

PREDYKCYJNE UTRZYMANIE RUCHU WYBRANYCH MŁYNÓW WĘGLOWYCH EKSPLOATOWANYCH W PRZEDSIĘBIORSTWACH ENERGETYCZNYCH

Lukasz DRAGUN

Streszczenie: Celem pracy była analiza zaistniałych (nieprzewidzianych) awarii maszyn wirnikowych oraz wskazanie głównych przyczyn tego stanu rzeczy, które w konsekwencji powodują zatrzymanie ciągłości procesu produkcyjnego. W pracy zostały opisane charakterystyczne przypadki predykcyjnego utrzymania ruchu maszyn, które w sposób znaczący wpływają na dyspozycyjność przedmiotowych maszyn. Pierwszym obiektem, który został poddany analizie był młyn pierścieniowo-kulowy w którym opisany został przypadek pęknięcia wału głównego przekładni młyna węglowego typu EM70. Ciekawym było umiejscowienie pęknięcia na części gładkiej w miejscu karbu koncentracji i naprężeń. Aby zapobiec podobnym zniszczeniom wału zaproponowano okresowe badanie poziomu drgań we wskazanych miejscach z wykorzystaniem czujników piezoelektrycznych oraz przenośnej aparatury firmy DIAMOND wibrometr. Drugim przypadkiem analogicznej maszyny wirnikowej (pełniącej funkcję rozdrabniania węgla) był młyn węglowy typu MWk. Głównym problemem w utrzymaniu ruchu przedmiotowej maszyny była prawidłowa eksploatacja kół bijakowych. Aby zapobiec podobnym sytuacjom krytycznym zaproponowano, aby badania poziomu drgań rozszerzyć o badania akustyczne.

Słowa kluczowe: utrzymanie ruchu, młyn pierścieniowo-kulowy, młyn bijakowy

1. Wstęp

Predykcyjne utrzymanie ruchu maszyn jest jednym z elementów prawidłowej eksploatacji maszyny. Liczne przypadki prezentowane w literaturze naukowej wskazują, iż sposobem na „wydłużenie” życia maszyny mogą być prawidłowo zaplanowane działania zapobiegawcze tzw. nieprzewidzianych awarii maszyny. Istotnym jest, iż na wysokość kosztów generowanych przez przedsiębiorstwa produkcyjne znaczący udział procentowy mają tzw. koszty wygenerowane na nieprzewidziane remonty awaryjne maszyn wirnikowych. Dlatego też opracowanie systemu informacyjno-decyzyjnego, który pozwoliłby na zapobieganie przedmiotowym awariom ma ogromne znaczenie na płynność finansową przedsiębiorstwa produkcyjnego.

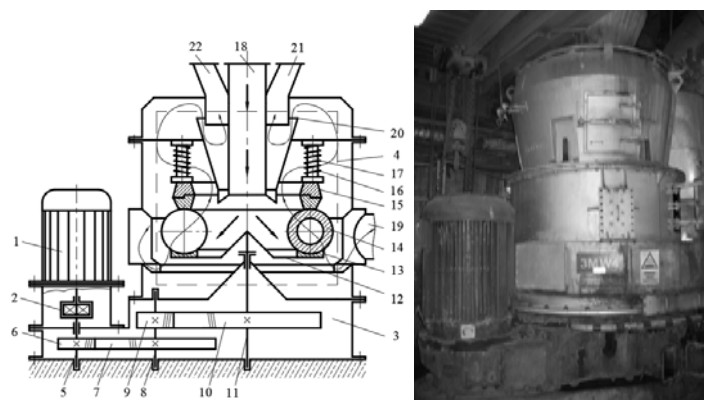
Pierwszym przypadkiem maszyny poddanej analizie był młyn pierścieniowo – kulowy, który znajduje zastosowanie w licznych elektrowniach i elektrociepłowniach. Młyny węglowe to urządzenia, których zadaniem jest przygotowanie mieszanki pyłowo – powietrznej potrzebnej do opalania kotłów energetycznych. Młyn pierścieniowo – kulowy EM70 służy do przemiału węgla kamiennego o granulacji 0 – 30 mm, suszenie pyłu węglowego odbywa się za pomocą gorącego powietrza pochodzącego z wentylatora węglowego wysokoprężnego z jednoczesnym procesem separacji węgla. Młyny węglowe są konstrukcjami zwartymi wykonanymi ze stali konstrukcyjno – węglowej, odlewów żeliwnych, odlewów ze staliwa oraz metali nieżelaznych [1, 2]. Przygotowana mieszanka pyłowo – powietrzna zostaje porwana przez strumień gorącego powietrza do paleniska

kotła. W odsiewaczu następuje oddzielenie grubszych frakcji pyłu, które wracają do ponownego przemiału, do zespołu mielącego. Oddzielenie i regulacja ziarnistości pyłu odbywa się przez ustawienie łopatek odsiewacza i położenia przesłony w odsiewaczu. Gorące powietrze doprowadzone do wiatrownicy przepływa przez dysze wylotowe i przedostaje się do komory młyna. Powietrze gorące służy do suszenia i transportu pyłu węglowego. Młyny węglowe pracują w sposób prawidłowy wówczas, gdy utrzymane są stałe różnice ciśnień między pierwotnym powietrzem, a powietrzem uszczelniającym, które ma za zadanie nie dopuścić do penetracji mieszanki pyłowo – powietrznej na zewnątrz młyna węglowego.

2. POTENCJALNE PRZYCZYNY AWARII MŁYNÓW WĘGLOWYCH TYPU EM70 ORAZ MWk

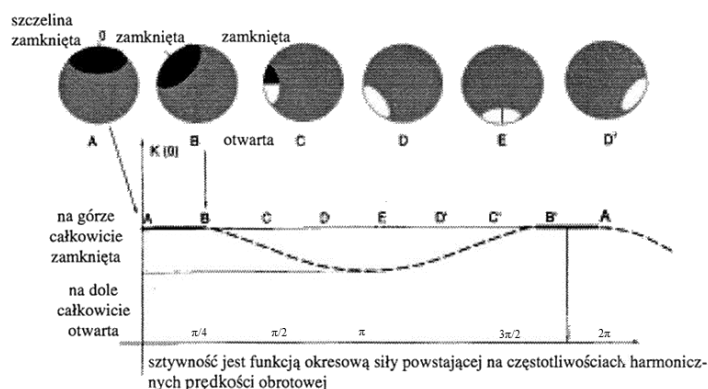
2.1. MŁYN PIERŚCIENIOWO PIERŚCIENIOWO-KULOWY EM70 – przypadek eksploatacyjny

Elektromechaniczny układ pierścieniowo kulowego młyna (rys. 1) zawiera silnik asynchroniczny 1, sprzęgło kombinowane (śrutowe) 2, przekładnia zębata 3 oraz mechanizm wykonawczy dla rozdrabniania węgla kamiennego 4. Ruch obrotowy wirnika silnika przekazuje się przez sprzęgło kombinowane (śrutowe) 2 do napędowego wału 5 reduktora, a potem za pomocą kół zębatach 6 i 7 do pośredniego wału 8. Za pomocą kół zębatach 9 i 10 do napędzanego wału 11. Jednocześnie napędzany wał 11 uruchamia zamocowane na tym wale jarzmo 12 z zainstalowanym na nim dolnym (podporowym) pierścieniem 13. Pierścień 13 z kolei wprowadza w ruch grubościennie kule 14, które są przyciśnięte do jarzma za pomocą górnego dociskającego pierścienia 15 oraz ściśniętych sprężyn 16 znajdujących się na prowadnicach 17. W procesie obracania napędzanego wału 11 z jarzmem 12 i dolnym pierścieniem 13 kule 14 jednocześnie toczą się po powierzchniach dolnego i górnego pierścienia, rozdrabniając węgiel, który wsypywany jest do młyna rurociągiem 18 (kierunek zasilania młyna węglowego oznaczono strzałkami pogrubionymi). Rozdrobniony węgiel strumieniami powietrza, które wdmuchuje się do komory młyna przez rurociąg 19 wynosi przez separator 20 i rurociągi 21, 22 do kotła (kierunki ruchu mieszanki powietrzno-węglowej oznaczono cienkimi strzałkami). Kombinowane sprzęgło 2 zawiera samoczynne odśrodkowe sprzęgło ze śrutem i jest szeregowo połączone z nim sprzęgło podatne [3].



Rys. 1. Młyn węglowy pierścieniowo-kulowy typu EM70

W prezentowanym przypadku eksploatacyjnym młyna pierścieniowo – kulowego EM 70 został poddany analizie przypadek pęknięcia wału głównego. Pęknięcia poprzeczne wału chociaż nie są zjawiskiem częstym, ich konsekwencje mogą być bardzo poważne dla całości maszyn i bezpieczeństwa otoczenia. Sztywność pękniętego wału zależy od kierunku działających sił (głównie ciężaru własnego) i reakcji podpór. Występuje zatem pewna analogia do zachowania się wirnika. W omawianym przypadku ugięcie wału zależy będzie od pozycji pęknięcia - górnej (ściskanie warstwy powierzchniowej, szczelina zamknięta) lub dolnej (rozciąganie warstwy powierzchniowej, szczelina otwarta). Obrotom wału towarzyszy ruch okresowy (rys. 2). Powstające w rezultacie drgania o częstotliwościach harmonicznych prędkości obrotowej można wykorzystać dla detekcji pojawiania się pęknięć. W normalnych warunkach eksploatacji występują zazwyczaj trudności oceny udziału ew. pęknięcia w całkowitej zmienności amplitud drugiej i trzeciej harmonicznej obrotów. Zaznacza się bowiem wpływ asymetrii konstrukcyjnych (wady obróbki czopów) i eksploatacyjnych (nieliniowość filmu olejowego łożyska). Interesująca jest natomiast praca z prędkością obrotową równą połowie prędkości krytycznej $\omega_k/2$. Zmiany sztywności pobudzają wówczas wał do drgań własnych o częstotliwości ω_k . Podobne zjawisko wystąpi także przy obrotach $\omega_k/3$ lub $\omega_k/4$ [3, 4].



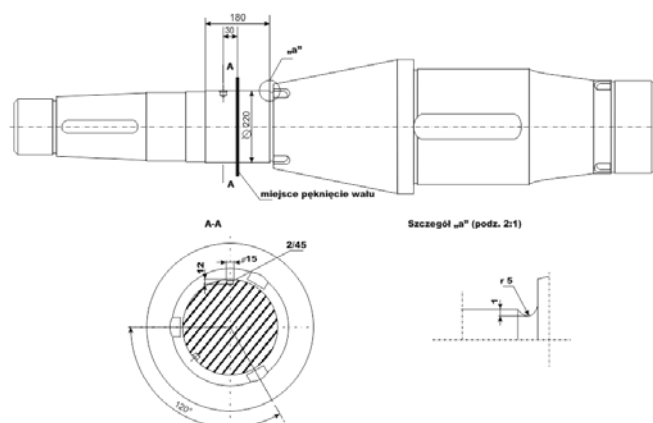
Rys. 2. Wpływ pęknięć na sztywność wału [5]

Nadzór w utrzymaniu ruchu stawiający sobie za cel wczesne wykrywanie pęknięć powinien zatem obejmować zarówno normalne warunki eksploatacji maszyny, jak też stany przejściowe o dostatecznie szerokim zakresie zmian prędkości obrotowej.

Podczas eksploatacji młyna węglowego kulowego typu EM70 kotła OP 230, K – 8 zainstalowanego w jednym z podlaskich przedsiębiorstw energetycznych nastąpiło pęknięcie wału głównego przekładni młyna pierścieniowo - kulowego. Wał młyna do momentu awarii pracował 75 000 roboczogodzin. Została przeprowadzona modernizacja omawianego młyna pierścieniowo-kulowego. Awaria nastąpiła po przepracowaniu 15 000 roboczogodzin od momentu modernizacji.

Głównym celem modernizacji było ograniczenie liczby pracujących jednocześnie młynów. Cel nie został osiągnięty. W praktyce młyn po modernizacji pracował przez krótki okres czasu z przewidzianą wydajnością (15,5 [t/godz.]) po czym obniżono jego wydajność (do poziomu 11,5 [t/godz.] takiej jak przed modernizacją). Po przeprowadzeniu modernizacji młyna stwierdzono wyraźne zwiększenie drgań młyna pierścieniowo-kulowego podczas jego pracy – co według opinii wykonawcy modernizacji było

zjawiskiem normalnym i do przyjęcia. Modernizacja polegała na zmodyfikowaniu części mielącej młyna węglowego. Gabaryty komory mielącej uległy powiększeniu. Liczba kul znajdujących się w komorze młyna została zmniejszona z 9 do 6 sztuk. Liczbę zespołów sprężyn dociskowych zmieniono z 6 na 4 komplety. Przekładnia mechaniczna nie podlegała modernizacji [3].



Rys. 3. Wał młyna kulowego typu EM70

Uzyskane dane dotyczące przedmiotu oceny:

- prędkość obrotowa wału głównego przekładni – 48 [obr./min];
- liczba godzin pracy młyna od zainstalowania – 75 000 roboczogodzin;
- liczba godzin pracy młyna od modernizacji – 15 000 roboczogodzin;
- liczba zespołów sprężyn dociskowych – 4 kpl. (w komplecie po 2 szt. sprężyn);
- siła nacisku na wszystkie zespoły sprężyn – ok. 30 [t];
- moc silnika 160 [kW];
- rok zainstalowania młyna kulowego – 1991 rok.

Tab. 1. Dane techniczne

	Przed modernizacją	Po modernizacji
Średnica podziałowa [m]	1,575	1,570
Średnica kul [m]	0,530	0,750
Liczba kul [szt.]	9	6
Suma nacisk [N]	220 000 N	300 000 N
Sprężyna dł. pocz./dł. rob. – ugięcie – [szt.]	12 szt. (6x2 szt.)	0,380/0,290 – 0,02 – 16 szt. (4x4 szt.)
Wydajność [t/godz.]	11,5	11,5 – rzeczywista 15,5 – zakładana
Średnica wału głównego [m]		0,220
Materiał		Stal 36 HNM

Poddane analizie powierzchni pęknięcia wału:

- powierzchnia dolna przelomu – po pęknięciu pozostała połączona trwale w pierścieniu łożyska – powierzchnia została częściowo uszkodzona podczas demontażu,

- powierzchnia górna przelomu – po pęknięciu swobodnie przemieszczała się w komorze młyna, przez co została silnie zdeformowana na skutek tarcia krawędzią wału o pierścień łożyska.



Rys. 4. Fragmenty wału wycięte w miejscu pęknięcia

Młyn stanowiący przedmiot niniejszej oceny według normy PN – 90/N – 01358 pt. Drgania, metody pomiarów i oceny drgań maszyn [5], należy do II grupy maszyn: maszyny o mocy do 300 [kW] na fundamentach. W ramach badań przeprowadzonych przy użyciu wibrometru DIAMOND przeprowadzono pomiary drgań korpusu młyna. Ze względu na symetrię obiektu przyjęto dwa kierunki pomiarów (kierunek pionowy i poziomy). W tab. 2. przedstawiono wyniki pomiarów.

Tab. 2. Wyniki pomiarów drgań

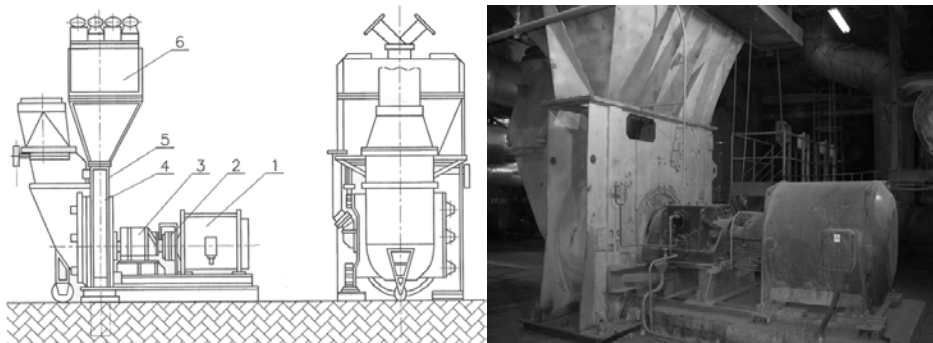
Lp.	Kierunek	Częstość [Hz]	Przesunięcie [μm]	Prędkość [mm/s]	Przyspieszenie [mm/s^2]
1	pionowy	2 – 1000	20,8-92,2-141,0	3,88-16,1-29,5	2,31-11,2-21,1
2	poziomy		45,6-193,0-367,0	7,62-30,4-58,3	3,09-16,9-29,5
3	pionowy	10 – 1000	19,5-67,7-114,0	4,08-14,7-27,5	1,99-8,83-16,2
4	poziomy		43,3-160,0-296,0	8,63-43,9-80,0	2,95-12,3-24,1
5	pionowy	1 – 10 000	0,04-0,43-0,82	0,19-1,54-3,01	2,35-17,1-33,7
6	poziomy		0,02-0,10-0,19	0,19-1,40-2,77	2,20-19,5-36,3

Wynik uzyskany na kierunku poziomym dla częstotliwości z zakresu 10 – 10 000 [Hz] skutecznej amplitudy prędkości drgań równy 8,63 [μm] klasyfikuje obiekt badań w grupie D – stan niedopuszczalny.

2.2 MŁYN WĘGLOWO WENTYLATOROWY TYPU MWk – przypadek eksploatacyjny

Kolejną przyczyną potencjalnych przestoju awaryjnych maszyn mielących węgiel kamienny, który został przywołany w niniejszej pracy jest problem w prawidłowym utrzymaniu ruchu kół bijakowych. Koła bijakowe są jednym z elementów konstrukcyjnych przedmiotowej maszyny. Młyny węglowe wentylatorowe typu MWk są dmuchawami o niskiej sprawności. Posiadają dobre własności suszące dzięki którym mogą być stosowane do przemiału bardzo wilgotnych węgla. Na rys. 5. przedstawiony został schemat młyna węglowego wentylatorowego typu MWk.

Organami miażdżącymi i mielącymi w młynach wentylatorowych są łopatki osadzone na obwodzie tarczy wirnikowej i dodatkowo usztywnione pierścieniem czołowym 4. Całość osadzono na wale 3 i umieszczono w obudowie z centralnym doprowadzeniem węgla. Młyn składa się z obudowy wraz z opancerzeniem 5 i drzwiami służącymi do wymiany koła bijakowego oraz wyłożenia młyna, koła bijakowego osadzonego na wale,



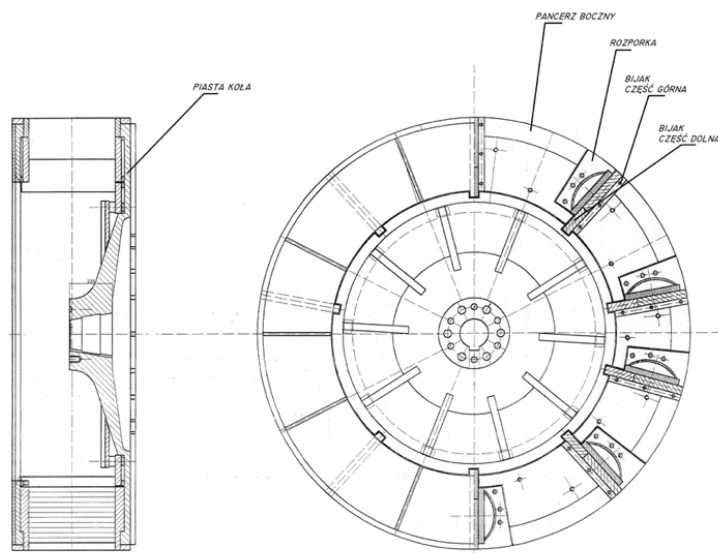
Rys. 5. Młyn węglowy wentylatorowy MWk: 1 – silnik elektryczny, 2 – sprzęgło śrutowe, 3 – łożyskowanie wału z oliwieniem, 4 – koło bijakowe, 5 – korpus z opancerzeniem, 6 – separator pyłu [1]

ułożyskowania wału, sprzęgła 2, wsypu węgla oraz separatora 6 ustawionego na korpusie młyna. Cała konstrukcja jest zasilana silnikiem elektrycznym 1. Dzięki łopatkowej budowie wirnika młyn działa równocześnie jako wentylator odśrodkowy. Ruch obrotowy wirnika wywołuje dużą różnicę ciśnień między wyspem, a separatorem, powodując tym samym intensywne krążenie powietrza gorącego lub spalin na drodze wsyp – wirnik – komora – separator – wsyp.

Wały młynów podobnie jak wały pomp wirowych są zwykle projektowane jako tzw. wały sztywne, których prędkość wirowania jest mniejsza od pierwszej prędkości krytycznej: $0,5 (\omega_{kr}) < \omega < 0,8 (\omega_{kr})$ [1].

Ilość krążącego powietrza lub spalin reguluje się klapą umieszczoną na przejściu ze zsyphu separatora do wsypu młyna. Wielokrotnie w strumieniu spalin na drodze: młyn – separator, kruszy się pod uderzeniami bijaków i uderzeń o wyłożenie ścian, suszy się przy tym dalej bardzo intensywnie, a po rozdrobnieniu na pył unoszony jest przez strumień powietrza do palników. Prędkość powietrza gorącego wynosi w zsypie około 10 [m/s], u wyjścia separatora około 25 – 30 [m/s]. Młyny wentylatorowe pracują z prędkością obwodową wirnika 60 do 90 [m/s], uzyskując przemiał 25% – 35% dla węgla kamiennego i 30% – 60% dla węgla brunatnego. Średnie, łączne zużycie metalu wynosi od 80 do 150 [g/t] węgla. Młyny węglowe wentylatorowe budowane są o wydajnościach od 0,25 do 20 [t/h] dla węgla kamiennego oraz od 1 do 50 [t/h] dla węgla brunatnego. Wydajności zmieniają się jednak w zależności od właściwości mielonego paliwa. Wydajność młyna jest regulowana przez zmianę ilości doprowadzonego węgla, co uzyskuje się za pomocą przenośnika taśmowego lub ślimakowego. Wilgotność pyłu regulowana jest zmianą temperatury wejściowej czynnika suszącego. Temperaturę spalin obniża się poprzez dodawanie zimnego lub ogrzanego powietrza w takim stopniu, aby temperatura mieszanki u wyjścia z młyna wyniosła od 70 [°C] do 100 [°C]. Zużycie energii na przemiał węgla brunatnego wynosi od 6 do 16 [kWh/t], natomiast kamiennego od 10 do 24 [kWh/t] [1].

Do głównych zalet młyna węglowego wentylatorowego typu MWk należy wymienić możliwość mielenia węgla o dużej zawartości wilgoci oraz prosty sposób wymiany wirnika oraz wewnętrznych wyłożyń młyna. Natomiast głównymi wadami przedmiotowego młyna są nieproporcjonalnie duże wzrosty zużycia energii i metalu przy drobniejszym przemiale lub dosyć twardym węglu. Należy również pamiętać o starannym wyważeniu wirnika. W pomiarach drgań uwidaczniają się niesprawności techniczne maszyn wirnikowych. Podstawą wibroakustycznej oceny stanu dynamicznego maszyny jest intensywność drgań.



Rys. 6. Koło bijakowe młyna MWk [1]

Drgania, które generowane są przez maszyny można podzielić ze względu na częstotliwość w następujący sposób: drgania małej częstotliwości od 1 do 200-300 [Hz], średniej częstotliwości od 200 – 300 [Hz] do 1000 – 2000 [Hz] oraz dużej częstotliwości powyżej 1000 – 2000 [Hz]. Podział ten jest uzasadniony tym, że każdemu zakresowi częstotliwości odpowiada inny rodzaj sił wymuszających oraz zupełnie inny model fizyczny i matematyczny zjawisk wibroakustycznych. W wyżej wymienionych zakresach częstotliwości stosuje się różne metody redukcji drgań i hałasów. Drgania mechaniczne o stosunkowo niskiej częstotliwości są nośnikiem przeważającej części energii wibroakustycznej generowanego widma, dlatego też mają znaczący wpływ na wytrzymałość dynamiczną maszyn. Tego rodzaju drgania dobrze rozprzestrzeniają się w dużych odległościach, gdyż są dosyć słabo tłumione. Drgania przenoszone są na podłoże, w wyniku czego części mechaniczne ulegają stopniowemu zużyciu. W praktyce stosowane są specjalne podstawy odpowiedzialne za amortyzację drgań w wyniku czego ww. zjawisko jest ograniczane. Podstawy odpowiedzialne za amortyzację wykonywane są najczęściej z cienkich płyt żelbetonowych lub ram stalowych opartych na gumowych/sprężynowych amortyzatorach [1].

Dla większości maszyn wirnikowych oraz analizowanych zjawisk podstawą do oceny intensywności drgań elementów nie wirujących jest tak zwana wartość skuteczna drgań bezwzględnych [5].

$$V_{sk} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt} \left[\frac{mm}{s} \right] \quad (1)$$

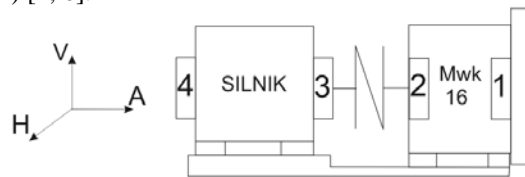
gdzie: $v(t)$ – prędkość drgań w funkcji czasu t , T – okres drgań

Dla elementów wirujących ocenę intensywności drgań wykonuje się w oparciu o przemieszczenie drgań – amplituda całkowita (A_c) [5].

$$A_c = \max_{0 < t < T} |x(t)| - \min_{0 < t < T} |x(t)| \quad (2)$$

Prędkość drgań jest wprost proporcjonalna do mocy drgań, co oznacza do ilości energii, która jest przekazywana przez elementy wirujące na części stałe [5]. Wartość szczytowa jest maksymalną wartością znajdującą się w przedziale obserwacji, może zostać zdefiniowana jako wartość dodatnia bądź też ujemna. Wartość międzyszczytowa to maksymalny odstęp wartości sygnału w przedziale obserwacji. Natężenie drgań zależy od czasu obserwacji, a także szerokości pasma częstotliwości aparatury pomiarowej. Aby uniknąć niejednoznaczności wyników pomiarów tych samych drgań, należy wielokrotnie powtórzyć pomiary. Dla prędkości drgań pojęcie natężenia prędkości jako wartości skutecznej w paśmie 10 [Hz] – 1000 [Hz], nie istnieje odpowiednik dla przemieszczenia. Napotkanym utrudnieniem było obustronne zabudowanie czopa wału roboczego co uniemożliwiło rozmieszczenie plamki, a tym samym ciągły pomiar prędkości obrotowej podczas pracy maszyny był niemożliwy do wykonania. Sztywna charakterystyka silnika oraz wyżej opisane utrudnienie wymagało przyjęcia założenia, iż silnik pracuje cały czas z prędkością nominalną.

Badania zostały przeprowadzone na łożyskach zewnętrznych oraz wewnętrznych młyna węglowego wentylatorowego oraz silnika w trzech kierunkach: poziomym (H), pionowym (V) oraz osiowym (A) [1, 6].



Rys. 7. Schemat obiektu z punktami pomiarowymi na obudowach łożysk [1]

Zgodnie z PN – 90/N – 01358 [7] dokonano klasyfikacji badanego młyna węglowego wentylatorowego do grupy ze względu na wielkość, moc oraz sposób posadowienia. Doboru kryterium oceny stanu pracy młyna węglowo wentylatorowego ze względu na wytwarzane drgania dokonano na podstawie tab. 3 [1].

Tab. 3. Kryteria oceny stanu pracy maszyn

Stan pracy urządzenia	Wartość skuteczna prędkości drgań V_c [mms ⁻¹]			
	Grupa I	Grupa II	Grupa III	Grupa IV
PN - 90/N - 01358				
Dobry	$V_c \leq 0,71$	$V_c \leq 1,12$	$V_c \leq 1,8$	$V_c \leq 2,8$
Zadawalający	$0,71 < V_c \leq 1,8$	$1,12 < V_c \leq 2,8$	$1,8 < V_c \leq 4,5$	$2,8 < V_c \leq 7,1$
Przejęciowo dopuszczalny	$1,8 < V_c \leq 4,5$	$2,8 < V_c \leq 7,1$	$4,5 < V_c \leq 11,2$	$7,1 < V_c \leq 18$
Niedopuszczalny	$V_c > 4,5$	$V_c > 7,1$	$V_c > 11,2$	$V_c > 18$

Analiza widmowa została wykonana w zakresie od 10 do 1000 [Hz]. Częstotliwość drgań wału wentylatora i silnika wyniosła: 12,25 [Hz] – f_0 . Pomiarów dokonano za pomocą aparatury kontrolno-pomiarowej KSD – 400.

Analizator KSD – 400 jest 16 kanałowym przyrządem pomiarowym przystosowanym do pomiarów diagnostycznych w warunkach zarówno niestabilnych jak i ustalonych. Powodem podwyższonych drgań jest niewyważenie wirnika młyna MWk oraz nieosiowość lub zgięcie wału. Nieosiowość jest często spotykaną niesprawnością maszyn wirnikowych. Zgięty wał daje podobne efekty jak w przypadku niewyważenia statycznego lub quasi – statycznego. Wirowanie zgiętego wału może spowodować silne reakcje osiowe.

Tab. 4. Zestawienie otrzymanych wyników

Lp.	Punkt pomiarowy	Wartość skuteczna prędkości drgań Vc [mms-1]		Ocena stanu dynamicznego
				wg PN - 90/N - 01358
1	Łożysko nr 1	H	1,18	dobry
		V	2,07	zadawalający
		A	2,42	zadawalający
2	Łożysko nr 2	H	1,16	dobry
		V	1,64	dobry
		A	2,07	zadawalający
3	Łożysko nr 3	H	1,10	dobry
		V	1,94	dobry
		A	2,42	zadawalający
4	Łożysko nr 4	H	1,16	dobry
		V	2,72	zadawalający
		A	2,19	zadawalający

Najbardziej prawdopodobną przyczyną niesprawności silnika napędowego młyna węglowego wentylatorowego mogą być drgania pochodzenia elektrycznego. Siły elektromagnetyczne są źródłem wibracji. Podczas naruszenia symetrii pola magnetycznego siły te zaczynają działać negatywnie. Pole magnetyczne generuje siły osiowe i promieniowe, których wartość jest proporcjonalna do kwadratu prądu uzwojenia stojana i odwrotnie proporcjonalna do szczeliny znajdującej się między stojanem, a wirnikiem. Zużycie łożysk tocznych jest przyczyną powstawania luzów mechanicznych. Obecność w widmie częstotliwości obrotowej odpowiada za dynamiczne niewyważenie wirnika [1, 8].

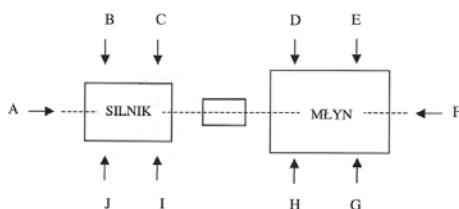
Generowanie hałasu w wentylatorach może odbywać się drogą mechaniczną i aerodynamiczną. Hałas jest wywoływany przez współpracę części mechanicznych, który zależy od prędkości obrotowej łopatek wirnika [8]. Wygięcie łopatek „do tyłu” spowoduje cichszą pracę wentylatora. Aby „wyciszyć” pracę wentylatora powierzchnie wewnętrzne obudowy wykłada się filcem lub innym skutecznym materiałem dźwiękoszczelnym. Hałas aerodynamiczny staje się dominującym dla prędkości obrotowej łopatek większej od 15 m/s. Liczne państwa na całym świecie stosują zalecenia hałasowe, które zostały opracowane w ramach Międzynarodowego Komitetu Normalizacji – ISO. Zgodnie z zaleceniami należy porównać charakterystykę hałasu, który został zmierzony z tzw. charakterystykami oceny hałasu N (N – wskaźnik oceny hałasu, NR – ang. *Noise Rating*) podanymi w normie ISO R 1996.

Pomiaru hałasu dokonano przy użyciu całkującego miernika poziomu dźwięku SON – 50. Miernik spełnia wymagania norm IEC 651, IEC 804 oraz PN 79/T – 06460 „Mierniki poziomu dźwięku”. Miernik SON – 50 jest przyrządem pierwszej klasy dokładności i umożliwia pomiar wielkości określających narażenie pracownika na hałas przy stanowisku pracy zgodnie z normą PN – 94/N – 01307 [9]. Umożliwia równoczesny pomiar następujących wielkości:

- L_{eq} - równoważny poziom dźwięku (zgodnie z IEC 804),
- L_s - chwilowy poziom dźwięku (SŁÓW) - maksymalna wartość skuteczna za okres 1 sekundy,
- L_f - chwilowy poziom dźwięku (FAST) - maksymalna wartość skuteczna za okres 1 sekundy,
- L_{mx} - maksymalny poziom dźwięku L od początku pomiaru,

- L_{mn} - minimalny poziom dźwięku L od początku pomiaru,
- L_{pk} - maksymalny szczytowy poziom dźwięku za okres 1 sekundy,
- L_{mpk} - maksymalny szczytowy poziom dźwięku od początku pomiaru,
- L_{ae} - (SEL) ekspozycyjny poziom dźwięku,
- $L_{ex,t}$ - poziom ekspozycji na hałas odniesiony do 8 godzinnego dnia pracy przy dowolnym (ustawianym) czasie ekspozycji,
- Czas pomiaru [1, 9].

SON – 50 posiada dwa niezależne tory pomiarowe: wartości skutecznej oraz wartości szczytowej. Mikrofon SON – 50 został skierowany w stronę pracującej maszyny na wysokości około 170 cm. Odległość urządzenia od badanego obiektu wynosiła około 50 cm. Każdy z punktów pomiarowych był badany przez około 5 s. W tab. 5. zostały przedstawione wyniki pomiarów.



Rys. 8. Schemat obiektu z punktami pomiarowymi do badania hałasu [1]

Z powodu obecności innych pracujących maszyn na hali, pomiar poziomu hałasu sprowadził się do wyznaczenia średniego poziomu natężenia dźwięku, na podstawie którego można było stwierdzić czy poziom hałasu nie przekracza wartości dopuszczalnych.

Tab. 5. Wyniki badań hałasu

Wartość	Pomiar A	Pomiar B	Pomiar C	Pomiar D	Pomiar E
LAeq	86,8	87,2	84,0	83,3	84,3
LCPk	98,9	98,8	98,4	98,6	98,5
LASmx	89,0	88,6	84,8	83,7	84,6
LASmn	88,6	89,3	84,5	83,4	84,3
Wartość	Pomiar F	Pomiar G	Pomiar H	Pomiar I	Pomiar J
LAeq	84,8	86,1	85,5	86,1	86,9
LCPk	98,3	98,2	98,6	98,7	98,5
LASmx	85,0	86,1	85,7	86,9	87,1
LASmn	84,6	85,8	85,3	86,6	86,8

Średni poziom dźwięku wyniósł 85,5 [dB] co oznacza, że nieznacznie została przekroczona granica wartości dopuszczalnej. Jako środek zapobiegawczy pogorszeniu bądź też utracie słuchu pracowników obsługujących wentylator zaleca się stosowanie indywidualnych ochronników słuchu. Maksymalny poziom dźwięku A (LASmx) zgodnie z obowiązującą normą nie może przekraczać 115 [dB]. Warunek ten został spełniony najwyższą wartość zanotowano w punkcie pomiarowym A i wyniósł 89 [dB]. Dopuszczalnym progiem szczytowego poziomu dźwięku (LCPk) jest 135 [dB]. Najwyższa osiągnięta wartość wyniosła 98,9 [dB] [1, 9].

3. Wnioski

Dzięki otrzymanym analizom udało się zidentyfikować potencjalne awarie maszyn wirnikowych, które z punktu widzenia pracowników działu utrzymania ruchu maszyn, mogą mieć największy wpływ na ciągłą pracę młynów węglowych. Analiza ta została przeprowadzona pod czujnym okiem pracowników działu utrzymania ruchu maszyn ENEA Wytwarzanie Sp. z o.o. Segment Ciepło – Oddział Białystok. Przeprowadzona analiza przypadków krytycznych uwydatniła wady maszyny, które wpływają na ciągłość danego etapu procesu produkcyjnego. Koniecznym jest powtarzanie w sposób okresowy badań diagnostycznych, a w przyszłości opracowanie systemu informacyjno – decyzyjnego, który pozwoli na wczesne reagowanie [3, 6]. Wraz z analizą zaleca się stosować inne instrumenty dostępne w teorii zarządzania jakością, co pozwoli na kompleksowe rozwiązanie problemu [7, 10].

Strefy zmęczeniowe złomu wykazują istnienie wyraźnie widocznych linii zmęczeniowych. Makroskopowy obraz złomu w strefie doraźnej ma charakter złomu kruchego. Istnieją wyraźne różnice w rysunku linii zmęczeniowych w dwóch strefach zmęczeniowych. Strefa zmęczeniowa pierwotna jest gładka i drobnoziarnista, co wskazuje na długi czas rozwijania się pęknięcia w tej strefie. Strefa zmęczeniowa wtórna jest dużo mniejsza niż strefa pierwotna, jest płaska oraz bardziej gruboziarnista od strefy pierwotnej, co wskazuje na krótszy czas rozwijania się pęknięcia w tej strefie. Położenie i kształt strefy złomu doraźnego oraz ułożenie i kształt linii zmęczeniowych wskazuje na wyraźny charakter obciążenia, które wywołało pęknięcie – typowy dla dwustronnego zginania, dla prętów słabo obciążonych gładkich lub prętów z małymi miejscowymi spiętrzeniami naprężeń. Wzajemne ułożenie stref zmęczeniowych wskazuje na występowanie obciążenia o charakterze obrotowego zginania. Mały stosunek powierzchni strefy zmęczeniowej do powierzchni doraźnej wskazuje na wysoki współczynnik bezpieczeństwa przyjęty na etapie konstruowania wału [2]. Modele matematyczne prezentowane w literaturze naukowej coraz częściej wykorzystuje się do prognozowania trwałości zmęczeniowej istotnie obciążonych elementów konstrukcyjnych młynów pierścieniowo-kulowych [11,14].

Wzrost poziomu drgań był spowodowany niewyrównoważeniem eksploatacyjnym, powstałym w skutek nierównomiernego osadzania się pyłu węglowego na łopatkach koła bijakowego, co powodowało nierównomierne rozmieszczenie masy. Zalecane jest okresowe wyrównoważenie wału wirnika np. z zastosowaniem metody wyrównoważenia w łożyskach własnych przy pomocy komputerowego analizatora drgań KSD 400 firmy Sensor. Niewyważenie generuje znaczące reakcje dynamiczne w podporach, wielokrotność ok. 1000 razy w stosunku do reakcji statycznych, co może doprowadzić do zmęczeniowego zniszczenia wału. Systematyczna diagnostyka przyczynia się do znacznego zwiększenia okresu eksploatacji do remontu kapitalnego [1, 6].

Podsumowując stwierdzić należy, iż temat należało uznać za trafny i w pełni uzasadniony. Mimo dużego znaczenia praktycznego, powyższe zagadnienie nie było dotychczas przedmiotem tak szerokich, a tym bardziej całościowych zainteresowań badawczych. W nauce światowej niniejsza tematyka cieszy się już dużym zainteresowaniem i różnorodnością jej zastosowań [12, 13, 15, 16]. Wskazać przy tym należy, iż opublikowane dotychczas prace badawcze są nieliczne i odnoszą się do problematyki powyższego tematu jedynie fragmentarycznie, a dorobek nauki, na którym opiera się większość powyższych analiz jest niesłychanie skromny.

Badania zostały zrealizowane w ramach pracy nr S/WZ/1/15 i sfinansowane ze środków na naukę MNiSW.

Literatura

1. Jaroszewicz J., Dragun Ł., Metody diagnostyki wibroakustycznej młynów węglowych wentylatorowych w Elektrociepłowni Białystok S.A., Energia w nauce i technice, Białystok, 2012, 43-54.
2. Kocańda S., Zmęczeniowe pękanie metali, WNT, Warszawa, 1973.
3. Jaroszewicz J.; Dragun Ł., Antonuk V.E., Identyfikacją przyczyn ustalostnego rozrzuśeniã valov na primere šarovej mel'nicy na elektrostancji Belostok, Białoruś, 2012, 1-12.
4. Qinkai H.; Jingshan Z.; Fulei C., Dynamic analysis of a geared rotor system considering a slant crack on the shaft, Journal of Sound and Vibration, 331, 2012, 5803–5823.
5. Morel J., Drgania maszyn i diagnostyka ich stanu technicznego, Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Warszawa, 1992.
6. Jaroszewicz J.; Dragun Ł., Badanie stanu powierzchni roboczej panwi łożysk ślizgowych na przykładzie doświadczeń Elektrociepłowni Białystok S.A., nr 1, ABiD, 2013, 7-14.
7. Drgania – Metody pomiarów i oceny drgań maszyn. PN-N-01358:1990 – wersja polska
8. Cempel C., Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn, WNT, Warszawa, 1982.
9. Dopuszczalne wartości parametrów hałasu w środowisku pracy – Wymagania dotyczące wykonania pomiarów. PN-N-01307:1994 – wersja polska.
10. Dragun Ł., Analiza ryzyka metodą FMEA pracy wentylatora powietrza świeżego jako elementu systemu skojarzonej produkcji energii elektrycznej i ciepłej, Zarządzanie Przedsiębiorstwem, vol. 4, 2016, 23-28.
11. Junga R.; Mateuszuk S.; Pospolita J., Investigations into the movement of milled medium in the bowl of a ring-roller mill, Powder Technology, 191, 2009, 61–71.
12. Lee C. W.; Han D. J., Strength of modes in rotating machinery, Journal of Sound and Vibration, 313, 2008, 268–289
13. Parida N.; Tarafder S.; Das S.K.; Kumar P.; Das G.; Ranganath V. R.; Bhattacharya D. K., Failure analysis of coal pulverizer mill shaft, Engineering Failure Analysis, 10, 2003, 733–744.
14. Shi F.; Kojovic T.; Brennan M., Modelling of vertical spindle mills. Part 1: Sub-models for comminution and classification, Fuel, 143, 2015, 595–601.
15. Zhou Y.D.; Liu Y.L.; Tang X.W.; Cao S.Q.; Chi C.J. 2014. Numerical investigation into the fragmentation efficiency of one coal prism in a roller pulveriser: Homogeneous approach, Minerals Engineering, 63, 25–34.
16. Dragun Ł.; Szmidt A., The possibility of FMEA methods implementation in machine performance maintenance as shown in the case of heat and power plant, w: Techniczne wyzwania rozwoju społeczno – gospodarczego kraju i regionów, XIII Sympozjum Wydziału Zarządzania i Modelowania Komputerowego, Politechnika Świętokrzyska, Kielce, 2016, 63 – 74.

Mgr inż. Łukasz DRAGUN
Katedra Zarządzania Produkcją
Wydział Zarządzania
Politechnika Białostocka
ul. Wiejska 45A, 15-351 Białystok
e-mail: l.dragun@pb.edu.pl