

Peter Popálený, GE ENERGY Slovakia s.r.o.
Ryszard Nowicki, GE POWER CONTROLS Sp. z o.o., Poznań

WYKORZYSTANIE CHARAKTERYSTYKI SCL W DIAGNOSTYCE AGREGATÓW ŁOŻYSKOWANYCH ŚLIZGOWO

APLICACION OF SCL ANALYSIS IN DIAGNOSTIC PROCESS OF AGGERGATES WITH JOURNAL BEARINGS

Streszczenie: W artykule omówiono możliwości wykorzystywania charakterystyk zmiany położenia czopów na rzecz oceny poprawności osiowania. Opisano typowe kształty tych charakterystyk dla wybranych typów łożysk oraz pokazano uzależnienia między tym formatem danych, a innymi wybranymi charakterystykami dynamicznymi wykorzystywanymi w diagnostyce technicznej.

Abstract: This paper describes possibilities of usage of shaft centerline position data for evaluation of alignment correctness. There are described shapes of typical characteristics for chosen journal bearings and shown relationships between the considered data format and other dynamic characteristics used in technical diagnostics.

Słowa kluczowe: stan techniczny, zmiana położenia czopów, osiowanie, silnik, pompa, APHT NX

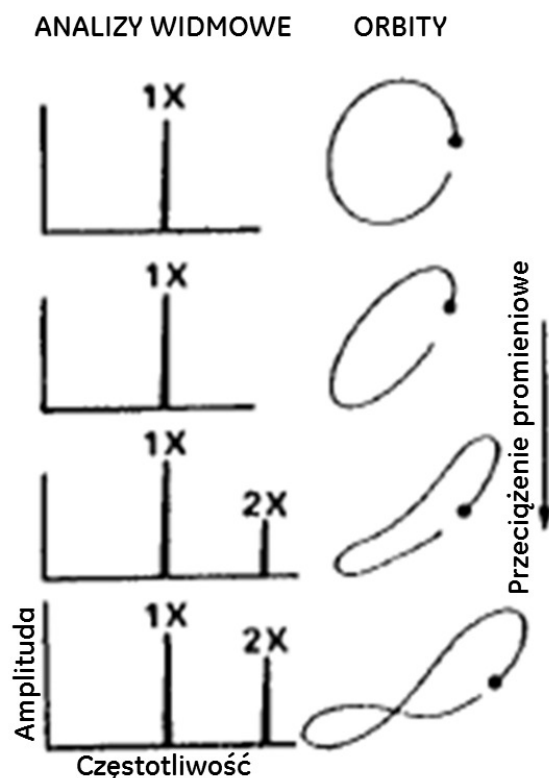
Keywords: technical condition, shaft centreline position change, alignment, electric motor, pump, APHT NX

1. Wstęp

W artykule omówiono możliwości diagnozowania agregatów z poziomą osią wałów, które posiadają wirniki łożyskowane ślizgowo, na bazie wybranych danych gromadzonych w systemie diagnostyki. Omówiony został przykład pokazujący skutki błędnej fabrycznej instrukcji osiowania silnika, zastosowaną metodykę dochodzenia do zdiagnozowania problemu oraz poprawę stanu technicznego po skorygowaniu ww. instrukcji.

2. Uzależnienia między wybranymi typami analiz

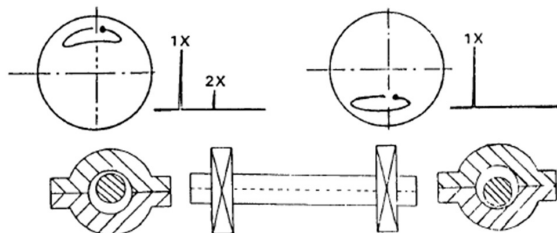
Na Rys.1 pokazano uzależnienie zachodzące między kształtem orbity, a składem widmowym w przypadku, w którym wirnik nie charakteryzuje się drganiami asynchronicznymi. W przypadku zwiększenia przeciążenia promieniowego wirnika orbita zmienia kształt z kołowej na eliptyczną, następnie na bananową i finalnie na ósemkową. Odpowiadające jej widma drgań wstępnie posiadają wyłącznie składową 1X natomiast po wystąpieniu kształtu bananowego pojawia się w widmie drgań składowa 2X, której amplituda jest tym większa im większe jest owo przeciążenie promieniowe.



Rys. 1. Uzależnienie kształtu orbity i widma drgań dla promieniowego przeciążenia wału

Typową przyczyną pojawiania się przeciążenia promieniowego jest nieosiowość (np. gniazd łożyskowych w korpusie lub zasprzęglenia dwóch kolejnych wałów). Na Rys.2 pokazano przykład

wału poddanego jednostronnie znacznemu przeciążeniu promieniowemu. Przeciążenie występuje po lewej stronie wału i jest skierowane pionowo do góry. Wał przyjmuje nienaturalnie wysoką pozycję w lewym łożysku, a forma orbity jest bananowa. W przypadku braku przeciążenia promieniowego (jak to ma miejsce z prawej strony wału) orbita przyjmuje kształt eliptyczny i w konsekwencji widmo posiada wyłącznie składową drgań 1X.



Rys. 2. Położenie czopów w łożyskach oraz forma orbity w przypadku przeciążenia promieniowego po lewej stronie wału.

Analizy pokazane na Rys. 1 i 2 mogą odpowiadać zarówno ustalonym warunkom pracy agregatu, jak również mogły zostać zarejestrowane w jakiejś fazie jego pracy w warunkach przejściowych.

W przypadku postoju agregatu posiadającego poziomą oś wałów (oraz nieposiadającego przekładni zębatej) można się spodziewać, że wał (lepiej: jego czopy) przyjmą możliwie najniższą pozycję dopuszczalną ze względu na luzy montażowe w łożyskach (tzn. czopy będą pozostawać w kontakcie z dolnymi elementami łożyska). Po uruchomieniu napędu, wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, zacznie się budować film olejowy, który spowoduje wznios czopów – tym większy im większa jest prędkość wirowania wirnika. Krzywa wzniosu jest uzależniona od rodzaju zastosowanych łożysk ślizgowych.

W kolejnej części artykułu zostaną omówione typowe charakterystyki dla dwóch typów łożysk: z luzem cytrynowym oraz łożysk segmentowych.

3. Typowe kształt charakterystyk SCL

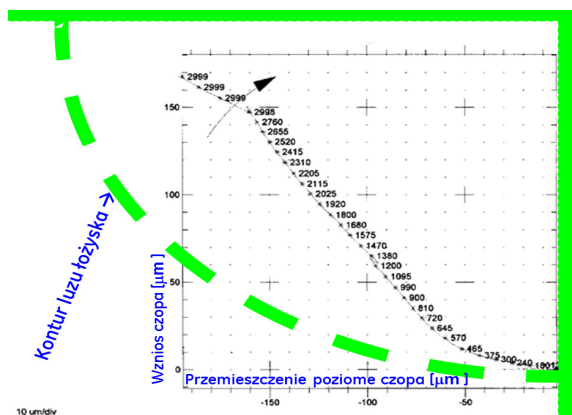
Najczęściej wznios wału dla poprawnie zmontowanego napędu i maszyny roboczej jest ograniczony. Po osiągnięciu odpowiednio wysokich obrotów (na ogół wyższych niż obroty nominalne) środek czopa pokryje się, co najwyżej ze

środkiem łożyska. Dla większości maszyn¹ wał na ogół nie powinien podnosić się powyżej płaszczyzny podziałowej łożyska tak jak to ma miejsce dla lewego łożyska na Rys.2.

Trajektoria średniego położenia czopa w łożysku jest jednym z ważnych formatów diagnostycznych. Analiza ta nazywa się w żargonie diagnostyki „SCL” (co jest skrótem od angielskiego: *Shaft Center Line*). Położenie czopa w łożysku zależy nie tylko od prędkości obrotowej wirnika, ale także może zależeć od wybranych parametrów procesowych oraz może być modyfikowane w konsekwencji zmiany stanu technicznego agregatu i / lub jego konstrukcji wsporczej. Dla kolejnych rozruchów i odstawień tego samego agregatu, który cechuje się podobnym stanem technicznym, charakterystyka SCL winna być dalece powtarzalna. Na Rys.3 pokazano przykładową charakterystykę SCL wykonaną dla jednego z łożysk napędu posiadającego łożyska z luzem cytrynowym na tle lewej dolnej ćwiartki luzu łożyskowego. Ćwiartka ta jest interesująca w tym przypadku z tego względu, że wirnik obracał się zgodnie ze wskazówkami zegara (kierunek obrotów został pokazany strzałką na analizie). W takim przypadku cała charakterystyka (niezależnie od tego czy rozruchowa czy wybiegowa) winna znajdować się w wymienionej ćwiartce. W przypadku obrotów przeciwnych niż pokazane na Rys.3 interesującą byłaby prawa dolna ćwiartka i w niej też winna zawierać się cała charakterystyka SCL. Linia przerywana na Rys. 3 (a także także linie na Rys. 9 i 10) pokazuje kontur luzu łożyskowego. Kontur luzu winien być możliwy do skonfigurowania w systemie diagnostyki na bazie danych rzeczywistych (a nie teoretycznych z dokumentacji technicznej) uzyskiwanych od mechaników dokonujących montażu łożysk. Pokazana na Rys.3 charakterystyka jest opisana z pomocą obrotów wirnika [RPM]. Przed rozpoczęciem wybiegu jego obroty były bliskie 3000 RPM. Na pokazanej charakterystyce widoczne są wyraźnie jej dwie części: górna (odcinek prosty – indeksowany tymi samymi obrotami) mówi o zmianie położenia czopa w czasie odciażenia agregatu i pozostała, pokazująca, że wraz ze spadkiem prędkości obrotowej wirnik powracał do po-

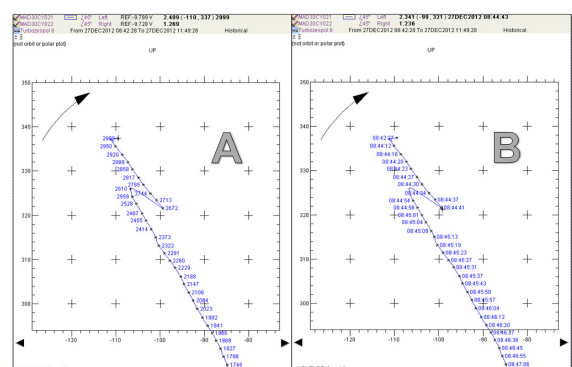
¹ W przypadku niektórych przekładni zębatych mogą zaistnieć takie warunki ich pracy, że jeden z wałów pracował będzie na dolnych półpanewkach, a kolejny na górnych.

żenia spoczynkowego scharakteryzowanego na wykresie we współrzędnych X-Y wartościami „0-0” [µm].



Rys. 3. Zmiana położenia czopa wału w czasie wybiegu agregatu

Inaczej zachowuje się położenie czopa w przypadku łożysk segmentowych. W tym przypadku zmiana położenia czopa jest najczęściej pionowa (tzn. wznios wirnika nie jest uzależniony od kierunku jego obrotów). System diagnostyki winien umożliwiać opis charakterystyki SCL nie tylko z pomocą etykiet mówiących o obrotach, ale także z pomocą etykiet czasowych. Na Rys. 4 [1] pokazano przykład takiego opisu dla fragmentu charakterystyki SCL (zmiana obrotów w zakresie: ~3000...~1740 RPM) pochodzącej z odstawiania dużego agregatu. Na Rys.4A charakterystyka SCL została opisana etykietami mówiącymi o prędkości obrotowej wirnika z dokładnością do 1 RPM, natomiast na Rys.4B ta sama charakterystyka została opisana etykietami czasu rzeczywistego HH:MM:SS z dokładnością do 1 sekundy.



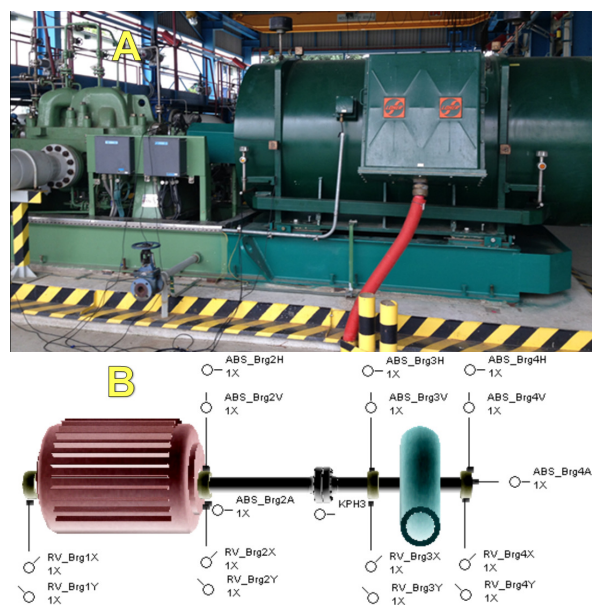
Rys. 4. Zmiana położenia czopa wału w czasie wybiegu agregatu opisana z dokładnością (A) 1[RPM], (B) 1[s]

Omówiona powyżej własność systemu diagnostyki daje możliwość lepszej analizy wzajemnej

różnych formatów danych dostępnych w zaawansowanym systemie (np. analiza SCL versus analiza ORBITY, czy to dla określonych obrotów, czy też dla zadanego czasu, analiza SCL versus analiza BODE’go – tu obligatoryjnie w funkcji prędkości obrotowej) oraz różnych zmiennych procesowych (np. analiza SCL versus MOC agregatu lub STOPIEŃ OTWARCIA ZAWORÓW, analiza SCL versus ZMIANA SZTYWNOŚCI PODPARCIA WIRNIKA spowodowana włączeniem oleju lewarowego; ten ostatni przypadek jest uwidoczniiony na Rys.4 w postaci załamania charakterystyki; włączenie oleju lewarowego spowodowało w tym przypadku bardzo nieznaczne, bowiem wynoszące jedynie ~5 µm podniesienie wirnika oraz także jego przemieszczenie w lewo; w/w przemieszczenie stanowi 1...2% wartości typowego luzu łożyskowego agregatu, dla którego analiza była wykonywana).

4. Korekty osiowania na bazie SCL [2]

Dwubiegunowy silnik indukcyjny (LOHER) o mocy 1,6 MW sterowany przetwornicą częstotliwości jest wykorzystywany do napędu pompy DVMX P1224.1 (produkcji GUINARD PUMPS TEXTRON) przeznaczonej do transportu ropy naftowej i produktów naftowych. Na Rys.5A pokazano agregat, który podlegał analizie. Na linii produkcyjnej zainstalowane są trzy takie agregaty, które pracują bądź to pojedynczo, bądź to w parze i posiadają oznaczenia technologiczne: #4A, #4B i #4C.



Rys. 5. (A) Widok agregatu pompowego i (B) schemat informujący o rodzajach pomiarów drgań na rzecz oceny stanu technicznego

Wszystkie łożyska agregatów są łożyskami ślizgowymi. W związku z tym zostały one wyposażone przez producenta w czujniki drgań wału XY oraz nadzór przesuwu osiowego Ax, natomiast na czas prowadzonych badań zostały wyposażone w czujniki prędkości drgań mocowane z pomocą magnesów na kierunkach A-V-H. Na Rys. 5B pokazano lokalizację wszystkich czujników drgań oraz dodatkowo znacznika fazy, a na Rys. 6 przykładowe usytuowanie czujników w węźle łożyskowym Ł2: na pierwszym planie widoczne są obudowy TYP 31000 wykorzystywane do zainstalowania czujników drgań względnych XY oraz mocowane z pomocą magnesów sejsmiczne czujniki drgań.



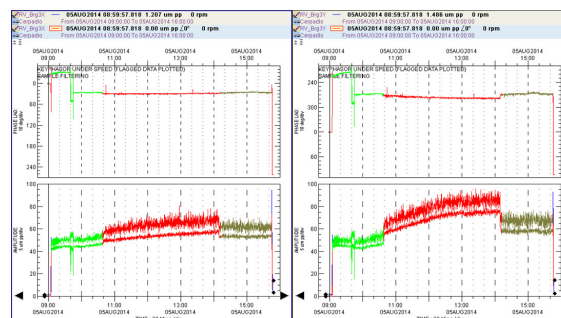
Rys. 6. Widok czujników XY w węźle łożyskowym silnika

Problem z pracą agregatu #4C sprowadzał się do krytycznej zmiany poziomu drgań względnych. Problem nie wydawał się być powodowany zmianą parametrów procesowych natomiast prowadził do awaryjnego odstawienia agregatu po przekroczeniu granicznych nastaw drgań (tu 95 μm Peak-to-Peak w łożysku Ł3). Pomiary realizowane z pomocą czujników sejsmicznych zawierały się w przedziale 0,6... 2,6 mm/s RMS, a maksimum drgań zostało zaobserwowane na kierunku pionowym (=V) łożyska Ł4. Drgania te były o ~50% wyższe niż obserwowane w punktach pomiarowych Ł3, tzn. dla łożyska problematycznego z punktu widzenia drgań względnych.

Na Rys. 7 pokazano zmianę charakterystyk APHT 1X² dla czujników XY zainstalowanych na pompie od strony sprzęgła. Charakterystyka ta została wykonana po uruchomieniu agregatu #4C ze stanu zimnego (około godziny 9:00) dla różnych warunków pracy instalacji i składa się z trzech części: część pierwsza i trzecia odpo-

wiada równoległej pracy pomp #4A i #4C, natomiast część druga (centralna) charakteryzuje samodzielną pracę pompy #4C.

Widoczna jest monotoniczna zmiana poziomów drgań w czasie samodzielną pracę agregatu pompowego oraz skokowa zmiana drgań w czasie włączenia / wyłączenia drugiego agregatu na okoliczność pracy grupowej.



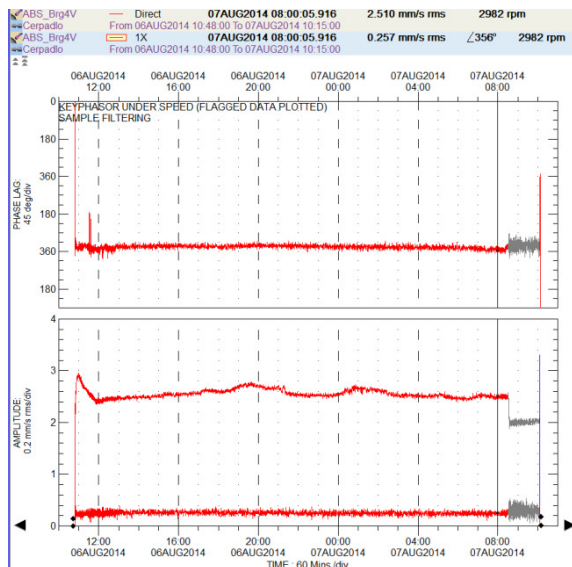
Rys. 7. Wykresy APHT 1X czujnika 3X pompy #4C w różnych warunkach pracy instalacji

Z przedstawionej charakterystyki można wywnioskować następujące wnioski: główna energia drgań zawiera się w składowej obrotowej (1X) w ciągu pierwszych pięciu godzin widoczny jest wzrostowy trend drgań; po czym poziom drgań się stabilizuje, kierunek wektor 1X praktycznie nie zmienia się, praca w różnych warunkach użytkowania instalacji powoduje zróżnicowanie poziomów drgań wynoszące po pięciu godzinach ~15...20 μm (co odpowiada 16...21% maksymalnie możliwemu poziomowi drgań).

Na Rys.8 pokazano także charakterystykę APHT 1X dla jednego z tymczasowo doinstalowanych na czas badań na pompie czujników sejsmicznych generujących sygnał prędkości drgań.

Z przedstawionej charakterystyki można wywnioskować następujące wnioski: sumaryczny poziom drgań cechuje się nieznaczną zmiennością i nie jest skorelowany z postępującą stabilizacją cieplną. Składowa 1X posiada znikomy udział energetyczny w sumarycznym poziomie drgań, faza składowej 1X nie podlega zauważalnej zmianie, uruchomienie drugiego agregatu powoduje skokową, ale nieznaczącą zmianę poziomu drgań, mierzona prędkość drgań nie jest duża z punktu widzenia ogólnie honorowanych zaleceń normowych.

² Opis charakterystyk APHT NX zamieszczono w [3].

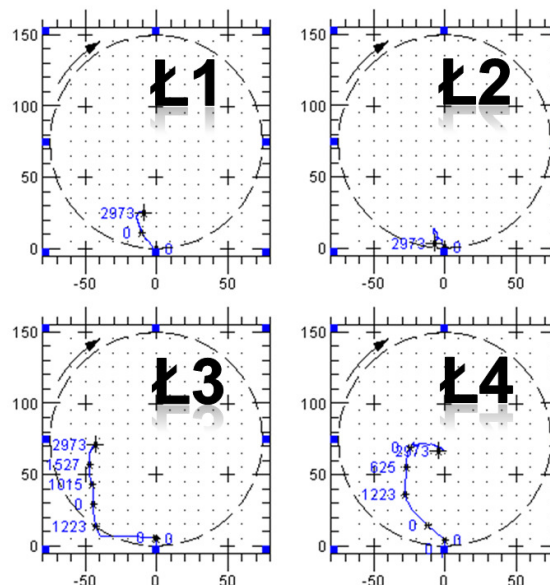


Rys. 8. Wykresy APHT IX z czujnika sejsmicznego zainstalowanego w węźle łożyskowym pompy #4C

W świetle powyższych danych za przyczynę zmiany poziomów drgań względnych uznano stabilizację cieplną agregatu, na którą dodatkowo mogła wpływać zmiana temperatury otoczenia. Sprawdzone, że osiowanie silnika i pompy jest wykonane zgodnie z obowiązującymi procedurami (w warunkach zimnego agregatu). Poważną wątpliwość powodował jednak fakt, że producent silnika nie wymagał wprowadzania w stanie zimnym jakiegś poprawki i zalecał ustawienia silnika 0-0.

Czujniki bezkontaktowe XY (jak pokazane przykładowo na Rys.6) oprócz pomiaru drgań wirnika umożliwiają kontrolę położenia czopów w łożyskach i w konsekwencji umożliwiają generowanie w systemie diagnostyki charakterystyk SCL (w przypadku prowadzonych badań posiłkowano się wielokanałowym przenośnym systemem diagnostyki **ADRE® for Windows**). Na Rys.9 pokazano charakterystyki SCL dla wszystkich łożysk agregatu pompowego w problematycznym stanie technicznym zostały pokazane. Linią przerywaną na tych charakterystykach pokazano estymację luzu łożyskowego, który dla wszystkich łożysk winien być kołowy i winien wynosić 140 μm.

Na bazie przedstawionych charakterystyk widocznym jest natychmiast: dość niski wznios czopa po swobodnej stronie silnika oraz brak wzniosu (tylko 3 μm) po stronie napędowej. Ten ostatni fakt świadczący jednoznacznie o za wysokim położeniu tego wężła łożyskowego.



Rys. 9. Wykresy SCL dla łożysk agregatu w problematycznym stanie technicznym

Tak więc mimo uprzedniego skonstatowania proceduralnej poprawności osiowania silnika, postanowiono dokonać oceny deformacji poszczególnych węzłów agregatu w czasie stabilizacji termicznej. W tym celu: dokonano oceny zmienności temperatury w czasie stabilizacji cieplnej, posiłkowano się wytycznymi zawartymi w [4], w obliczeniach uwzględniono gabaryty poszczególnych węzłów konstrukcyjnych agregatu oraz rodzaje materiałów, z których zostały one skonstruowane.

W TABELI zostały pokazane, dla wszystkich węzłów łożyskowych, skrajne wyniki pomiarów temperatury dla stanu zimnego agregatu i po osiągnięciu pełnego wygrzania, podano wynikową różnicę temperatury ΔT oraz wynik obliczeń rozszerzalności liniowej ΔL dla poszczególnych węzłów.

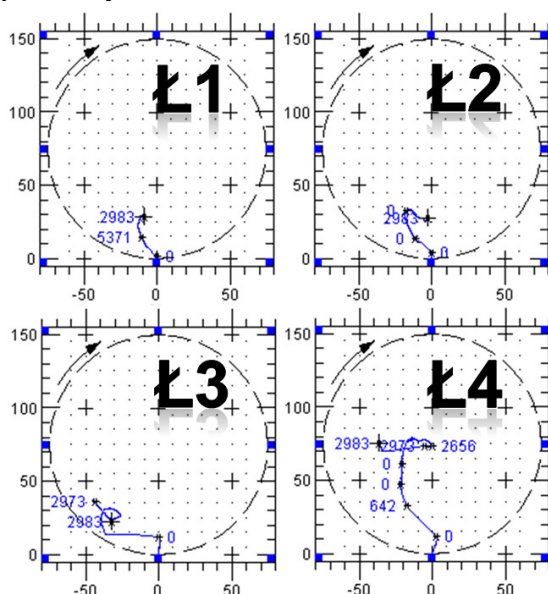
	SILNIK NDE	SILNIK DE	POMPA DE	POMPA NDE
T1 [°C]	21	21	21	21
T2 [°C]	44	55	41	32
ΔT [°C]	23	34	20	11
ΔL [μm]	198,21	293,01	147,47	81,11

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że stosowana procedura osiowania silnika nie jest poprawna, bowiem wznios wężła łożyskowego po stronie napędowej silnika jest zdecydowanie wyższy niż wężła po drugiej stronie sprzęgła. Konsekwencją tego faktu były wyniki charakterystyk SCL pokazane na Rys. 9 gdzie czop Ł2 po stronie napędowej silnika jest ekstremalnie ściągnięty na dół, a czop Ł3 po stronie napę-

dowej pompy jest podniesiony nadmiernie do góry.

Bazując na dokonanych obliczeniach dokonano korekty w instrukcji osiowania agregatów pompowych zgodnie z wytycznymi zawartymi w [4].

Na Rys.10 pokazano charakterystyki SCL dla rozruchu agregatu już po wprowadzeniu nowej procedury osiowania.



Rys. 10. Wykresy SCL dla czterech łożysk agregatu po skorygowaniu osiowania silnika

Na bazie przedstawionych charakterystyk można stwierdzić: wznios czopów wirnika silnika jest z obu stron podobny, w konsekwencji czop po stronie napędowej pompy nie jest już tak bardzo podnoszony przez sprzęgło i zajmuje jedynie nieznacznie wyższą pozycję niż czopy silnika (różnica wynosi $\sim 10 \mu\text{m}$); fakt, że po stabilizacji cieplnej położenie czopa w łożysku Ł2 jest nieznacznie niższe niż w łożyskach Ł1 i Ł3 może sugerować, że w dalszym ciągu pozycjonowanie silnika po stronie napędowej jest nieznacznie za wysokie.

Konsekwencją skorygowania osiowania jest znaczące obniżenie drgań względnych we wszystkich węzłach łożyskowych, a w najbardziej problematycznym węzle Ł3, powodującym wcześniej odstawienia alarmowe agregatu, drgania względne obniżyły się do wartości $48 \mu\text{m}$ (czyli do $\sim 50\%$ uprzednio osiąganego poziomu drgań powodującego wyłączenie awaryjne).

Dla tej fazy badań dokonano również rejestracji drgań sejsmicznych w identycznych jak poprzednio punktach pomiarowych. Pomiary za-

wierały się w przedziale $1,0 \dots 2,5 \text{ mm/s RMS}$, a maksimum drgań zostało zaobserwowane (podobnie jak uprzednio) na kierunku pionowym obudowy łożyska Ł4. Również w tym przypadku drgania te były o $\sim 50 \dots 150\%$ wyższe, niż obserwowane w innych punktach pomiarowych.

W świetle powyższego można skonkludować, że poprawa osiowania, która zaowocowała dużym obniżeniem drgań względnych praktycznie nie przyczyniła się do zmiany aktywności drganiowej agregatu w dziedzinie drgań sejsmicznych.

5. Zakończenie

W artykule omówiono pewne szczególne postacie charakterystyk SCL, które mogą być wykorzystywane w diagnostyce stanu technicznego maszyn łożyskowanych ślizgowo. W szeregu przypadków analizy te, które są analizami statycznymi winny być wykorzystywane wspólnie z typowymi analizami dynamicznymi takimi jak widmo drgań, analiza orbity, analizy wektorowe typu BODE NX i APHT NX. W artykule omówiono przykładowe podstawowe uzależnienia między wymienionymi typami analiz.

Omówiony został przykład z obszaru diagnostyki technicznej pokazujący jak można ocenić poprawność osiowania agregatu silnik – pompa z pomocą charakterystyk SCL.

Omawiany przykład pokazywał dodatkowo, że poprawnym sposobem nadzoru drganiowego agregatu posiadającego sztywne obudowy łożysk są przede wszystkim drgania względne wirnika. O ile w przypadku drgań wirnika o sumarycznym poziomie drgań decydowała prawie wyłącznie składowa obrotowa, o tyle w przypadku drgań sejsmicznych składowa obrotowa wpływała w mało znaczącym stopniu na sumaryczne drgania obudów łożysk³.

³ Nie należy jednak wyciągać za daleko idących wniosków, że wykorzystywanie czujników drgań sejsmicznych dla pomp łożyskowanych ślizgowo nie jest celowe. Sejsmiczne czujniki przyspieszeń drgań (a w niektórych przypadkach także szerokopasmowe czujniki prędkości drgań) mogą być pomocne w rozpoznaniu występowania kawitacji, a także w ocenie stopnia jej intensywności. Jednak w tym celu bardziej zasadne jest ich mocowanie nie w węzłach łożyskowych jak to było opisane w artykule, a bezpośrednio na korpusie pompy. Przykład poważnego uszkodzenia wirnika pompy spowodowanego kawitacją zamieszczono w [5].

Tak więc nie należy patrzeć negatywnie na użytkowników, którzy wykorzystują dla silników i pomp łożyskowanych ślizgowo, dodatkowo w stosunku do czujników drgań względnych XY (włączonych do systemu monitorowania i zabezpieczeń On-Line – vide [5]) także czujniki sejsmiczne (włączone, bądź to do systemu monitorowania On-Line bądź też wykorzystywane dodatkowo z pomocą technik obchodowych). Natomiast dalece niepoprawnym podejściem jest monitorowanie takich agregatów wyłącznie z pomocą czujników sejsmicznych⁴. Tak jak to zostało pokazane w artykule samodzielnie wykorzystywane czujniki sejsmiczne nie są w stanie rozpoznać poprawnie znaczących odchyśleń od poprawnego stanu technicznego maszyn łożyskowanych ślizgowo.

Bazując na analizach SCL możliwe jest rozpoznanie bieżącego stanu technicznego i zapobieganie możliwym uszkodzeniom prowadzącym do wymuszonych napraw i w konsekwencji skrócenia okresów między remontowych. I tak:

- bardzo niski wznios czopa (tak jak to miało miejsce dla Ł2) i w konsekwencji bardzo cienki film olejowy zwiększa ryzyko zerwania tego filmu;
- nadmierny wznios czopa (tak jak to miało miejsce dla Ł3) i w konsekwencji odciążenie łożyska zwiększa ryzyko wystąpienia drgań olejowych prowadzących najpierw do osłabienia przylegania stopu łożyskowego, a w dalszej kolejności do jego wykruszeń.

Literatura

- [1]. Kaniowski L.: Powróćmy do danych statycznych, prezentacja na XXIV Forum Diagnostyki, Suchedniów, Maj 2014.
- [2]. Popálený P.: Diagnostický audit, PS1 CS222 Budkovce, Hlavné čerpadlo 4A (P1224.1). Report číslo s140805PP, GE Energy Slovakia s.r.o., AUG 2014.
- [3]. Kiss A., Nowicki R.: Zarządzanie stanem technicznym napędów pomp krytycznych, Maszyny Elektryczne - Zeszyty Problemowe, Nr 1/2015, str. 175-181, 2015.
- [4]. Piotrowski J.: Shaft Alignment Handbook, Third Edition, ISBN 9781574447217 - CAT# DK4322.
- [5]. Nowicki R.: Postęp w stosowaniu systemów nadzoru stanu technicznego pomp, Pompy i Pompownie, 2(151), 2014, str. 54-55.

⁴ Autorom jest znanych kilka przedsiębiorstw w Polsce, które wykorzystują taki dalece niepoprawny monitoring silników i pomp w celu ich zabezpieczenia.

Autorzy



Ing. Peter Popálený, PhD.
GE Energy Slovakia s.r.o.
915 28 Nove Mesto n/V
Trenčianska 1877/15, Słowacja
peter.popaleny@ge.com
(+421) 2 6428 7841



Dr inż. Ryszard Nowicki
GE POWER CONTROLS, Od.
Bently Nevada
60-432 Poznań
Myśluborska 62, Polska
Ryszard.Nowicki@ge.com
(+48) 601 710 700