssącego podczas utraty ciągłości	25
2.12.	Zachowanie się zaworu ssącego w czasie przetłaczania płuczki z pęcherzykami powietrza ..	26
2.13.	Przekrój pompy typu „triplex” z wyszczególnieniem trzech układów tłoczących	26
2.14.	Wznios zaworu w zależności od przepływu	27
2.15.	Stany przejściowe zaworu w czasie jego ruchu	28
2.16.	Wykres przedstawiający prawidłową pracę sprężyny oraz opóźnienie zamknięcia spowodowane złym stanem technicznym sprężyny	29
2.17.	Wznios zaworu bez sprężyny uderza w górną część bloku zaworowego w punkcie „a”. W punkcie „b” zaczyna się zniżać, ale opóźnienie nadal występuje. W przypadku doboru odpowiedniej sprężyny zawór zamknąłby się w punkcie „d”	30
2.18.	Wznios zaworu przy określonym przepływie w zależności od rodzaju użytej sprężyny	31
2.19.	Zapis z oscylografu pracy pompy „triplex”, pokazującej w 97°OWK w cyklu tłoczenia wznios maksymalny zaworu 0,7 cala	32
3.1.	Widok pompy płuczkowej firmy NOV	33
3.2.	Podział uszkodzeń w pompie płuczkowej	34
3.3.	Widok tulei z tłokami pompy płuczkowej typu „triplex”	34

3.4.	a) Prawidłowe i nieprawidłowe mocowanie klamry pomiędzy trzonem tłokowym a trzonem wału korbowego, b) zdjęcie klamry z pompy płuczkowej	36
3.5.	Przykład tłoków stosowanych w pompach płuczkowych	37
3.6.	System chłodzenia z systemem samooczyszczania stosowany na statkach wiertniczych	37
3.7.	Przekrój pompy 12-P-220 firmy NOV, pokazujący doprowadzenie wody chłodzącej do tulei i tłoka	38
3.8.	Przekrój modułu zaworowego pompy 12-P-220 firmy NOV	40
3.9.	Zawór w początkowej fazie zamknięcia oraz siły na niego działające	41
3.10.	Odległość jaką zawór musi pokonać w drugiej fazie zamknięcia	42
3.11.	Widok naprężenia powstającego na powierzchni uszczelniającej zgodnie ze wzorem (3.1) ..	43
3.12.	Rozcieranie cząstek twardych pod zaworem	44
3.13.	Prędkość zużywania się zaworu i gniazda	44
3.14.	Montaż nowego zaworu wraz ze starym gniazdem i jego zużycie	45
3.15.	Zjawisko histerezy we wkładce elastomerowej – nowe gniazdo oraz zawór	46
3.16.	Zjawisko histerezy we wkładce elastomerowej – zużyte gniazdo oraz zawór	47
3.17.	Obszary odprowadzania ciepła wkładki elastomerowej	48
3.18.	Odprowadzenie ciepła histerezy w zależności od kąta wkładki elastomerowej – powierzchnia wkładki elastomerowej równoległa do powierzchni przylgni gniazda zaworowego	48
3.19.	Odprowadzenie ciepła histerezy w zależności od kąta wkładki elastomerowej – kąt wkładki elastomerowej rozbieżny od kąta przylgni gniazda zaworowego	48
3.20.	Erozyjne niszczenie gniazda oraz wkładki elastomerowej	49
3.21.	Powstawanie szczeliny między wkładką a zaworem	49
3.22.	Zużycie erozyjne gniazda oraz wkładki	50
3.23.	Przykładowy widok dokumentujący godziny pracy pompy płuczkowej z trzema cylindrami .	51
3.24.	Eksploatacja zaworów pompy płuczkowej	52
5.1.	Schemat diagnostyki procesu	56
5.2.	Widok wykonanego stetoskopu elektronicznego o szerokim paśmie przenoszenia (z zamocowanym od czoła sensorem) do zastosowania wstępnej rejestracji fal sprężystych emisji akustycznej	57
5.3.	Schemat generacji i rejestracji sygnału EA, spowodowanego rysą w konstrukcji	58
5.4.	Umowna skala wartości wykorzystana przy tworzeniu diagramu macierzowego – oceny metody diagnostycznej dla kryteriów składowych: koszty badania i jakość badania	59
5.5.	Graficzny wynik macierzowej analizy danych	60
6.1.	Obrazowy schemat zjawiska rozchodzenia się fal sprężystych EA w badanym materiale	62
6.2.	Rodzaje emisji akustycznej	63
6.3.	Opis sygnału EA	64
6.4.	Rozprzestrzenianie się fal: podłużnej, poprzecznej, Love'a i Rayleigha	67
6.5.	Rozkład przemieszczenia i energii w falach Rayleigh'a, ściskających i poprzecznych powstałych w wyniku obciążenia harmonicznego (przy $\nu = 25$)	69
6.6.	Objaśnienie do definicji współczynnika pochłaniania fali ultradźwiękowej	70
6.7.	Przekrój czujnika piezoelektrycznego	71
6.8.	Szerokopasmowy czujnik emisji akustycznej (wraz z charakterystyką) typu WD firmy Physical Acoustic Corporation	72
6.9.	Schemat toru pomiarowego użytego w badaniach	73

6.10. Pomiar sygnału na pompie płuczkowej w warunkach rzeczywistych	74
6.11. Krzywe dyspersji dla bloku zaworowego pompy płuczkowej	75
6.12. Czujnik EA oraz uchwyt magnetyczny firmy Vallen Systeme	75
6.13. Charakterystyka częstotliwościowa czujnika EA	76
6.14. Czujnika EA zamocowany na bloku zaworowym	76
6.15. Przykładowe charakterystyki czułości cieczy sprzęgających: glikolu propylenowego, gliceryny, żelu do badań ultradźwiękowych, smaru silikonowego oraz kontaktu bez cieczy sprzęgającej	77
6.16. Stanowisko do testowania cieczy sprzęgających	78
6.17. Wyniki pomiarowe z badania bez użycia cieczy sprzęgającej	79
6.18. Wyniki pomiarowe z badania przy użyciu gliceryny lekarskiej jako cieczy sprzęgającej	80
6.19. Wyniki pomiarowe z badania przy użyciu smaru silikonowego jako cieczy sprzęgającej	81
6.20. Wyniki pomiarowe z badania przy użyciu żelu do badań ultradźwiękowych jako cieczy sprzęgającej	82
6.21. Zestawienie wszystkich sygnałów dla badanych cieczy testowych i bez cieczy testowej oraz ich opracowanie graficzne	83
6.22. Pomiar położenia tłoka w trakcie pracy – czujnik indukcyjny zamontowany na elemencie badanym	84
6.23. Sygnały pochodzące z czujnika EA oraz znacznik położenia tłoka, pochodzenie z rejestratorów emisji akustycznej	85
6.24. Schemat blokowy analizatora emisji akustycznej	85
6.25. Moduł cyfrowej obróbki sygnału EA zaprojektowany w Politechnice Morskiej w Szczecinie	86
6.26. Stanowisko laboratoryjne stworzone przez doktoranta oraz promotora pomocniczego do wzorcowania czujników EA	88
6.27. Schemat układu toru pomiarowego stosowanego w czasie wzorcowania czujnika EA	89
6.28. Ołówek firmy Vallen do wzorcowania metodą Hsu-Nilsena	89
6.29. Schemat ideowy wzorcowania czujnika EA za pomocą metody Hsu-Nilsena	90
6.30. Graficzna ilustracja wybranych dwóch wyników pomiarowych	90
6.31. Graficzna ilustracja wybranych dwóch wyników pomiarowych	91
6.32. Graficzna ilustracja wyników pomiarowych	91
6.33. Graficzna ilustracja wyników pomiarowych	92
6.34. Graficzna ilustracja sygnałów EA w czasie wzorcowania	92
6.35. Prawidłowe ustawienie głowicy na płycie	93
7.1. Łądowe platformy wiertnicze: po lewej odwiert Grotów 4, po prawej odwiert Grotów 10 ..	94
7.2. Schemat postępowania przy analizie sygnałów EA powstałych w czasie badań	95
7.3. Pompa płuczkowa typu 14-P-220	96
7.4. Bloki zaworowe łączone połączeniami śrubowymi	97
7.5. Przekrój modułu zaworowego ze wskazaniem połączenia śrubowego bloków tłocznego z ssącym	97
7.6. Mocowanie czujnika na boku bloku zaworowego	98
7.7. Graficzne określenie sygnału pomiarowego EA zaworu w zależności od jego położenie względem innych zaworów w pompie 14-P-220 z miejscem mocowania czujnika – bok bloku zaworowego tłocznego	99

7.8. Widok rzeczywisty elementu pompy płuczkowej i pomiarem sygnału EA zaworu w zależności od jego położenie względem innych zaworów oraz schemat drogi przechodzenia sygnału przez badany element z zaznaczonym miejscem pomiarowym	99
7.9. Sygnał źródłowy, analiza: częstotliwości, falkową – z zastosowaniem falki Haara, oraz analizy amplitudowo-czasowo-częstotliwościowej dla badanego układu zaworów w pompie 14-P-220 z miejscem mocowania czujnika – bok bloku zaworowego tłocznego	100
7.10. Graficzne określenie sygnału pomiarowego EA zaworu w zależności od jego położenie względem innych zaworów w pompie 14-P-220 z miejscem mocowania czujnika – bok bloku zaworowego ssącego	101
7.11. Sygnał źródłowy, analiza: częstotliwości, falkową – z zastosowaniem falki Haara oraz analizy amplitudowo-czasowo-częstotliwościowej dla badanego układu zaworów w pompie 14-P-220 z miejscem mocowania czujnika – bok bloku zaworowego ssącego	102
7.12. Pomiary badawcze na odwiercie Grotów 4 oraz Grotów 10, zespół Profesora Bejgera	103
7.13. Widok i schemat pompy IDECO T-1300 z zintegrowanym blokie zaworowym	104
7.14. Zmiana sygnału wywołanego uszkodzeniem układu zawór–gniazdo	105
7.15. Analiza sygnału pochodzącego od pracy prawidłowo pracującego zaworu pompy płuczkowej	106
7.16. Analiza sygnału pochodzącej od pracy pompy płuczkowej z uszkodzonym zaworem	106
7.17. Dekompozycja falkowa z wykorzystaniem funkcji Haar’a prawidłowo pracującego układu zaworowego	107
7.18. Dekompozycja falkowa z wykorzystaniem funkcji Haar’a dla wykrytego wczesnego stanu niesprawności układu zaworowego	107
7.19. Analiza mocy sygnału EA w funkcji częstotliwości (a) oraz amplituda energii sygnału (b) pochodzącego od pracy prawidłowo pracującego układu zaworowego pompy płuczkowej .	108

Spis tabel

3.1. Charakterystyka niesprawności pomp płuczkowych	38
5.1. Przykład macierzowej zależności ilustrujący charakterystykę optymalizacji metod badawczych	60
6.1. Deskryptory emisji akustycznej	65
6.2. Rozprzestrzenianie się fal w wybranych materiałach	66
6.3. Czułość i pasmo przenoszenia typowych czujników emisji akustycznej	72

Streszczenie

Ciągłe zapotrzebowanie produktywności wydobywczej gazu ziemnego oraz ropy naftowej zaowocowało przelotem w zakresie odpowiedniego doboru cieczy roboczych, zastosowanych materiałów czy konserwacji pomp płuczkowych. Ciągłe jednak istnieje problem ich bieżącej identyfikacji stanu w celu zapewnienia jak najbardziej niezawodnej pracy w różnych warunkach morskich i/lub lądowych. Jednym z ważniejszych mechanizmów wpływających na stabilną i dynamiczną pracę pompy płuczkowej jest przepływ medium roboczego i związane z tym zjawiska erozji i kawitacji. Oddziałują one na pracę całego układu, powodując uszkodzenia między innymi takich elementów jak zawór czy gniazdo zaworowe. Celem pracy było zatem przeprowadzenie badań diagnostycznych pomp płuczkowych (z wykorzystaniem emisji akustycznej), w celu znalezienia dobrej i jak najbardziej niezawodnej metody identyfikującej stan techniczny całego bloku zaworowego. W badaniach skupiono się przede wszystkim na takim stanie diagnozowanego obiektu, który nie wskazuje wyraźnych symptomów związanych z uszkodzeniem, jednak stan zużycia jest na tyle istotny, że w kolejnym procesie pracy pompy mogłoby wystąpić uszkodzenie zaworu/zaworów.

Analizie poddano dwa różne obszary/środowiska pomp płuczkowych stosowanych do odwiertów: na jednostce morskiej i na lądzie dla dwóch różnych typów zaworów. Diagnostykę prowadzono w oparciu o doświadczalne umiejscowienie czujnika pomiarowego. Stwierdzono, że: zastosowanie emisji akustycznej (EA) do diagnostyki mechatronicznych obiektów przemysłowych zyskuje na popularności jako doskonałe narzędzie diagnostyczne, jednak ograniczenia w skutecznym stosowaniu techniki EA wynikały częściowo z trudności mocowania sensora, dostępu do obiektu pomiarowego, zastosowania stacjonarnego rejestratora (urządzenia na stałe zamocowanego do pompy) a także w trudnościach związanych z przetwarzaniem, interpretacją i odpowiednią klasyfikacją pozyskanych danych. Pewnego rodzaju rozwiązaniem jest zastosowanie techniki pomiarowej EA wykorzystującej przenośne, uniwersalne urządzenia do rejestracji fal sprężystych emisji akustycznej. Dotychczasowe badania potwierdzają, że emisja akustyczna jest metodą (i zjawiskiem), którą można wykorzystać nie tylko w klasycznym diagnozowaniu, ale także w tzw. prognozowaniu stanu obiektu. Już badania wstępne potwierdziły, że EA daje lepsze możliwości identyfikacji niż pozostałe (stosowane obecnie) metody diagnostyki pomp płuczkowych. Techniki pomiarowe wykorzystujące fale sprężyste pozwoliły dodatkowo określić/wskazać miejsce związane z pracą konkretnego zaworu wpływającego na cały proces wiertniczy. Wykazano istnienie zależności uzyskanego sygnału z poszczególnymi czasookresami pracy bloku zaworowego. Analiza diagnostyczna obiektu pozwoliła m.in. określić momenty pracy tłoka w czasie tłoczenia lub ssania, gdzie widoczne jest zamknięcie zaworu

oraz dodatkowo uderzenie otwierającego się zaworu o górną jego część. Rejestrowany przy każdym otwarciu lub zamknięciu sygnał, umożliwia również identyfikację stopnia zużycia sprężyny lub spadku ciśnienia czy też aktualnego stanu zastosowanego elastomeru będącego wkładką uszczelniającą zaworu. Stwierdzono również, że odległość czasowa pomiędzy sygnałem zamykającego się zaworu oraz jego otwarciem jest stała dla wszystkich modułów zaworowych; jej różnica może świadczyć o niewłaściwym stanie np.: sprężyny lub zacieraniu się tulejki prowadzącej. Zauważono, że czasie rozruchu pompy i jej przyśpieszenia nie można zauważyć wyraźnego odbicia związanego z otwierającym się zaworu (o jego położenie końcowe), ze względu na małe ciśnienie robocze. Na tej podstawie można dodatkowo określić precyzyjny moment „rozpoczęcia pracy” układu. Na podstawie przeprowadzonych analiz i badań potwierdzono, że zbyt duża odległość czujnika od innych zaworów oddalonych od miejsca pomiaru nie pozwala na wykrycie odbijania się zaworu i sygnał jest niewidoczny. Istnieje zatem potwierdzenie, że im wyższa częstotliwość mierzonego sygnału, tym bardziej zbliżamy się do miejsca, z którego on pochodzi. To z kolei dowodzi, że z diagnostycznego punktu widzenia istnieje większa pewność uzyskanej diagnozy. Udowodniono również, że niewłaściwe umiejscowienie czujnika na bloku zaworowym powoduje nakładanie się fal emisji akustycznej co może prowadzić do błędnego pomiaru w badanym bloku zaworowym. Opracowano dodatkowo udoskonalony algorytm procesu wiertniczego z wyszczególnieniem pracy pomp płuczkowych z tzw. ciągłym dozowaniem (monitorowaniem). Udowodniono, że przenośne urządzenie wykorzystujące techniki pomiarowe EA może być zastosowane do identyfikacji uszkodzeń pracy pomp płuczkowych i ogólnie niezawodności mechatronicznych obiektów morskich i lądowych. **W pracy przeprowadzono analizę i syntezę procesu pomiarowego związanego z detekcją sygnałów emisji akustycznej monitorujących pracę zaworów pompy płuczkowej stosowanej do odwiertów głębinowych.**

Abstract

The continuous demand for natural gas and oil production productivity, has resulted in breakthroughs in the proper selection of working fluids, materials used or maintenance of mud pumps. However, there is still the problem of their ongoing condition identification in order to ensure the most reliable operation in various offshore and/or onshore conditions. One of the most important mechanisms affecting the stable and dynamic operation of a mud pump is the flow of the working fluid and the associated phenomena of erosion and cavitation. They affect the operation of the entire system, causing damage to such components as the valve or valve seat, among others. Therefore, the purpose of the study was to conduct diagnostic tests on mud pumps (using acoustic emission), in order to find a good and most reliable method to identify the technical condition of the entire valve block. The main focus of the study was on such a condition of the diagnosed object, which does not indicate clear symptoms related to damage, but the wear condition is significant enough that the valve/valves could be damaged in the next pump operation process.

Two different areas/environments of mud pumps used for drilling were analyzed: on an offshore unit and onshore for two different types of valves. Diagnostics were carried out based on the experimental location of the measuring sensor. It was found that: The use of acoustic emission (EA) for the diagnosis of mechatronic industrial objects is gaining popularity as an excellent diagnostic tool, but the limitations in the successful application of the EA technique were partly due to the difficulties of mounting the sensor, access to the measurement object, the use of a stationary recorder (a device permanently attached to the pump) and also in the difficulties associated with the processing, interpretation and appropriate classification of the acquired data. One kind of solution is the application of EA measurement technique using portable, universal devices for recording elastic waves of acoustic emission. Previous research confirms that acoustic emission is a method (and phenomenon) that can be used not only in classical diagnosis, but also in the so-called prognosis of the object's condition. Already preliminary studies have confirmed that EA offers better identification possibilities than other (currently used) methods for diagnosing scrubber pumps. Measurement techniques using elastic waves additionally made it possible to determine/indicate the location associated with the operation of a particular valve affecting the entire drilling process. It was shown that there is a relationship of the obtained signal with the individual operation time periods of the valve block. The diagnostic analysis of the object allowed, among other things, to determine the moments of piston operation during pumping or suction, where the closure of the valve is visible, and additionally the impact of the opening valve on the upper part of the valve.

The signal, recorded at each opening or closing, also makes it possible to identify the degree of spring wear or pressure drop, or the current state of the applied elastomer, which is the valve's sealing liner. It was also found that the time distance between the signal of the closing valve and its opening is constant for all valve modules; its difference can indicate the improper condition of, for example: the spring or the sealing liner. It is noted that during the start-up of the pump and its acceleration, it is not possible to see a clear rebound associated with the opening of the valve (by its final position), due to the low operating pressure. On this basis, the precise moment of "start-up" of the system can be further determined. On the basis of analysis and testing, it was confirmed that the excessive distance of the sensor from other valves away from the measurement site does not allow the detection of the valve bounce and the signal is invisible. Thus, there is confirmation that the higher the frequency of the measured signal, the closer to the place from which it comes. This, in turn, proves that, from a diagnostic point of view, there is greater confidence in the diagnosis obtained. It has also been proven that improper placement of the sensor on the valve block causes overlapping of acoustic emission waves, which can lead to erroneous measurements in the valve block under test. In addition, an improved algorithm for the drilling process was developed, detailing the operation of mud pumps with so-called continuous supervision (monitoring). It was proved that a portable device using EA measurement techniques can be used to identify defects in the operation of mud pumps and the reliability of mechatronic offshore and onshore facilities in general. **The paper analyzes and synthesizes the measurement process associated with the detection of acoustic emission signals monitoring the operation of mud pump valves used for deepwater drilling.**

