

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
W BYDGOSZCZY

ZESZYTY NAUKOWE NR 161

MECHANIKA 33

G₂
1006

BYDGOSZCZ – 1990

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
W BYDGOSZCZY

ZESZYTY NAUKOWE NR 161

MECHANIKA 33



BYDGOSZCZ - 1990

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO
doc. dr hab. Juliusz Skonieczny

REDAKTOR NAUKOWY
doc. dr hab. Bogdan Żółtowski

OPRACOWANIE REDAKCYJNE I TECHNICZNE
mgr Aleksandra Ławniczak, Zbigniew Gackowski

KOREKTOR
Katarzyna Kruś

Wydano za zgodą Rektora
Akademii Techniczno-Rolniczej
w Bydgoszczy

ISSN 0208-6395

**WYDAWNICTWO UCZELNIANE AKADEMII TECHNICZNO-ROLNICZEJ
W BYDGOSZCZY**

Wyd. I. Nakład 150 egz. Ark. wyd. 7,25, ark. druk. 7. Papier kl. V, 70 g, 70 × 100
Oddano do druku w lipcu 1989 r. Druk ukończono w styczniu 1990 r.

MEN Cena 500.- zł

Prasowe Zakłady Graficzne RSW „Prasa-Książka-Ruch” w Bydgoszczy, ul. Dworcowa 13
Zamówienie nr 2528/89; TR E-3

Nv inw P. 1422/90

90.256/1

Spis treści

	str.
1. Władysław Józefik - System diagnostyczny i jego właściwości informacyjne z eksploatacyjnego punktu widzenia	5
2. Bogdan Żółtowski - Badania wibroakustyczne w pojazdach mechanicznych	17
3. Zbigniew Kikiewicz, Janusz Wiśniewski - Badania niezawodnościowe i ocena pracy linii technologicznej do produkcji mieszanek paszowych	35
4. Włodzimierz Ziętara, Jędrzej Bayer - Analiza pracy środków transportowych w wybranych gospodarstwach indywidualnych województwa bydgoskiego	45
5. Mieczysław Godlewski - Eksploatacyjne badania zbioru buraków cukrowych ogławiaczem 60 RCS i wyorywaczem KS-6	51
6. Janusz Rak - Stanowiskowe badania sprawności przekładni z pasem zębatym	57
7. Zenon Ćwik - Wózek narzędziowy kanału glebowego	65
8. Jędrzej Bayer - Zmniejszenie zapotrzebowania mocy rzutników przez ograniczenie przepływu powietrza	73
9. Andrzej Bochat - Modelowanie procesu rozładunku silosu wieżowego wybierakiem dolnym	81
10. Eugeniusz Jarmocik - Empiryczne i teoretyczne ujęcie problemu separacji masy na przenośniku prętowym	89
11. Marek Bieliński - Charakterystyka aglomeratu polietylenu otrzymanego z folii rolniczych	101



Władysław Józefik

SYSTEM DIAGNOSTYCZNY I JEGO WŁAŚCIWOŚCI INFORMACYJNE
Z EKSPLOATACYJNEGO PUNKTU WIDZENIA

Omówiono ogólną postać struktury systemu diagnostycznego i jej zależność od sytuacji eksploatacyjnych, w jakich system ten jest wykorzystywany. Do oceny przystosowania projektowanego systemu do tych wymagań eksploatacyjnych można wykorzystać wartości liczbowe własności informacyjnych systemu: potencjału, siły i pracy diagnostycznej, co pokazano na przykładzie.

1. WPROWADZENIE

Rozwój teorii diagnostyki w ostatnim dwudziestolecu spowodował, że metodyka planowania procesu diagnostycznego jest dość dobrze znana. Natomiast pojęcie systemu diagnostycznego nie jest dotychczas, jak się wydaje, rozumiane jednoznacznie, a literatura dotycząca ogólnych zasad projektowania takich systemów jest jeszcze skromna. Powoduje to często nie najlepsze rozwiązania problemów diagnostyki obiektów, co stwarza szereg trudności w czasie ich eksploatacji.

Przyjmując za podstawę ogólne określenie systemu jako zbioru elementów i relacji zachodzących między nimi oraz zakładając, że znane jest pojęcie procesu diagnostycznego jako zespołu działań diagnostycznych uporządkowanych w czasie, można przyjąć, że system diagnostyczny jest to zespół sił i środków niezbędnych do realizacji procesu diagnostycznego.

Systemy diagnostyczne należą do klasy systemów działania, w których istotnymi elementami są ludzie, spełniający rolę podmiotów w systemie. Dzięki nim system zachowuje się celowo, tj. dąży do uzyskania zamierzonego efektu działania. W niektórych przypadkach, w wyniku automatyzacji, znaczną część pracy realizują urządzenia techniczne (urządzenia diagnostyczne). Wówczas system diagnostyczny składa się z urządzenia (lub zespołu urządzeń) i decydenta wykorzystującego wyniki funkcjonowania tych urządzeń.

Z eksploatacyjnego punktu widzenia system diagnostyczny jest częścią systemu eksploatacji i jego podstawowym zadaniem jest wypracowanie diagnoz, a zatem przetworzenie informacji o własnościach badanego obiektu na informację o jego stanie. W tym sensie system diagnostyczny jest systemem informatycznym, a jego struktura powinna być projektowana z uwzględnieniem ograniczeń wynikających z:

- wymagań kierownika systemu eksploatacji obiektu (ograniczenia pochodzące od systemu wykorzystującego diagnozy),

- możliwości badania obiektu (dostępność diagnostyczna stanowiąca ograniczenia pochodzące od obiektu),
- możliwość przetwarzania informacji (ograniczenia własne).

Wymagania stawiane systemowi diagnostycznemu dotyczą przede wszystkim zbioru oczekiwanych diagnoz, tj. tych określeń stanu obiektu, których znajomość może być wykorzystana przez ich użytkowników do podejmowania decyzji dotyczących dalszego postępowania z obiektem. Ponadto wymagania te mogą dotyczyć różnego rodzaju kosztów (w tym czasu trwania badań diagnostycznych) i innych problemów.

Ograniczenia pochodzące od obiektu polegają na ogół na tym, że zmiany niektórych jego właściwości (cech, objawów, symptomów) mogą być obserwowane tylko w pewnych warunkach lub obserwacja ich jest kosztowna, niebezpieczna itp.

Możliwości przetwarzania informacji w systemie diagnostycznym zależne są od jego struktury.

2. STRUKTURA SYSTEMU DIAGNOSTYCZNEGO

Struktura systemu diagnostycznego (określone uporządkowanie jego elementów) umożliwia realizację procesu diagnostycznego (rozumianego jako zbiór czynności mających na celu określenie stanu obiektu). Jest ona zatem uzależniona od rodzaju obiektu, zbioru oczekiwanych diagnoz i działań niezbędnych do ich wypracowania. Na ogół istnieje możliwość utworzenia systemów diagnostycznych o różnych strukturach, przeznaczonych do tego samego celu. Uzyskuje się to przez dobór do badania różnych cech obiektu, różnych metod badawczych i niezbędnych do tego przyrządów kontrolno-pomiarowych.

W procesie diagnostycznym można wyróżnić trzy fazy:

- mierzenie (obserwację), kończące się wynikiem pomiaru,
- sprawdzanie, tj. porównywanie wyniku pomiaru z wartościami odniesienia (nominalnymi, granicznymi itp.), kończące się wynikiem sprawdzenia,
- wnioskowanie diagnostyczne - analiza logiczna wyników sprawdzeń, której wynikiem jest diagnoza.

Dla realizacji działań diagnostycznych, występujących w poszczególnych fazach, niezbędne są elementy systemu, które można podzielić na trzy grupy. Są to:

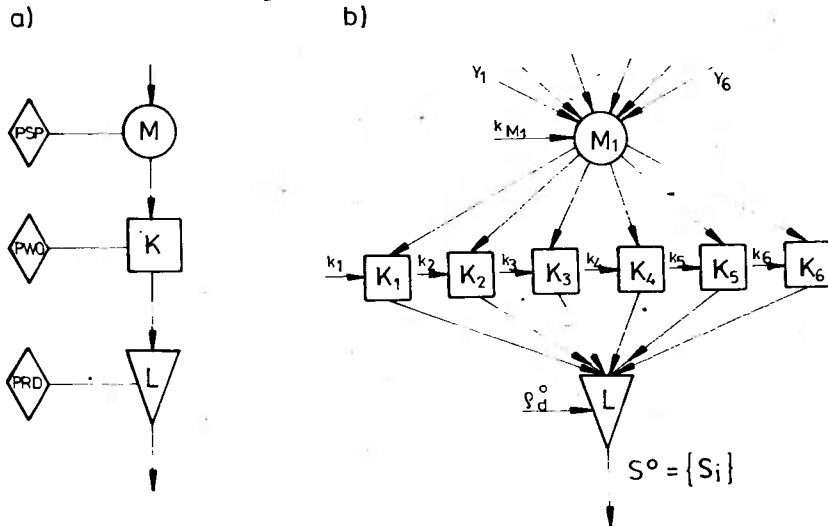
- mierniki (M), elementy wartościujące badane własności obiektu za pomocą skal pomiarowych (skal obserwacji),
- komparatory (K), elementy sprawdzające wyniki pomiarów przez porównanie z zadanymi wartościami,
- korelatory (L), elementy logiczne analizujące wyniki sprawdzeń za pomocą relacji diagnostycznych, opisujących zależność między zbiorem wyników sprawdzeń a diagnozą.

Każdy system diagnostyczny musi obejmować co najmniej po jednym z tych elementów. W każdym z nich następuje przetworzenie postaci informacji,

które dokonuje się za pomocą danych diagnostycznych. Są to elementarne informacje, wprowadzane do systemu diagnostycznego w trakcie jego tworzenia, do elementów pamięci w postaci:

- skali pomiaru PSP,
- wartości odniesienia PWO,
- relacji diagnostycznych PRD.

Uwzględniając taki podział elementów systemu diagnostycznego, jego strukturę można przedstawić w ogólnej postaci jak na rysunku 1a. W praktyce pamięć danych jest zazwyczaj nierozdzielnie związana z elementem przetwarzania informacji, zatem przy optymalizacji lub ocenie systemu można analizować strukturę obejmującą tylko elementy typu M, K, L, których liczba zależy od liczby różnych zbiorów danych diagnostycznych, wykorzystywanych w poszczególnych działaniach diagnostycznych (rys.1b).



Rys.1a. Ogólny model struktury systemu diagnostycznego.

1b. Model uwzględniający zróżnicowanie danych diagnostycznych (k_M - skala pomiarowa przyrządu M; k_1, \dots, k_6 - wartości odniesienia dla poszczególnych cech; $\overset{\circ}{d}$ - relacja diagnostyczna ograniczająca zbiór rozróżnianych stanów S°)

W trakcie projektowania systemu diagnostycznego odbywa się dobór rodzaju i liczby elementów oraz ich powiązań między sobą. Powinno się przy tym uwzględnić warunki eksploatacji systemu diagnostycznego i obiektu, dla którego jest on przeznaczony.

W zależności od przyjętej (zaprojektowanej) struktury systemu, różnie kształtują się jego właściwości informacyjne.

3. INFORMACYJNE WŁAŚCIWOŚCI SYSTEMÓW DIAGNOSTYCZNYCH

Systemy diagnostyczne należą do klasy systemów informatycznych i wyróżniają się tym, że:

- celem ich działania jest określanie stanu innych obiektów (lub systemów), w zasadzie bez wpływu na zmianę tego stanu,
- cel ten, to jest opracowanie diagnozy, osiągany jest poprzez przetwarzanie informacji o właściwościach obiektu na informację o jego stanie.

Systemy te posiadają pewne właściwości, które nazwiemy informacyjnymi, istotne ze względu na realizowane w tych systemach działania - właściwości te umożliwiają porównanie i ocenę różnych rozwiązań konstrukcyjnych lub organizacyjnych systemu.

Podstawową informacyjną właściwością systemu diagnostycznego jest zdolność odbierania informacji o właściwościach obiektu i rozróżnienie zmian ich wartości. Następną właściwością informacyjną systemu diagnostycznego jest możliwość oddziaływania na postać informacji i przetwarzania jej na diagnozę. Istotną właściwością jest również wykonywanie w systemie pracy diagnostycznej, której wynikiem jest zmniejszenie nieokreśloności obiektu.

Wykorzystanie właściwości informacyjnych poszczególnych rozwiązań systemu diagnostycznego do celów ocenowych lub optymalizacyjnych wymaga sformułowania określeń tych właściwości w postaci umożliwiającej ilościowe określenie ich wartości liczbowych. W zwięzły sposób można to przedstawić za pomocą następujących definicji: każdy element systemu diagnostycznego dokonuje przetworzenia postaci otrzymywanej informacji (informacji wejściowej) na inną postać. Przetworzenie to jest możliwe dzięki danym diagnostycznym.

Definicja 1

Dane diagnostyczne są to elementarne informacje, wprowadzane do elementów systemu diagnostycznego w czasie jego tworzenia.

Dane te mają postać:

- skali pomiarowych (skali obserwacji) - dla elementów typu M,
- wartości odniesienia (przedziałów wartości) - dla elementów K,
- relacji diagnostycznych między wynikami sprawdzeń a zbiorem rozróżnianych stanów obiektu - dla elementów logicznych L.

Dane diagnostyczne umożliwiają nadanie informacjom pojawiającym się na wejściu każdego elementu postaci informacji diagnostycznej.

Definicja 2

Informacja diagnostyczna jest to taka postać informacji, która powstaje w wyniku działania diagnostycznego i stanowi informację wyjściową elementów systemu diagnostycznego.

Informacje diagnostyczne mają postać:

- wyników pomiarów,
- wyników sprawdzeń,
- diagnoz.

Pierwotną postacią informacji wykorzystywanej w procesie diagnostycznym jest zespół badanych wielkości charakteryzujących obiekt. Badane wielkości rozpatruje się jako funkcje czasu, których wartości, określane w chwili kontroli, ulegają losowym zmianom. Stąd na wyjściach poszczególnych elementów mogą pojawiać się różne informacje diagnostyczne, a pojawienie się jednej z nich jest zdarzeniem losowym.

Definicja 3

Zdarzenie diagnostyczne jest to zdarzenie polegające na tym, że na wyjściu elementu systemu diagnostycznego wystąpi określona (jedna z możliwych) informacja diagnostyczna.

Poszczególne zdarzenia diagnostyczne występują z prawdopodobieństwem zależnym od rozkładu prawdopodobieństw wielkości wejściowych oraz danych diagnostycznych wprowadzonych do elementów systemu.

Zbiór zdarzeń diagnostycznych systemu można traktować jako zasób środków, które mogą być wykorzystane w czasie działań diagnostycznych.

Definicja 4

Potencjał diagnostyczny jest to zdolność elementu, (lub całego systemu) diagnostycznego do uzyskiwania informacji diagnostycznych.

Miarą potencjału diagnostycznego jest liczebność zbioru zdarzeń diagnostycznych. Może ona być wyrażona w funkcji:

- n - liczby badanych wielkości (informacji wejściowych),
- k - liczby danych diagnostycznych, którymi dysponuje element.

Ogólna postać funkcji potencjału:

$$Z_e = f_e(n, k)$$

gdzie:

- e - rodzaj elementu systemu,

może być doprowadzona do postaci szczegółowej po analizie sposobu realizowania działań przez poszczególne elementy systemu diagnostycznego. Analiza ta prowadzi do następujących zależności:

- dla elementu mierzącego:

$$Z_M = \sum_{n=1}^N (K_{M,n} + 1) \quad (1)$$

- dla elementu sprawdzającego

$$Z_K = \sum_{n=1}^N (K_{K,n} + 1) \quad (2)$$

- dla elementu logicznego opracowującego diagnozę

$$Z_L = \prod_{n=1}^N (K_L + 1) \quad (3)$$

gdzie:

K_M, K_K, K_L - liczba danych diagnostycznych elementów typu M, K, L,
 N - liczba wielkości wejściowych, badanych przez te elementy.

Jeśli dla poszczególnych badanych cech obiektu zadano tę samą liczbę danych diagnostycznych K, wówczas zależności od (1) do (3) upraszczają się do postaci:

$$Z_M = N(K+1), \quad Z_K = N(K+1), \quad Z_L = (K+1)^N \quad (4)$$

Liczba Z_L , określona z zależności (3), wyraża liczbę rozróżnianych stanów obiektu, które mogą być przez system określone. Zwykle liczbę tę ogranicza się do S_0 stanów, których rozróżnienie jest istotne dla użytkownika diagnoz.

Jeśli w zależnościach od (1) do (3) traktować liczby K_n , N jako zmienne niezależne, otrzymujemy funkcje dwu zmiennych, których wartości z wyznaczają pole potencjału diagnostycznego. Pole to jest określone w przestrzeni Q, której bazą są osie O_n i O_k i O_z , reprezentujące wartości zmiennych n (liczba cech), k (liczba danych diagnostycznych) i wartości pola potencjału z.

Przetwarzanie postaci informacji przez system diagnostyczny można traktować jako działanie pewnej siły, przynoszące określony efekt w postaci diagnozy. Źródłem tej siły jest potencjał diagnostyczny zawarty w elementach systemu. Możliwość zmian postaci informacji jest pochodną ilości zdarzeń diagnostycznych, tworzących pole potencjału diagnostycznego.

Definicja 5

Siła diagnostyczna jest to właściwość systemu diagnostycznego (lub jego elementu), wyrażająca możliwość przetwarzania postaci informacji diagnostycznych.

Miarą siły diagnostycznej jest wektor F, określany jako gradient (z przeciwnym znakiem) pola potencjału diagnostycznego.

$$F_{-e} = -\nabla Z_e(n, k) = -\frac{\partial Z}{\partial n} \underline{i} - \frac{\partial Z}{\partial k} \underline{j} = -F_n \underline{i} - F_k \underline{j} \quad (6)$$

gdzie:

$\underline{i}, \underline{j}$ - wektory kierunkowe, równoległe do osi O_n i O_k przestrzeni pola potencjału.

Jeśli liczbę rozróżnianych stanów ogranicza się do S_0 , siła diagnostyczna elementu L maleje, co uwzględnia się wprowadzając współczynnik α :

$$\alpha = \frac{S_o}{Z_L}; \quad \begin{array}{l} S_o - \text{ustalone decyzyjnie,} \\ Z_L - \text{obliczone z zaleznosci (4)} \end{array}$$

Wartość liczbowa siły diagnostycznej wyraża moduł F_e wektora \underline{F}_e :

$$F_e = \sqrt{F_n^2 + F_k^2}; \quad F_L = \sqrt{(\alpha F_n)^2 + (\alpha F_k)^2} \quad (7)$$

Podobnie jak potencjał, także siła diagnostyczna nie zależy od właściwości badanego obiektu, a jedynie od struktury systemu diagnostycznego. Natomiast właściwości obiektu wpływają na ilość pracy diagnostycznej, którą należy wykonać w systemie, by zmniejszyć nieokreśloność stanu obiektu.

Miarą tej nieokreśloności jest entropia, wyznaczana z wzoru Shannona:

$$H = - \sum_i p_i \log_2 p_i \quad (8)$$

Zbiór wartości entropii odpowiadających różnym wartościom prawdopodobieństwa różnych zdarzeń diagnostycznych tworzy przestrzeń entropii, w której początkowej nieokreśloności stanu obiektu odpowiada pewien punkt. Zmniejszenie tej nieokreśloności poprzez realizację działań diagnostycznych powoduje przesunięcie tego punktu do zera z chwilą określenia stanu, a więc opracowania diagnozy. Przesunięcie to jest wynikiem działania siły diagnostycznej elementów systemu, a jego wielkość może być traktowana jako odległość, na którą przesunęła ta siła punkt wyznaczający początkową entropię obiektu.

Definicja 6

Praca diagnostyczna jest to energia (diagnoenergia) wydatkowana przez elementy systemu na przetwarzanie informacji, celem zmniejszenia nieokreśloności stanu obiektu.

Miarą pracy diagnostycznej jest iloczyn siły diagnostycznej i ilości informacji uzyskanej w wyniku jej działania.

$$L_e = F_e [H(a) - H(b)] = F_e \cdot J \quad (9)$$

gdzie:

F_e - moduł siły diagnostycznej elementu systemu,

J - ilość informacji uzyskana w czasie działania diagnostycznego.

Jeśli wynik działania jest wiarygodny, $H(b) = 0$, a ilość informacji jest równa początkowej nieokreśloności.

Szczegółową metodykę prowadzenia obliczeń, także przy użyciu komputera, przykłady wykorzystania właściwości informacyjnych systemu diagnostycznego oraz propozycję umownych jednostek pomiarowych przedstawiono w pracy [1].

4. WPŁYW SYTUACJI EKSPLOATACYJNYCH NA KSZTAŁTOWANIE STRUKTURY SYSTEMU DIAGNOSTYCZNEGO

Szczególnie istotne znaczenie dla doboru struktury systemu diagnostycznego mają sytuacje eksploatacyjne, w których system ten będzie użytkowany. Wyróżnić tu należy trzy sytuacje:

- kontrola stanu dla potrzeb użytkownika obiektu - SE1,
- kontrola stanu dla służb utrzymania ruchu - SE2,
- lokalizacja uszkodzeń przed naprawą lub remontem kapitalnym - SE3.

W każdej z tych sytuacji stawia się systemowi diagnostycznemu inne wymagania. Rozpatrując tylko niektóre z nich, można przedstawić zależność pożądanych własności systemu diagnostycznego od tych sytuacji eksploatacyjnych (SE) w postaci tabeli (tab.1).

Tabela 1

	SE 1	SE 2	SE 3
Liczność zbioru badanych cech	Nieliczny (najlepiej jedna cecha)	Nieliczny (cechy dostrzeżone bez demontażu)	Bardzo liczny
Dokładność pomiaru	Mała	Duża (tolerancje)	Mała (binarna)
Wartości odniesienia	Jeden przedział	Wiele przedziałów	Jedna wartość dla każdej cechy
Zbiór oczekiwanych diagnoz	Nieliczny (binarny)	Zależny od możliwości obsługowych	Zależny od podziału obiektu

Wykorzystując omówione wyżej pojęcia własności informacyjnych można wyrazić formalnie różnice między systemami diagnostycznymi przeznaczonymi do wykorzystania w różnych sytuacjach (tab.2).

- Tabela 2

	SE 1	SE 2	SE 3
Liczba badanych cech	$N^{(1)} = 1$	$N^{(2)} > 1$	$N^{(3)} \gg 1$
Liczba działek na skali przyrządu pomiarowego	$K_M^{(1)} < K_M^{(2)}$	$K_M^{(2)}$	$K_M^{(3)} < K_M^{(1)}$
Liczba wartości odniesienia	$K_K^{(1)} = 1$	$K_M^{(2)} > 1$	$K_K^{(3)} = 1$
Liczba rozróżnianych stanów	$S_o^{(1)} = 2$	$S_o^{(2)} > 2$	$S_o^{(3)} = \{e_i\}$

Z porównania tego wyniku, że od systemu diagnostycznego do kontroli stanu oczekuje się stosunkowo małego potencjału diagnostycznego, natomiast lokalizacja uszkodzeń wymaga potencjału tym większego, im więcej różnych uszkodzeń ma się rozróżnić.

Liczbowa wartość potencjału diagnostycznego może być kryterium oceny jakości projektowanego systemu i służyć do jego modyfikacji poprzez wybór elementów o odpowiedniej do wymagań liczbie danych diagnostycznych.

Z punktu widzenia produkcji najczęściej stosuje się kryterium ekonomiczne, w których miarą jakości proponowanego rozwiązania jest rachunek kosztów. W warunkach eksploatacji, gdy wykorzystanie systemu diagnostycznego ma przebieg losowy, zależny od losowych zmian stanu obiektu, kryteria te często zawodzą na skutek rozbieżności między przewidywanym a rzeczywistym rozkładem kosztów. Z tego powodu zwykle akceptuje się system diagnostyczny zapewniający możliwość uzyskania potrzebnych diagnoz, choć często nie jest to system korzystny dla użytkowników w czasie eksploatacji.

Określenie wartości liczbowych własności informacyjnych systemu pozwala dostosować go do wymagań eksploatatora oraz obiektywnie ustosunkować się do takich problemów jak:

- ocena prawidłowości opracowania systemu diagnostycznego (podczas jego projektowania),
- oszacowanie kosztu działania systemu diagnostycznego jako składowej kosztu obsługiwanego obiektu (w czasie eksploatacji),
- analiza obciążenia pracą diagnostyczną poszczególnych elementów systemu diagnostycznego podczas realizacji procesów diagnostycznych.

Sposób wykorzystania wartości liczbowych własności informacyjnych systemu diagnostycznego pokazany zostanie na przykładzie obiektu, którego stan określany jest na podstawie badania sześciu cech. Wartość ich mierzona jest za pomocą przyrządu ze skalą o 24 podziałkach. Dla każdej cechy obiektu zadana jest wartość nominalna z tolerancją (dwie wartości odniesienia). Użytkownik obiektu ogranicza liczbę rozróżnianych stanów do trzech: obiekt zdatny, częściowo zdatny (jedna z wartości cech nie mieści się w granicach tolerancji), niezdatny. Zatem: $K_M = 24$, $K_{K,n} = 2$, $K_L = 3$, $N = 6$. Strukturę tego systemu pokazano na rysunku 1b.

Prawdopodobieństwo wystąpienia poszczególnych zdarzeń diagnostycznych określono na podstawie badań statystycznych jako:

$$\begin{aligned}
 p(S_1^0) &: 0,7; 0,25; 0,05 \text{ (prawdopodobieństwo stanów obiektu),} \\
 p(d_{n,k}) &: 0,94; 0,05; 0,01 \text{ (prawdopodobieństwo wyników sprawdzeń),} \\
 p(\Delta_{n,m}) &: 0 \quad \text{- dla } m = 0 + 10 \text{ i } 19 + 24, \\
 & \quad 0,01 \quad \text{- dla } m = 11 + 13 \text{ i } 16 + 18, \\
 & \quad 0,47 \quad \text{- dla } m = 14, 15, \\
 & \quad \text{(prawdopodobieństwo wyników pomiarów).}
 \end{aligned}$$

W wyniku obliczeń otrzymujemy:

$$Z_M = 6(24 + 1) = 150; \quad Z_K = 6(2 + 1) = 18; \quad Z_L = 3^6 = 729; \quad Z_L^0 = 3;$$

$$\alpha = \frac{3}{729} = 0,004$$

$$F_{n,M} = \frac{\partial Z_M}{\partial n} = 25; \quad F_{k,M} = \frac{\partial Z_M}{\partial k} = 6; \quad F_M = -25 \underline{i} - 6 \underline{j};$$

$$F_M = \sqrt{25^2 + 6^2} = 25,71$$

$$F_K = 6,7; \quad F_{n,L} = \alpha \cdot 3^6 \ln 3 = 3,2; \quad F_{k,L} = \alpha \cdot 6 \cdot 3^5 = 5,83$$

$$F_L = 6,62$$

$$F_{SD} = -31,21 - 17,831; \quad F_{SD} = 35,94$$

$$H(\Delta_m) = 1,423 \text{ [bit]}; \quad H(d_k) = 0,366 \text{ [bit]}; \quad H(S_1) = 1,076 \text{ [bit]}$$

$$L_M = 36,585; \quad L_K = 2,452; \quad L_L = 7,123; \quad L_{SD} = 46,16$$

Z przykładowych obliczeń można wyprowadzić następujące wnioski:

- przy projektowaniu systemu wykorzystano serwisowy przyrząd pomiarowy, stąd duży potencjał diagnostyczny nie wykorzystywany w sytuacji SE1, w której użytkownika obiektu interesuje tylko jego zdatność,
- jeśli system ten ma być wykorzystany w sytuacji SE3 do lokalizacji uszkodzeń i kontroli stanu obiektu po naprawie, należy zwiększyć jego potencjał diagnostyczny, zwiększając zbiór rozróżnianych stanów (potencjał diagnozera Z_L). Zmieni się wówczas rozkład prawdopodobieństwa wystąpienia poszczególnych stanów i wzrośnie praca diagnostyczna elementu L, przez co zmaleje procentowy udział pracy związanej z pomiarami i nastąpi bardziej równomierne obciążenie wszystkich elementów w systemie,
- zastosowanie rozpatrywanego systemu w sytuacji SE2 (dla potrzeb okresowych kontroli) jest uzasadnione, gdyż: duży potencjał pomiarowo-kontrolny umożliwi dokładne sprawdzanie stanu, zaś liczba końcowych diagnoz ogranicza działanie diagnozera do decyzji, które mogą być realizowane w danych warunkach (wyłączyć z ruchu i oddać do remontu, lub użytkować, ewentualnie z pewnymi ograniczeniami).

5. WNIOSKI

Przedstawiona w dużym skrócie metodyka obliczeń wartości liczbowych informacyjnych właściwości systemów diagnostycznych pozwala kształtować system diagnostyczny uwzględniając warunki eksploatacyjne, w jakich ma on być wykorzystywany. Wyróżnione trzy sytuacje eksploatacyjne są typowe dla eksploatacji różnych maszyn i urządzeń (elektrycznych i mechanicznych, w tym pojazdów) stosowanych w różnych warunkach.

Ocena przystosowania systemów diagnostycznych do tych sytuacji, zwłaszcza dla obiektów złożonych, wymaga precyzyjnej analizy i jak dotychczas jest rzadko stosowana.

Przedstawione pojęcia i wzory obliczeniowe pozwalają dokładniej oszacowywać nakłady na diagnostykę obiektu, a także ustosunkowywać do jego rozwiązania konstrukcyjnego ze względu na podatność obsługową [2].

LITERATURA

- [1] Józefik W.: Właściwości informacyjne systemów diagnostycznych i metoda określania ich wielkości. Zesz. Nauk. ATR, Mechanika 3, Bydgoszcz 1987
- [2] Józefik W.: Materiały Szkoły Zimowej '87. OPT, Katowice 1987

DIAGNOSTIC SYSTEM AND HIS INFORMATION PROPERTIES
FROM EXPLOITATION POINT OF VIEW

Summary

The general form of diagnostic system structure and its dependence on exploitations situation is presented. To the evaluation of accordance of diagnostic system design to the exploitations requirements we can utilize the numerical values of system information properties: diagnostic potential, force and work, - what is demonstrated in an example.

ДИАГНОСТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА И ЕЕ ИНФОРМАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА
ИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ТОЧКИ ЗРЕНИЯ

Резюме

Представляется общий вид структуры диагностической системы и ее зависимость от эксплуатационных обстановок, в каких она используется. Предлагается использовать к оценке пригодности проектированной системы к эксплуатационным требованиям числовые стоимости информационных свойств системы: диагностического потенциала, силы и труда, что указано на примере.



Bogdan Żółtowski

BADANIA WIBROAKUSTYCZNE W POJAZDACH MECHANICZNYCH

Zagadnienie szybkiej oceny stanu technicznego pojazdów mechanicznych nabiera szczególnego znaczenia głównie w fazie eksploatacji, ze względu na potrzeby utrzymania ich w ruchu i korzyści ekonomiczne.

Spośród metod oceny stanu pojazdu na czoło wysuwają się metody diagnostyki wibroakustycznej.

W pracy omówiono aktualny stan badań wibroakustycznych pojazdów, z wyróżnieniem problematyki diagnostyki silnika i przekładni zębatych. W końcowej części przedstawiono metodykę badań wibroakustycznych w ujęciu potrzeb opracowywanych procedur diagnostycznych.

1. WPROWADZENIE

Zagadnienie szybkiej oceny stanu technicznego zespołów lub podzespołów pojazdów mechanicznych ma obecnie ogromne znaczenie ze względu na ich trwałość, niezawodność, jak i efekty ekonomiczne gospodarki remontowej. Problem ten nabiera szczególnego znaczenia głównie w fazie eksploatacji pojazdów, gdzie zastosowanie diagnostyki daje największe korzyści ekonomiczne.

Spośród metod oceny stanu technicznego maszyn nie wymagających ich demontażu, do dynamicznie rozwijającej się należy zaliczyć diagnostykę wibroakustyczną. Wykorzystuje ona jako sygnały diagnostyczne procesy dynamiczne hałasu i drgań mechanicznych. Sygnały te pozwalają uzyskać z jednego czujnika pomiarowego znaczną ilość informacji o stanie wielu par kinematycznych.

Diagnostyka wibroakustyczna jest więc szczególnie przydatna dla wielowymiarowych dynamicznie i uszkodzeniowo obiektów mechanicznych, do których zalicza się pojazdy mechaniczne.

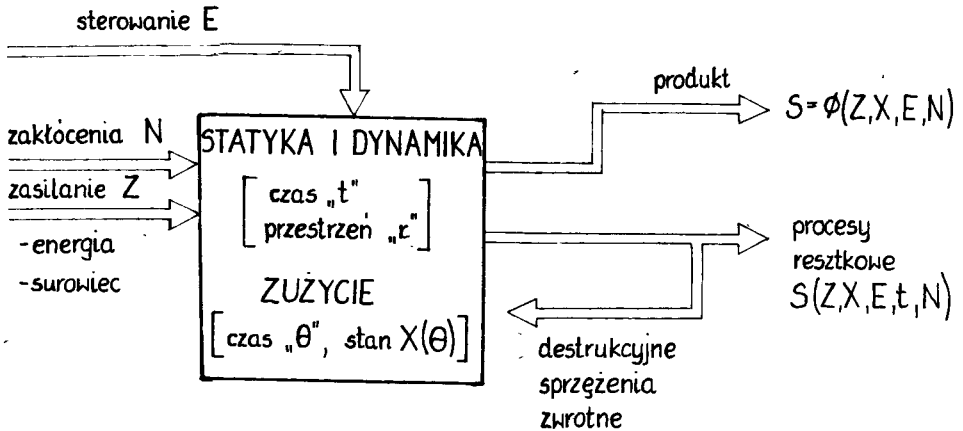
Do tej pory ukazało się wiele opracowań i publikacji z zakresu diagnostyki wibroakustycznej pojazdów mechanicznych, jednakże są one wyrywkowe i nie ujmują, bo jeszcze nie mogą, całości problematyki tworzenia procedur diagnostycznych. Aktualny stan diagnostyki wibroakustycznej silników spalinowych pojazdów przedstawiono w punkcie 3, a przegląd badań przekładni zębatych w punkcie 4.

W ujęciu systemowym opis systemu diagnostyki obejmuje model obiektu i model systemu diagnozy. Wynikające z tego podejścia problemy zostały omówione w punkcie 5 artykułu.

Ciągle doskonalone metodyki, metody i środki diagnostyki wibroakustycznej maszyn są twórczo stosowane do oceny stanu pojazdów mechanicznych.

2. PODSTAWY DIAGNOSTYKI WIBROAKUSTYCZNEJ

Złożoność konstrukcji współczesnych maszyn wymaga opracowania odpowiednich metod kontroli ich poprawnego działania, w szczególności dla złożonych wielowymiarowych sygnałów i miar diagnostycznych. Układ mechaniczny jako model maszyny dla potrzeb diagnostyki technicznej pokazano na rysunku 1.



Rys.1. Układ mechaniczny jako model maszyny dla potrzeb diagnostyki technicznej

Model uwzględnia zależności opisujące funkcjonowanie obiektu, które można opisać równaniem wektorowym postaci:

$$G(Z, X, E, N, S) = 0 \quad (1)$$

gdzie:

- Z - wektor zasileń (energia, surowiec),
- $X = X(\theta)$ - wektor stanu obiektu,
- $E = E(\theta)$ - wektor sterowania,
- $N = N(\theta)$ - wektor zakłóceń,
- $S = S(\theta)$ - wektor cech sygnału użytecznego,
- G - operator funkcjonowania obiektu.

Wektor stanu obiektu dla danego „ θ ” (czas życia) można określić z zależności wynikającej z (1) w postaci:

$$X = q(Z, E, N, S) \quad (2)$$

gdzie:

- q - operator wielkości składowych modelu.

Przy obserwacji wyjścia procesów resztkowych, tzn. w diagnostyce wibroakustycznej, model tworzenia sygnałów i symptomów diagnostycznych można przedstawić według relacji:

$$S_j(\Theta, t) = \emptyset [X(\Theta), t] = \emptyset [q(Z, E, N), t] \quad (3)$$

Wibroakustyczne symptomy stanu otrzymuje się z operacji uśredniania sygnału wibroakustycznego $S(t, \Theta)$ według zależności:

$$S_j(\Theta) = \mathbb{E}_t \{S(t, \Theta)\} \quad (4)$$

gdzie:

$\mathbb{E}_t \{ \cdot \}$ - operator uśredniania po czasie dynamicznym t .

Dla oceny stanu maszyny można więc zaprojektować taki eksperyment, by określić relację wiążącą stan z generowanym sygnałem, przy minimalizacji wpływu pozostałych składowych relacji (3), w postaci:

$$X = \emptyset^{-1}(S) \quad (5)$$

Uznając generalnie przyczynowo-skutkowy (stan \rightarrow sygnał) model działania obiektu (rys.1) i uwzględniając wymiar przestrzenny obiektu r można obserwowalność stanu rzeczywistego zapisać relacją przybliżoną w postaci:

symptom wibroakustyczny \simeq funkcja przejścia \times symptom stanu +
+ zakłócenia

czyli:

$$S(\Theta, r) \simeq A(r) X(\Theta, Z, E) + N(\Theta, r) \quad (6)$$

Przyjmując w tym modelu (zgodnie z zależnościami (1)+(3)) założenie stałego sterowania i obciążenia, otrzymujemy zależność podstawową dla diagnostyki wibroakustycznej maszyn:

$$S(\Theta, r) = A(r) X(\Theta) + N(\Theta, r) \quad (7)$$

Zakłócenia $N(\Theta, r)$, występujące zarówno na etapie odbioru sygnału $S(t, \Theta)$, jak i na etapie tworzenia symptomów $S_j(\Theta)$, zmuszają do traktowania odbieranych sygnałów jako procesów losowych. Są one każdorazowo funkcją wprowadzonych wcześniej zmiennych: $S(r, t, \Theta, Z, E, N)$.

W postępowaniu diagnostycznym mamy więc najpierw zakłócony sygnał wibroakustyczny, z którego za pomocą odpowiednich technik przetwarzania otrzymujemy miary (symptomy) lub uszkodzeniowo zorientowane dyskryminanty. Symptomy te obarczone są również zakłóceniami w dziedzinie Θ , co wymusza minimalizację tych zakłóceń poprzez stosowanie odpowiednich algorytmów przetwarzania i form eksperymentów. Można zatem powiedzieć, iż łączne zakłócenia sygnału wibroakustycznego należy minimalizować w kilku dziedzinach: r, t, Θ, j .

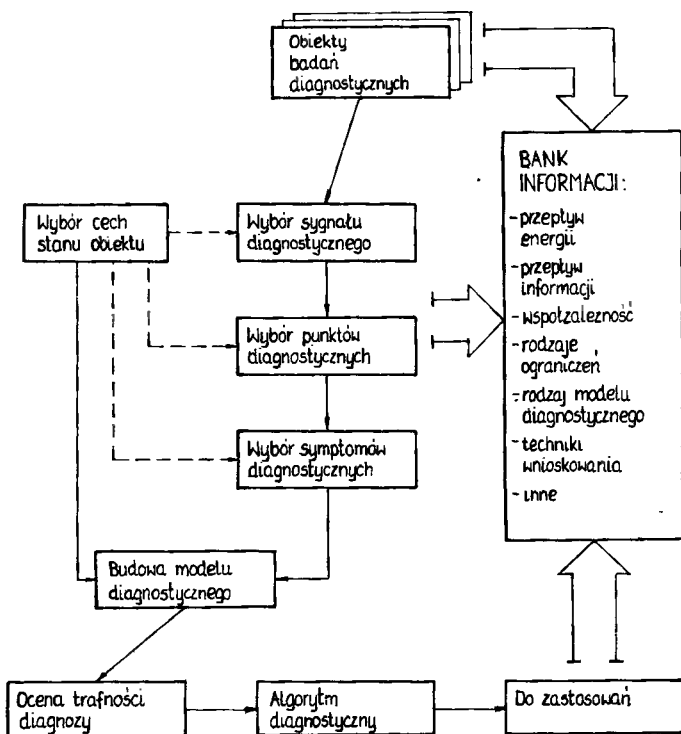
W ujęciu potrzeb diagnostyki system istnieje więc na trzech poziomach:

- 1° na poziomie dynamiki z czasem dynamicznym t , gdzie generują się sygnały $S_j(t, \Theta, Z, X, E, N)$,
- 2° na poziomie czasu życia - eksploatacji Θ , od którego zależy stan obiektu X i sygnały resztkowe (procesy dynamiczne, np. wibroakustyczne),
- 3° na poziomie rozległości przestrzennej obiektu ze współrzędną r .

Taka złożoność współczesnych urządzeń technicznych wymaga dokładnego sformułowania zadania diagnostycznego, którego rozwiązanie obejmuje trzy główne etapy:

1. Etap modelowania możliwych relacji: uszkodzenie → symptom wibroakustyczny, gdzie wychodząc z funkcji celu realizowanej przez obiekt, możliwych mechanizmów generacji i propagacji procesów, sygnałów i symptomów, dokonuje się wyboru typu procesu obrazującego najlepiej zadane uszkodzenie z wybranego miejsca odbioru procesu.
 2. Etap badań diagnostycznych, gdzie w myśl ustalonych reguł poszukuje się potwierdzenia i ulepszenia zaproponowanego modelu. Z odbieranego procesu tworzy się miary i symptomy przybliżające zachowanie się poszukiwanych symptomów uszkodzeń.
 3. Etap tworzenia diagnostycznego modelu decyzyjnego, z oceną stanów granicznych i jego wykorzystania do budowy układu decyzyjnego.
- Wprowadzone kolejno zadania diagnostyczne są podstawą opracowania procedury badawczej przedstawionej na rysunku 2.

SCHEMAT MODELU BADAŃ DIAGNOSTYCZNYCH



Rys.2. Schemat modelu badań diagnostycznych

Wspomniana procedura obejmuje:

- wybór cech stanu badanego obiektu,
- wybór maksymalnie informacyjnych składowych wektora sygnału diagnostycznego,
- uzasadniony wybór miejsc odbioru sygnału,
- minimalno-wymiarowy wektor obserwacji przy zadanym prawdopodobieństwie trafnej oceny stanu,
- opracowanie modelu diagnostycznego obserwowanego obiektu.

Dotychczasowe prace z zakresu diagnostyki wibroakustycznej pojazdów mechanicznych w różnym stopniu ujmują pokazane problemy. Najczęściej traktują one zagadnienia wyrywkowo, badania prowadzone są na nielicznych egzemplarzach obiektów, przez co często kończą się dość ogólnikowymi stwierdzeniami, a nawet niepowodzeniami.

W niniejszej pracy autor omawia aktualny (dostępny autorowi) stan badań w diagnostyce wibroakustycznej pojazdów i w części końcowej przedstawia systemowe podejście do tych zagadnień.

3. STAN AKTUALNY DIAGNOSTYKI WIBROAKUSTYCZNEJ SILNIKÓW SPALINOWYCH

Prace badawcze dotyczące diagnostyki tłokowych silników spalinowych za pomocą sygnału wibroakustycznego koncentrują się wokół trzech zagadnień:

- kontroli procesu spalania,
- kontroli stanu elementów mechanicznych silnika,
- badania wpływu zmiennych czynników na wartości parametrów sygnału wibroakustycznego.

Pierwszymi zagadnieniami zajmowali się: Łukanin [31], Lerner [27], Friede [17], Podsekowski i Sobieszczanski [44], Wilk i Gardulski [18], Leśniewski i Renowicz [28, 48], Brzózka i Wiśniewski [7], a ostatnio Adrianowicz [46] i Zóltowski [63]. Łukanin zaproponował wyselekcjonowanie odcinków czasowych związanych z okresem zapłonu, wprowadzając jednocześnie parametry umożliwiające ilościowe ujęcie pojawiających się charakterystycznych przebiegów o postaci zbliżonej do słabo tłumionych drgań swobodnych. Za pomocą tych parametrów określał on charakter przebiegu procesu spalania (normalnego lub stukowego) w badanym silniku. Lerner i Brokhaus, Wilk i Gardulski oraz Leśniewski i Renowicz (nowsze badania i zaawansowana statystyka) wykorzystali do tego celu analizę widmową. Wykazali oni współzależność między widmem hałasu silnika oraz przebiegiem ciśnienia w cylindrze a oceną jakości regulacji silnika. Leśniewski i Renowicz wykazali, iż pasmo 12,5 kHz (analiza terejowa) jest najbardziej odpowiednim do oceny regulacji silnika (głównie kąta wyprzedzenia zapłonu). Prace Thiena i Andertona wskazują na wykorzystanie widm ciśnienia w cylindrze do oceny parametrów procesu spalania w silniku. Zóltowski w pracy [63] proponuje wykorzystanie prostych bezwymiarowych dyskryminant sygnału drganiowego do oceny charakteru zachodzących procesów spalania.

Zagadnieniami kontroli stanu elementów mechanicznych silników zajmowali się: Skurydін [55], Żdanowski [61], Leśniewski [30], Cempel [11], Miazga [34], Burek [9], Lenkiewicz [26], Pawłow [41], Niziński [38], Renowicz [48], Pelc [42], Żółtowski [62] i inni. W tym zakresie wykorzystano selekcję czasową, widmową i przestrzenną sygnału diagnostycznego. Znane w kraju metody z tego zakresu to:

- ocena stanu silnika za pomocą analizy widmowej sygnału (Miazga, Rutkowski),
- metoda oceny stopnia dotarcia silnika (Leśniewski),
- metoda „foniczna” (Burek),
- metodyka badań stanu wałka rozrządu (Żółtowski),
- ocena stanu silnika przy wykorzystaniu sygnału wibroakustycznego (Niziński).

Wykorzystanie metod rachunku statystycznego do opracowania sygnału diagnostycznego proponuje w swoich pracach Pawłow. Szczególną rolę przypisuje on metodom z wykorzystaniem analizy korelacyjnej, którą również wykorzystywali w Polsce Brzózka i Wiśniewski [7].

Trzecią grupę zagadnień związanych z czynnikami determinującymi wartości parametrów sygnału wibroakustycznego, do których zaliczamy warunki badań, czynniki eksploatacyjne i konstrukcyjne, zajmowali się: wymieniani już Łukanin, Pawłow, Skurydін, Żdanowski, Burek, Brzózka, Cempel, Żółtowski, Leśniewski, Renowicz, Niziński, Miazga, Pelc oraz Dyer [15], Rogers [49], Sato i Nakamura [53] i Trybuła [58]. Waga tych zagadnień, pojawiających się przy każdym badaniu wibroakustycznym silnika, uzasadnia ich szczegółowe omówienie.

Na podstawie badań można uogólnić następujące stwierdzenia:

- zmiana prędkości kątowej silnika wpływa na zmianę wartości amplitud przyspieszenia drgań w całym zakresie częstotliwości z zachowaniem tego samego charakteru przebiegu widma. Najistotniejszy przyrost amplitud występuje podczas zwiększania prędkości kątowej do wartości obrotów maksymalnych M_0 . Dalszy wzrost prędkości kątowej powoduje mniejsze zmiany wartości amplitud [29];
- obciążenie silnika powoduje nieznaczny wzrost wartości amplitud przyspieszenia drgań w stosunku do pracy silnika bez obciążenia. Przy tym moc sygnału zmienia się intensywniej ze wzrostem prędkości kątowej niż ze wzrostem obciążenia. Pasma o częstotliwościach środkowych $\psi = 40 - 16$ Hz nie są wrażliwe na zmianę wartości obciążenia (fiat), a pasma o $\psi = 200 - 1600$ Hz są najbardziej czułe na zmiany obciążenia [34];
- obcy napęd silnika w powiązaniu z selekcją czasową i widmową daje korzystne zmniejszenie wpływu zakłóceń od niebadanych par kinematycznych na sygnał użyteczny. Ustalono minimalne prędkości kątowe, przy których obserwuje się intensywny wzrost drgań, np. dla pierścieni tłokowych wynosi ona $5 - 19,7$ rad/s, natomiast dla łożysk korbowodowych $17,7 - 18,7$ rad/s. Obciążenie poziomu zakłóceń można także uzyskać przez wyłączenie z pracy nie badanych cylindrów [9];

- temperatura cieczy chłodzącej i oleju - ze wzrostem temperatury zmniejsza się luz w skojarzeniu tłok-tuleja cylindrowa, czego wynikiem jest zmniejszenie intensywności impulsów uderzeniowych, a zatem obniżenie poziomu drgań w strefie cylindrów. Zmiana temperatury oleju silnikowego powoduje zmianę jego lepkości i właściwości tłumienia drgań. Najkorzystniejszą wartością temperatury, przy której należy prowadzić pomiary drgań kadłubu silnika, jest temperatura od 343 do 363 K, gdyż wówczas wariancja amplitudy drgań osiąga minimum [31];
- zubożenie mieszanki paliwowo-powietrznej w silnikach o zapłonie iskrowym (ził, gaz) powoduje wzrost poziomu hałasu o 2-3 dB, wywołany intensyfikacją składowych niskoczęstotliwościowych widma powodowanych zwiększaniem się nierównomierności pracy silnika [62];
- wpływ kąta wyprzedzania zapłonu na wartość parametrów drgań jest bardzo znaczny. Przy spalaniu detonacyjnym, dla dużego kąta wyprzedzania zapłonu, aktywizują się w widmie składowe wysokoczęstotliwościowe. Dodatkową przyczyną wzrostu drgań jest intensyfikacja impulsów uderzeniowych w skojarzeniach mechanizmu tłokowo-korbowego [62];
- rodzaj zawieszenia silnika nie wywołuje istotnych zmian poziomów jego drgań w pasmie częstotliwości od 50 Hz do 20 kHz. Pozwala to diagnozować pary tłok-tuleja cylindrowa i łożyska wału korbowego bez wymontowania silnika z pojazdu [67];
- demontaż silnika narusza wykształconą w wyniku docierania i utrwaloną w czasie eksploatacji mikrogeometrię strefy tarcia poszczególnych węzłów kinematycznych. Wymusza to konieczność ponownego okresu docierania i jest przyczyną zmian widm amplitud częstotliwościowych po demontażu, w stosunku do widm przed jego demontażem [9, 62].

Pomiędzy poszczególnymi egzemplarzami silników tego samego typu, będących po tym samym przebiegu, istnieją istotne różnice w wartościach amplitud przyspieszeń drgań w poszczególnych pasmach częstotliwości. Silniki po tym samym okresie eksploatacji mogą również znajdować się w krańcowo różnych stanach technicznych, wywołanych losową realizacją procesu starzenia. Zmusza to do każdorazowego wiązania symptomów wibroakustycznych z cechami stanu technicznego.

W ostatnich latach w diagnostyce silników wykorzystuje się w kraju, za Haddenem [20], pulsację czynnika roboczego. Ma ona dużą przewagę nad drganiami, które ze względu na skomplikowaną strukturę geometryczną i mekanoakustyczną korpusu mają ograniczony wielowymiarowy charakter. Korpus z racji swej struktury tłumi drgania o wysokich częstotliwościach (powyżej 10 kHz), niosących większość informacji o stanie silnika.

Problemami wykorzystania pulsacji w diagnostyce silników w kraju zajmowali się: Cempel i Smarsz [12], Żółtowski i Kuśnierz [63]. Opracowano w tym zakresie metodyki badań i algorytmy wykorzystujące nowe miary sygnału

pulsacji czynnika roboczego.

Prezentacja szczegółowych wyników badań diagnostycznych poszczególnych węzłów silnika zostanie tu pominięta. Jest ona opisana między innymi w monografii Cempla [11] i materiałach V Szkoły Diagnostyki [46].

Z przedstawionych wywodów i dostępnych wyników badań eksperymentalnych wynika, że badając zjawiska wibroakustyczne silnika spalinowego można już w znacznym stopniu określić jego stan eksploatacyjny i aktualną jakość regulacji poszczególnych układów.

4. PRZEGLĄD BADAŃ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Przechodząc do omówienia diagnostyki wibroakustycznej zespołów przeniesienia mocy skoncentrujemy się na przekładniach zębatych. Zjawiska wibroakustyczne towarzyszące pracy przekładni są najłatwiej dostępne pomiarowo, stąd też najwcześniejsze próby związania stanu przekładni z charakterem emitowanych drgań lub hałasu. Z racji skomplikowanych dróg dojścia oddziaływań dynamicznych ze strefy zazębienia do punktu diagnostycznego odbioru drgań, problem oceny stanu technicznego przekładni metodą wibroakustyczną nie jest prosty.

Zagadnieniami drgań przekładni zębatych zajmowali się: Summersjo [56], Munro [35], Kohler [24], Pratt [22], Thompson [22], Müller [36], Bartel-mus [2], Wilk [67], White [58], Volin [59], Hogg [22], Genkin [19], Truś [57], Steward [15], Randall [47], Jaskóła [22], Makomaski [22], Żółtowski [65] i inni.

Jak wynika z dostępnej literatury, użytecznych i efektywnych metod diagnostycznych przekładni jest bardzo mało. Istniejące metody są oparte na:

- spostrzeżeniach organoleptycznych (ogłędziny zewnętrzne, temperatura),
- pomiarach wartości luzów obwodowych i osiowych,
- ocenie hałaśliwości (drgań) w czasie pracy.

W dziedzinie kontroli jakości nowych przekładni szczególną wartość diagnostyczną mają wymuszenia kinematyczne działające na wał przekładni, oceniane metodą testu jedno- i dwubocznego. Wykorzystuje się tu również metodę analizy synchronicznej, wykorzystującą relację statystyczną między hałasem generowanym przez przekładnię a stopniami jej jakości.

W badaniach eksploatacyjnych metody wibroakustyczne wykorzystano zarówno w kontroli zazębienia poszczególnych kół, jak i kontroli całej przekładni.

Wśród miar stanu przekładni zębatych różni badacze najczęściej wykorzystują następujące miary:

- całkowity poziom amplitudy drgań, aby ocenić wytrzymałość zmęczeniową wałów przekładni i ich korpusów (normy API oraz AGMA - dzielące widmo na trzy części i ustalające wartości dopuszczalne amplitudy drgań),
- analizę widmową sygnału, umożliwiającą wyznaczenie i śledzenie zmian

amplitudy w częstotliwościach f_0 (obrotowej), f_z oraz $n f_z$ (zazębienia i jej harmonicznych), a także stosunku amplitud częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych,

- demodulację amplitudową i częstotliwościową, pozwalającą ustalić współzależności między kątem przekosu osi przekładni a średniokwadratową amplitudą wszystkich harmonik zdemodulowanego widma (Genkin, Bartelski i Sokołow),
- dyskryminanty amplitudowe dające ocenę stanu ogólnego zabudowanej w moście pojazdu przekładni głównej (diagnozer przekładni głównej - Żółtowski),
- funkcję koherencji wykorzystywaną w ocenie strefy zazębienia kół zębatych (Bartelmus),
- różne miary sygnału drganiowego w powiązaniu z jakością konstrukcji kół zębatych i całych przekładni (Müller, Jaskóła i inni).

Omówienie szczegółowych wyników tych badań zawierają dostępne prace wymienionych powyżej autorów. Generalnie trzeba jednak stwierdzić, że problem diagnostyki wibroakustycznej przekładni zębatych nie jest łatwy i w zasadzie do dziś nie został rozwiązany na poziomie użytkowym (aplikacyjnym).

5. AKTUALNE ZAGADNIENIA DIAGNOSTYKI WIBROAKUSTYCZNEJ MASZYN, W TYM POJAZDÓW MECHANICZNYCH

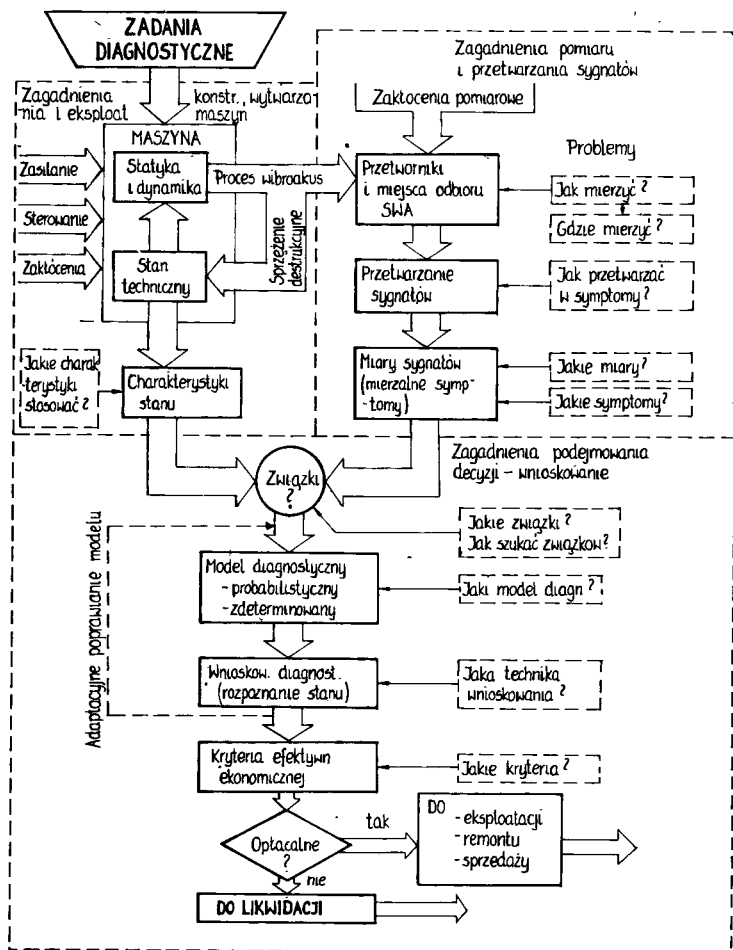
Przedstawione dotychczas wyniki badań wibroakustycznych zespołów pojazdów mechanicznych dowodzą, iż dotyczą one prostych technik pomiarowych i pojedynczych egzemplarzy obiektów. Ponadto większość badań realizowana jest w warunkach laboratoryjnych. Ogranicza to możliwości wdrożeń praktycznych i uogólnień na klasy obiektów.

Aktualnie obserwuje się bardzo intensywny rozwój prac badawczych w zakresach:

- projektowania eksperymentów diagnostyki wibroakustycznej [1, 11, 32, 38, 43, 65],
- wykorzystania w diagnostyce wszystkich cech wielowymiarowych własności sygnału wibroakustycznego (diagnostyka jednosygnalowa, ale: wielosymptomowa) [11, 17, 29, 38, 64],
- uzasadnionego wyboru punktów odbioru sygnału [2, 11, 65],
- optymalizacji procesu przetwarzania informacji diagnostycznej [2, 3, 5, 29, 32],
- budowy modeli diagnostycznych [5, 11, 65],
- teorii podejmowania decyzji diagnostycznych z kryteriami jej oceny [5, 11, 65],
- metodyki badań diagnostycznych [4, 43, 65].

Całość przedstawionej problematyki badawczej w ujęciu potrzeb opracowywanych procedur diagnostycznych wybranych elementów maszyn (w tym i pojazdów) pokazano na rysunku 3 (w ślad za [13]).

OBSZAR BADAŃ I PROBLEMY DIAGNOSTYKI WIBROAKUSTYCZNEJ MASZyny



Rys.3. Obszar badań diagnostyki wibroakustycznej maszyn

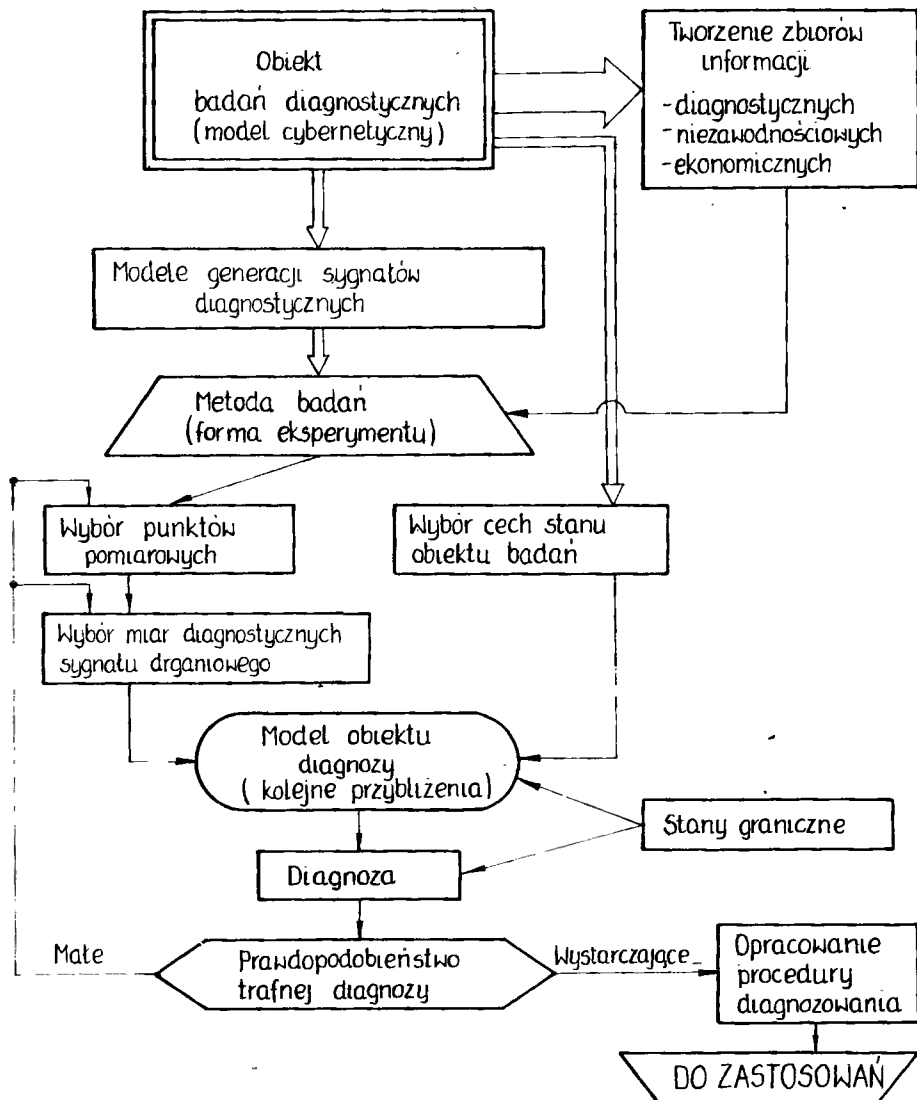
Jak wynika z rysunku, w obszarze badań diagnostyki wibroakustycznej znajdują się:

- zagadnienia konstrukcji i eksploatacji maszyn,
- zagadnienia pomiaru i przetwarzania sygnałów,
- zagadnienia podejmowania decyzji - wnioskowanie.

O ile pierwsze dwie grupy zagadnień były dotychczas przedmiotem badań większości badaczy, o tyle problemy wnioskowania diagnostycznego dopiero zostały podjęte w diagnostyce wibroakustycznej.

Przystępując zatem do realizacji określonego zadania diagnostycznego należy na bazie problemów przedstawionych na rysunku 3 opracować algorytm

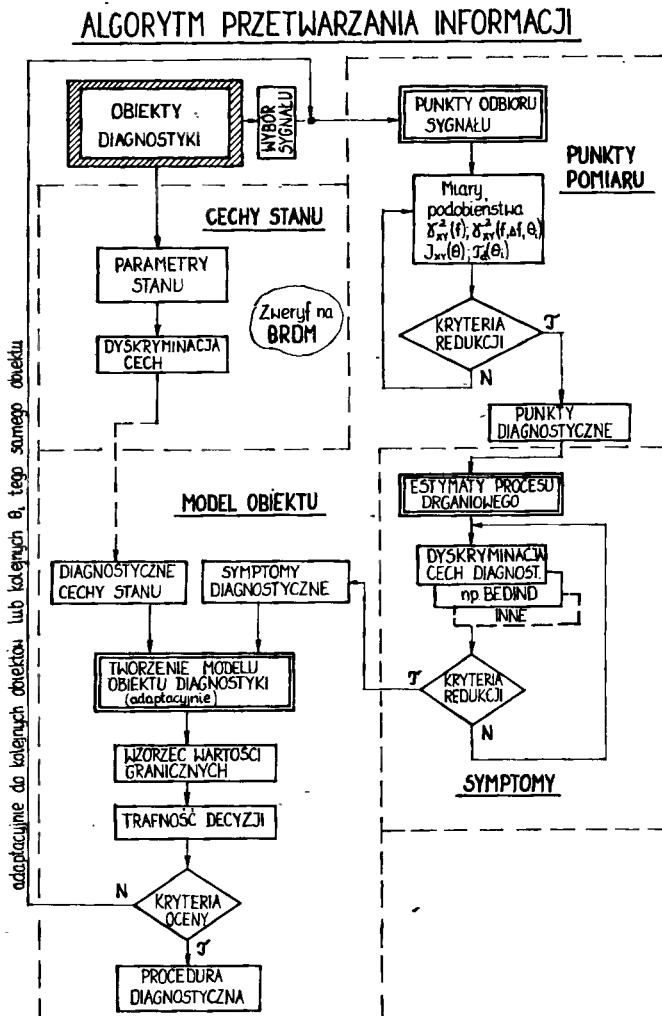
postępowania badawczego, którego wariant pokazano na rysunku 4. Takie podejście pozwala dokładnie zaprojektować eksperyment diagnostyczny, którego realizacja staje się prostsza i efektywniejsza.



Rys.4. Algorytm postępowania badawczego przy rozwiązywaniu zadania diagnostycznego

Szczegółowa realizacja proponowanej metodyki badań wymusza opracowanie odrębnych algorytmów cząstkowych, dla poprawnego toku przebiegu wnioskowania.

Przykładowy przebieg rozwiązań szczegółowych pokazano na rysunku 5, przy czym funkcje kryterialne mogą być zrealizowane według różnych, znanych i opracowanych algorytmów.



Rys.5. Szczegółowy algorytm wnioskowania diagnostycznego

W przedstawionym na rysunku 5 algorytmie wyróżnić można cztery podstawowe bloki badawcze, będące częścią większego opracowania [68]:

- 1) blok wyboru cech diagnostycznych stanu badanej klasy obiektów, w którym z n dostępnych i zalecanych parametrów stanu, za pomocą programu dyskryminacji cech, w sposób krokowy, wybiera się reprezentatywne cechy stanu;

- 2) blok wyboru diagnostycznego punktów odbioru sygnału, w którym według przyjętego kryterium (np. funkcji koherencji [2]) dokonujemy wyboru punktów diagnostycznych;
- 3) blok separacji diagnostycznych symptomów wibroakustycznych przy pomocy algorytmu dyskryminacji cech (np.: BEDIND [11]);
- 4) blok tworzenia modelu diagnostycznego obiektu wykorzystujący decyzje końcowe trzech poprzednich bloków.

Komputerowa realizacja przedstawionego na rysunku 5 algorytmu wymaga ingerencji człowieka [\rightarrow IN] przy określeniu dokładności modelu według przyjętych kryteriów (np. trafności diagnozy). Podyktowane jest to potrzebą „wiernego” odtworzenia cech konstrukcyjnych i aktualnego stanu badanych obiektów.

Uwzględniając podane powyżej uwagi dotyczące zagadnień diagnostyki wibroakustycznej można poprawnie i całościowo rozwiązać postawione zadanie diagnostyczne.

6. PODSUMOWANIE

Problemy przedstawione w tym opracowaniu nie stanowią zamkniętej teorii diagnostyki wibroakustycznej pojazdów mechanicznych. Zawarte treści są syntezą stanu aktualnego tej problematyki, opracowaną na podstawie dostępnych materiałów, przy czym wyraźnie uwypuklono problemy nowe w diagnostyce wibroakustycznej obiektów wielowymiarowych. Dotyczy to szczególnie zagadnień podejmowania decyzji diagnostycznych, a także metodyki badań z adaptacyjnym poprawianiem modelu obserwacji obiektów. Zaproponowana metodyka badań uwzględnia możliwości praktycznego wykorzystania wielowymiarowych własności sygnału diagnostycznego.

Wskazane problemy diagnostyki wibroakustycznej winny inspirować do prowadzenia dalszych poszukiwań nowych rozwiązań omawianych zagadnień, jak też do szerszego wykorzystania dotychczasowych osiągnięć w praktycznym stosowaniu.

LITERATURA

- [1] Adamczyk J.: Wybrane zagadnienia WBA diagnostyki maszyn. Zesz. Nauk. 101, AGH, Kraków 1979, ss. 5 - 18
- [2] Bartelmas W.: Zastosowanie niektórych estymatorów statystycznych sygnału drganiowego jako kryteriów oceny stanu zazębienia. Zesz. Nauk. 616, Politechnika Śląska, Gliwice 1979, ss. 17 - 49
- [3] Bendat J.S., Piersol A.G.: Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych. PWN, Warszawa 1976, ss. 47 - 64
- [4] Będkowski L.: Elementy ogólnej teorii diagnostyki technicznej. Biuletyn WAT nr 3, Warszawa 1981, ss. 20 - 28

- [5] Birger B.C.: Technicheskaja diagnostika. Maszinstrojenije, Moskwa 1978, ss. 23 - 54
- [6] Brockhaus H.: Klopfmessung im Kraftfahrzeug. ATZ Nr 6, 1963
- [7] Brzózka G., Wiśniewski T.: Ocena diagnostyczna tłokowych silników spalinowych z wykorzystaniem sygnałów hałasu i drgań mechanicznych. VII Konferencja Naukowo-Techniczna, Warszawa 1975
- [8] Brzózka G.: Zastosowanie metod analizy korelacyjnej do badania hałasu. Silniki Okrętowe nr 1, 1971
- [9] Burek Z.: Zastosowanie analizy widmowej w badaniach diagnostycznych silników wysokoprężnych. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 3, 1970
- [10] Cempel C.: Wibroakustyka stosowana. Skrypt, Poznań 1976
- [11] Cempel C.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982, ss. 76 - 94
- [12] Cempel C., Smarsz Z.: Ocena stanu technicznego silnika spalinowego przy wykorzystaniu estymat punktowych sygnału pulsacji. Materiały II Konferencji, Tuczno 1980, ss. 3 - 40
- [13] Cempel C.: Komputerowe przetwarzanie sygnałów diagnostycznych. VI Szkoła Diagnostyki, Rydzyna 1983, s. 285 - okładka
- [14] Cholewa W.: Metoda diagnozowania maszyn z zastosowaniem zbiorów rozmytych. Zesz. Nauk., Politechnika Śląska, Gliwice 1982, ss. 21-42
- [15] Dyer D., Steward R.M.: Detection of rolling bearing damage by statistical vibration analysis. ASME, Paper No 77-DET-83, pp. 20 - 22
- [16] Eksploatacja Maszyn nr 5 - 6, 1983. Wojskowy Przegląd Techniczny nr 9, 1983
- [17] Friede T., Austen A.E., Grover E.C.: Effect of engine structure on noise of Diesel engines. Proc. Institut of Mechanical Engineers Part. 2A, No 179, 1964-65
- [18] Gardulski J., Wilk A.: Próba wykorzystania metody WBA do oceny procesu spalania. IV Sympozjum, Szczyrk 1978, ss. 28 - 32
- [19] Genikin M.: Niektóre problemy akustyki maszyn. Nauka, Moskwa 1978
- [20] Hadden S.C.: Remote diagnosis of internal combustion engines. Instr. Technol., July 1976
- [21] Hebda M., Niziński S., Pelc H.: Podstawy diagnostyki pojazdów mechanicznych. WKŁ, Warszawa 1980, ss. 120 - 162
- [22] Jaskóła Z., Makomaski M.: Charakterystyki częstotliwościowe i funkcja korelacji w metodzie oceny konstrukcji i stanu p.z. IV Sympozjum PKM, Białowieża 1969
- [23] Kacprzyński B.: Planowanie eksperymentów. Podstawy matematyczne. WNT, Warszawa 1974, ss. 113 - 170

- [24] Kohler H., Prat A., Thompson A.M.: Dynamics and noise of parallel-axis gearing. *Prac. Inst. Mech. Eng. Vol. 184, Pt. 30, Paper 14, 1969-70*
- [25] Kwiek M.: Akustyka laboratoryjna - cz. 1. Podstawy akustyki teoretycznej. PWN, Poznań - Warszawa 1968
- [26] Lenkiewicz W.: Analiza drganiowa jako metoda diagnostyczna. *Biuletyn ORTS i RD, z. 4, 1965*
- [27] Lerner M.O.: Akusticzeskaja spiektrometria processa sgorenija w dwigatelach z iskrowym zażiganiem. *Awtomobilnaja Promyszlennost nr 8, 1965, ss. 6-8*
- [28] Leśniewski J.: Określenie stopnia dotarcia silnika spalinowego na podstawie analizy hałasu i widma przyspieszeń drgań kadłuba. *Silniki Spalinowe nr 4, 1969*
- [29] Leśniewski J.: O zależności zmian zachodzących w widmie przyspieszeń drgań kadłuba od stanu dotarcia silnika. *Biuletyn WAT nr 8, Warszawa 1970, ss. 35-40*
- [30] Leśniewski J.: Zachowanie się amplitudowego widma przyspieszeń drgań w pasmie rezonansowym silnika przed i po dotarciu na hamowni. *Biuletyn WAT nr 8, Warszawa 1970*
- [31] Łukanin V.N.: Ob izmiereni suma processa sgoranija w dwigatelach z wospłamieniem od szatija. *Awtomobilnaja Promyszlennost nr 2, 1961, ss. 27-29*
- [32] Mańczyk K.: Technika planowania eksperymentu. WNT, Warszawa 1976
- [33] Marciniak J.: Diagnostyka techniczna pojazdów szynowych. WKŁ, Warszawa 1982, ss. 36-42
- [34] Miazga J.: Próba wprowadzenia akustycznych metod pomiarowych do oceny technicznej silnika samochodowego. *Archiwum Akustyki t. 6, z. 4, 1971*
- [35] Munro R.G.: The interpretation of results from gear measuring instrument. Meeting 14 May 1968
- [36] Müller L.: Przekładnie zębate. WNT, Warszawa 1970
- [37] Müller L.: Pomiar drgań i hałasów maszyn. Skrypt nr 321, Politechnika Śląska, Gliwice 1971
- [38] Niziński S.: Badania akustyczne stanu technicznego tłokowych silników spalinowych. Praca doktorska. WAT, Warszawa 1975, ss. 107-143
- [39] Pawłow B.W.: Akusticzeskaja diagnostika mechanizmow. *Maszinstrojenije, Moskwa 1971*
- [40] Pawłow B.W.: Badania diagnostyczne w technice. WNT, Warszawa 1967
- [41] Pawłow B.W., Zamonowski W.A.: Korelacyjnyje metody prognosowanija awarij. *Wiesticznik Pilchoznauki nr 9, 1962*

- [42] Pelc H., Raszkow L.: Opracowanie metody badań diagnostycznych silników spalinowych. Praca doktorska. WAT, Warszawa 1973
- [43] Polański Z.: Współczesne metody badań doświadczalnych. WP, Warszawa 1978, ss. 31 - 49
- [44] Posęadowski A., Sobieszczański M.: Zastosowanie metod akustycznych do badania procesów spalania w silnikach wysokoprężnych. Silniki Spalinowe nr 4, 1971, ss. 36 - 42
- [45] Praca zbiorowa: Diagnostyka łożysk tłocznych. Ossolineum, Warszawa-Wrocław 1980
- [46] Praca zbiorowa: Diagnostyka pojazdów. Ossolineum, Warszawa-Wrocław 1980
- [47] Randall R.B.: Cepstrum analysis and gearbox fault diagnosis. B i K. Application Note, pp. 13 - 150
- [48] Renowicz B.: Ocena stopnia zużycia łożysk ślizgowych silnika przy pomocy parametrów SWA. Praca doktorska. WAT, Warszawa 1979, ss. 141 - 192
- [49] Rogers L.M.: The application of vibration signature analysis Tribology Int. Vol. 12, No 2, 1979
- [50] Rutkowski S.: Wpływ kształtu komory spalania na hałaśliwość pracy silnika. Praca doktorska. Łódź 1967
- [51] Rutkowski L., Jugowar L.: Zastosowanie metod analizy widmowej do oceny stanu technicznego silnika. Prace XXI Seminarium z Akustyki, Rzeszów 1974
- [52] Samkow J.D.: O wliwaniu niektórych eksploatacyjnych regulirow na wibroakustyczne charakterystyki dwigateli SMD-14A przy różnych satorach w sprzężeniu porszen-gilza. Zap. Leningr. Sielchoz. Instytutu t. 119, 1968
- [53] Sato T. i inni: Real time bespectral analysis of gear noise and its application to contactless diagnosis. Inst. Tech. No 38, Tokyo 1975
- [54] Skowordin W.J.: Issledowanie wibroprowodiassich kanałow pri diagnostike satunnych podsipnikow dizielej. Zap. Leningr. Sielchoz. Instytutu t. 131, 1969
- [55] Skurydin A. i inni: Borba z szumom i wibracijej sudowych DWS. Leningrad 1977
- [56] Sunnersjo C.S.: Varying compliance vibrations of rolling bearings. J. Sound Vobr. Vol. 58, No 3, 1978
- [57] Truś J.: Badania akustyczne mostów napędowych samochodów. Praca doktorska. WAT, Warszawa 1977, ss. 16 - 19
- [58] Trybuła W.: Automatyzacja procesu diagnostycznego trakcyjnych silników spalinowych. Materiały II Konferencji, Tuczno 1980
- [59] White C.J.: Detection of gearbox failure. Southampton University 1972, Paper 7

- [60] Wilk A.: Wpływ parametrów technologicznych i konstrukcyjnych na dynamikę przekładni o zębach prostych. Zesz. Nauk. 72, Politechnika Śląska, Gliwice 1981
- [61] Volini R.H.: A Review of Mechanical Signature analysis. Proc. Inst. of Eur. So., 1972 - 79
- [62] Żdanowski W.S.: Diagnostika awtotraktornych dietalej. Kołos, Lenin-grad 1977
- [63] Żółtowski B., Cempel C.: Kontrola zdatności silnika spalinowego metodą pomiaru momentu reakcyjnego. Materiały II Konferencji, Tuczno 1980
- [64] Żółtowski B., Kuśnierz A.: Badania diagnostyczne silników spalinowych metodą pulsacji ciśnienia. W: Diagnostyka Pojazdów, Ossolineum, Wrocław 1981
- [65] Żółtowski B., Cempel C.: Ocena stanu technicznego przekładni zębatych. W: Diagnostyka Pojazdów, Ossolineum, Wrocław 1981
- [66] Żółtowski B.: Projektowanie eksperymentów w diagnostyce maszyn. Toruń 1983 (praca niepublikowana)
- [67] Żółtowski B.: Badanie struktury SWA procesu spalania w silnikach tłokowych. Silniki Spalinowe nr 2, 1980
- [68] Żółtowski B.: Projektowanie eksperymentów w diagnostyce maszyn. Rozprawa habilitacyjna. UMK, Toruń 1984

PRINCIPLES OF VIBROACOUSTIC DIAGNOSIS OF MACHINES
AND ACTUAL STATE OF DIAGNOSIS

Summary

The practical application of vibroacoustic methods in diagnosis of vehicles is more and more frequent. The complexity of those problems demands synthetic elaboration of actual state and main problems of diagnosis of mechanical vehicles. In the final part, the actual problems of diagnosis of multi-dimensional mechanical objects and proposition of their effective solution have been presented. Consideration comprises the range of problems from formulation of diagnostic task elaboration of diagnostic decision.

ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АВТОМАШИН

Резюме

Виброакустические методы в диагностике автомашин находят всё более широкое применение, причём сложность указанной проблематики обосновывает необходимость синтетической трактовки имеющегося состояния и основных вопросов диагностики. В настоящей работе даются основы виброакустической диагностики машин, а также подводятся итоги состояния диагностики автомашин. В заключительной части рассматриваются актуальные вопросы диагностики многомерных механических объектов и предлагается их эффективное решение. Все рассуждения охватывают вопросы с постановки диагностической задачи до диагностического решения включительно.

Zbigniew Kikiewicz
Janusz Wiśniewski

BADANIA NIEZAWODNOŚCIOWE I OCENA PRACY
LINII TECHNOLOGICZNEJ DO PRODUKCJI MIESZANEK PASZOWYCH

W artykule autorzy opisują model niezawodnościowy oceny pracy linii technologicznej do produkcji mieszanek paszowych. Definiują pojęcia niezawodności technicznej, technologicznej, produkcji pasz, wyrażając je zależnościami matematycznymi. Prezentują również zagadnienia związane z organizowaniem badań niezawodnościowych, pozyskiwaniem informacji o eksploatacji linii technologicznej, przetwarzaniem i interpretacją tych informacji, przedstawianiem i wykorzystaniem wyników z badań. Ilustrują to wszystko na przykładzie badań linii technologicznej do produkcji mieszanek paszowych.

1. WSTĘP

Wzrastające wymagania w zakresie niezawodnego działania linii technologicznych sprawiają, że obserwuje się znaczne zainteresowanie problematyką badań i oceny ich niezawodności. Zainteresowanie to jest efektem wymiernych korzyści, jakie przynosi podwyższenie niezawodności, a także poważnych strat ekonomicznych, wynikających z zawodnego działania linii technologicznych. Skuteczne działania w zakresie zwiększania niezawodności powinny być poprzedzone przeprowadzonymi badaniami nad niezawodnością. Celem takich badań jest na ogół ocena aktualnego poziomu niezawodności linii, wykrycie ich „słabych ogniw” oraz uzyskanie danych co do możliwości i sposobów zwiększenia niezawodności badanych linii. Ponadto w trakcie badań gromadzi się informacje o przebiegu eksploatacji linii, o kosztach napraw, o asortymencie i liczbie potrzebnych części zamiennych, przyczynach i postaciach uszkodzeń, sposobach wykonywania odnow, zużyciu materiałów itp. Są to niezbędne informacje do prowadzenia właściwej gospodarki remontowej linii.

2. MODEL MATEMATYCZNY

Podstawą opracowanego modelu matematycznego są zmienne losowe charakteryzujące czasy bezpostojowej pracy i czasy postojów systemu technicznego, jaki stanowi linia technologiczna do produkcji mieszanek paszowych.

W celu określenia wartości tych zmiennych w trakcie badań rejestracji podlegają:

- a) liczba i czasy pracy, tj. okresy, podczas których linia produkuje mieszanki paszowe,
- b) liczba i czasy postojów niezależnych od linii, wywołanych przyczynami organizacyjnymi (braki energii, surowców, obsługi) lub uszkodzeniami urządzeń zasilających i odbierających produkcję. Podczas tych postojów linia technologiczna jest zdalna do pracy, ale warunki organizacyjno-techniczne uniemożliwiają prowadzenie produkcji pasz,
- c) liczba i czasy postojów spowodowanych uszkodzeniami maszyn i urządzeń wchodzących w skład linii.

W efekcie przeprowadzonej obróbki i analizy wyników z pomiarów wyznaczono charakterystyki niezawodnościowe, opracowano krzywą Lorenza i wykreślono histogramy.

Za główną cechę badań przyjęto prawdopodobieństwo tego, że linia, która rozpoczęła pracę w chwili $t=0$, nie przerwie jej przed upływem ustalonego czasu $t=T$.

$$R'(t) = P \{ T \geq t \} \quad (1)$$

Prawdopodobieństwo to nazywane jest funkcją niezawodności i wyraża jej wartość w chwili t . W ujęciu statystycznym przyjmuje ona postać:

$$R(t) = 1 - \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{n} \quad (2)$$

gdzie:

- n - liczba zarejestrowanych w trakcie badań czasów pracy;
- n_i - licznosc czasów pracy i -tego przedziału czasowego,
- $\frac{n_i}{n}$ - częstość liczby czasów pracy i -tego przedziału,
- k - liczba przedziałów czasowych.

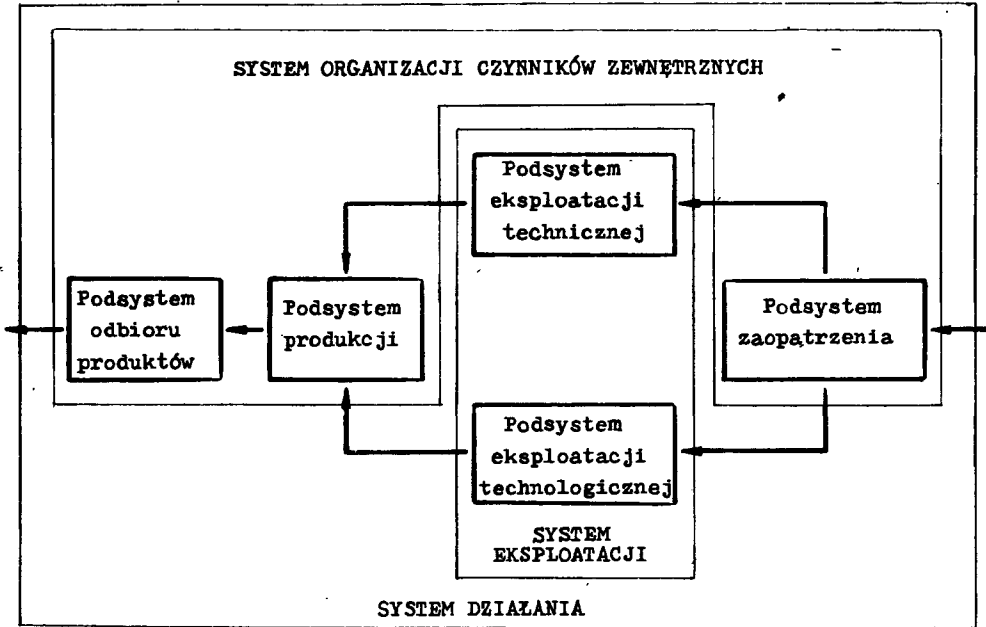
W wielu przypadkach, w systemach technicznych o ciągłym procesie technologicznym, stosuje się także funkcję zawodności $F(t)$ urządzenia czy systemu określającą prawdopodobieństwo zaistnienia postoju w określonym czasie t .

$$F(t) = P \{ T < t \} \quad (3)$$

Zależność między funkcjami niezawodności a zawodności opisuje równanie:

$$F(t) + R(t) = 1 \quad (4)$$

Analizując pracę linii technologicznej jako systemu technicznego należy rozróżnić niezawodność techniczną, niezawodność technologiczną, niezawodność czynników zewnętrznych, niezawodność procesu technologicznego 1. Są one przypisane odpowiednim podsystemom systemu działania linii technologicznej, który przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Model systemu działania linii technologicznej do produkcji mieszanek paszowych

Niezawodność techniczna linii jest określona jako prawdopodobieństwo spełnienia wymagań w zadanych granicach wartości istotnych wielkości eksploatacyjnych. Niezawodność techniczną $R_k(t)$ linii technologicznej można przedstawić wzorem:

$$R_k(t) = P \left\{ T'_{kn} \geq t; T''_{kn} < t \right\} \quad (5)$$

gdzie:

- T'_{kn} - czas pracy linii do wystąpienia uszkodzenia technicznego,
- T''_{kn} - czas postoju w stanie niezdatności technicznej,
- $n = 1, 2, \dots$

Niezawodność technologiczna $R_t(t)$ linii odpowiada prawdopodobieństwu spełnienia wymagań stawianych elementom wyposażenia technologicznego i procesowi technologicznemu. Można określić ją zależnością:

$$R_t(t) = P \left\{ T'_{tm} \geq t; d_{ij} \leq k_{ij}(t) \leq \varepsilon_{ij}; T''_{tm} < t \right\} \quad (6)$$

gdzie:

- T'_{tm} - czas pracy linii do wystąpienia uszkodzenia technologicznego,
- $k_{ij}(t)$ - parametr „j” w operacji „i” procesu technologicznego,
- d_{ij}, ε_{ij} - dolna i górna granica zmienności parametru $k_{ij}(t)$,
- T''_{tm} - czas postoju w stanie niezdatności technologicznej,
- $m = 1, 2, \dots$

Niezawodność czynników zewnętrznych $R_z(t)$ określono jako prawdopodobieństwo zapewnienia ciągłego procesu produkcji mieszanek paszowych niezakłócanego przez te czynniki i wyrażono w postaci:

$$R_z(t) = P \left\{ T_z' \geq t; T_z'' < t \right\} \quad (7)$$

gdzie:

- T_z' - czas pracy linii do wystąpienia postoju zewnętrznego,
 T_z'' - czas postoju na wskutek czynników zewnętrznych.

Niezawodność procesu produkcji $R_p(t)$ mieszanek paszowych to prawdopodobieństwo spełnienia wymagań stawianych procesowi produkcyjnemu. Funkcję tę przedstawiono równaniem:

$$R_p(t) = P \left\{ T_p' \geq t; T_p'' < t \right\} \quad (8)$$

gdzie:

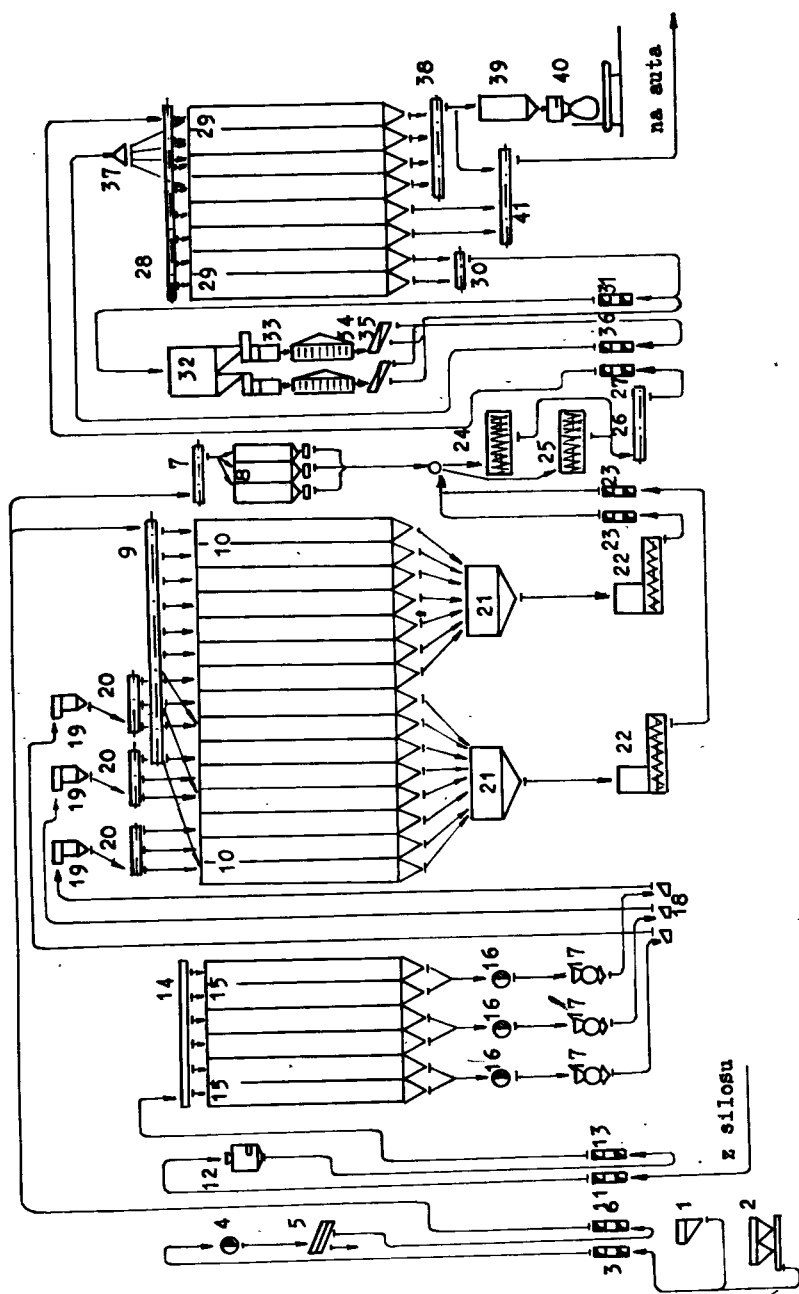
- T_p' - czas efektywnej pracy linii do wystąpienia uszkodzenia technicznego, technologicznego, postoju zewnętrznego,
 T_p'' - czas postoju w stanie niezdatności procesu produkcji.

W niniejszym artykule przykładowo przedstawiono jedynie charakterystyki niezawodnościowe procesu produkcji mieszanek paszowych. W warunkach produkcyjnych dla dokonania szczegółowej analizy pracy poszczególnych podsystemów w systemie działania linii technologicznej wykonuje się również pozostałe charakterystyki.

3. OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań była linia technologiczna do produkcji mieszanek paszowych typu V 12,5, o wydajności 12,5 Mg/h. Linia, której producentem jest Tówny Mlynskych Stroju z Pardubic w CSRS, pracuje w Wytwórni Pasz w Janowcu Wlkp. Schemat technologiczny wytwórni mieszanek paszowych prezentuje rysunek 2.

W skład linii wchodzi następujące maszyny i urządzenia: 1, 2 - kosze zasypowe; 3, 6, 11, 13, 23, 27, 31, 36 - pionowe podnośniki kubełkowe; 4, 16 - rotacyjne oddzielacze magnetyczne; 5, 35 - sortowniki sitowe; 7, 9, 20, 26, 28, 30, 38, 41 - przenośniki ślimakowe; 8, 10 - zasobniki dozujące; 12 - waga zbożowa; 14 - przenośnik zgarniakowy; 15 - zasobniki przygotowawcze; 17 - rozdrabniacz bijakowy; 18 - podnośnik pneumatyczny; 19 - separator; 21 - waga samoczynna; 22, 32, 39 - zasobniki; 24, 25 - mieszarki o ruchu okresowym; 29 - silosy magazynowe; 33 - granulator; 34 - kolumna chłodnicza; 37 - rozdzielacz; 40 - linia workowania.

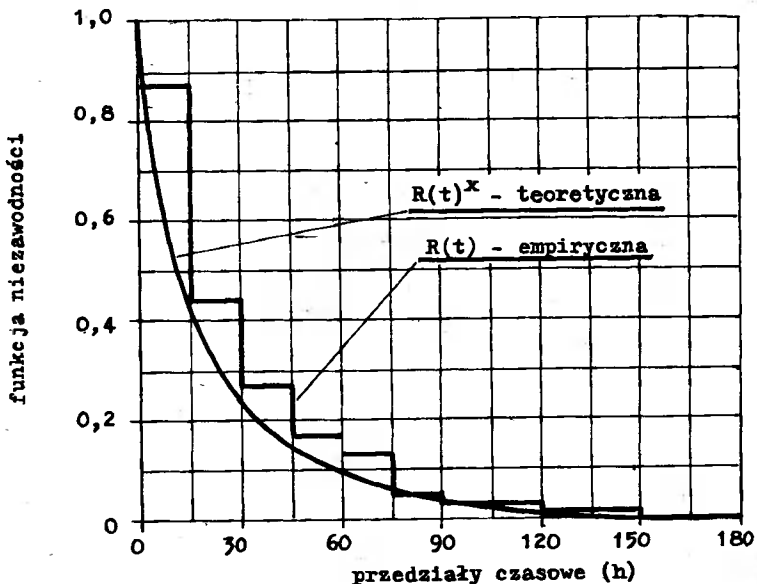


Rys.2. Schemat technologiczny wytwórni pasz typu V 12,5 w Janowcu Wielkopolskim

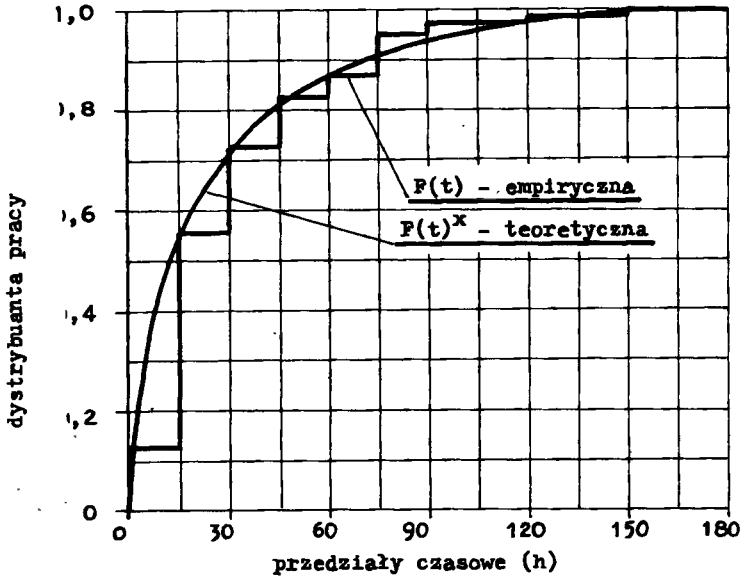
4. WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

Wyniki uzyskano w trakcie 6-miesięcznych badań. Okres badań obejmujący 3370 godzin nie uwzględniał dni wolnych od pracy. Wytwórnia pracowała efektywnie przez 2883 godziny, tj. przez 85,55 % czasu badań. 487 godzin trwały różnego rodzaju postoje. 320 godzin, tj. 9,5 % czasu badań, stanowiły postoje spowodowane czynnikami zewnętrznymi, niezależnymi od linii technologicznej. Zanotowano 28 uszkodzeń, ich usuwanie zajęło 167 godzin (4,95 % czasu badań).

Wyniki badań w postaci charakterystyk niezawodnościowych, krzywej Lorenza i rozkładów graficznych przedstawiono na rysunkach 3, 4, 5, 6 i 7. Z analizy krzywej niezawodności (rys.3) wynika, że początkowo występuje znaczny spadek niezawodności, a następnie powolne zmniejszanie wartości tej funkcji. Oznacza to, że prawdopodobieństwo działania badanej linii zmniejsza się ze wzrostem długości okresów jej pracy. Przykładowo, prawdopodobieństwo bezpostojowej pracy do 30 godzin (wg krzywej empirycznej) wynosi 43,6 %, a do 90 godzin już tylko 5,1 %. Natomiast krzywa zawodności - dystrybuanta (rys.4) początkowo gwałtownie wzrasta, lecz dalej jej przyrost jest coraz mniejszy. Prawdopodobieństwo, że nastąpi postój w pracy linii przed upływem 90 godzin wynosi 0,95. Funkcje niezawodności i zawodności w sposób przejrzysty i obiektywny obrazują nam proces użytkowania linii technologicznej i niezawodność jej działania.

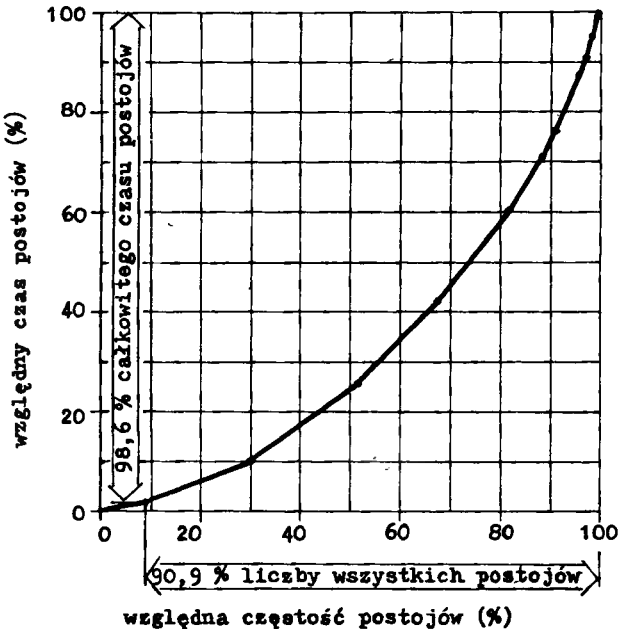


Rys.3. Funkcja niezawodności linii technologicznej do produkcji mieszanek paszowych.



Rys.4. Dystrybuanta pracy linii technologicznej do produkcji mieszanek paszowych

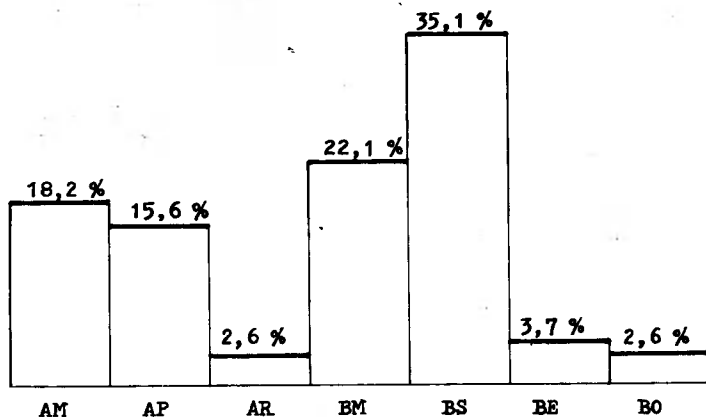
Użytkownka linii interesuje nie tylko jej praca, ale także pragnie on wiedzieć, ile czasu zajęły jej postoje, ile było tych postojów, jakie były ich przyczyny? Informacje te można uzyskać analizując rysunki 5, 6 i 7.



Rys.5. Krzywa Lorenza obrazująca zależność między częstością a czasem postojów linii technologicznej do produkcji mieszanek paszowych

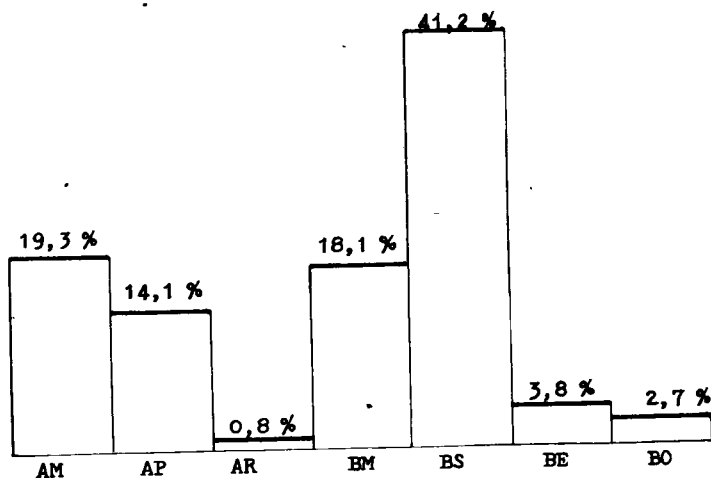
Z rysunku 5, zawierającego krzywą Lorenza, a przedstawiającego zależność między częstością względną a względnym czasem postojów linii widać, że stosunkowo mało było postojów krótkotrwałych i bardzo długich. Postoje krótsze od 2 godzin stanowiły 9,1 % wszystkich postojów linii, natomiast dłuższe od 16 godzin 3,6 %. Aż 81,8 % wszystkich postojów stanowiły postoje do 10 godzin. Przyjmując, że postoje trwające co najmniej 2 godziny dają się wykorzystać do przeprowadzenia czynności remontowych można stwierdzić, że prawie każdy postój należy wykorzystać do przeprowadzenia przez służby remontowe czynności profilaktyczno-zapobiegawczych. W badanej linii aż 90,9 % wszystkich postojów miało czasy dłuższe od 2 godzin. Suma tych czasów stanowiła 98,6 % całkowitego czasu postojów. Wykorzystując zatem te czasy na cele remontowe można doprowadzić do zdecydowanej poprawy niezawodności pracy linii technologicznej.

Rysunek 6 przedstawia rozkład procentowych udziałów liczby postojów linii, a rysunek 7 - rozkład procentowych udziałów czasów postojów badanej linii w zależności od przyczyny wywołującej postój. Analizując te rozkłady można powiedzieć, że 63,6 % liczby wszystkich postojów i 65,8 % czasu wszystkich postojów stanowiły postoje niezależne od linii, tj. postoje spowodowane brakami: surowców, miejsca na magazynowanie wyprodukowanych mieszanek paszowych, energii, obsługi. Były to postoje spowodowane czynnikami zewnętrznymi, tj. niewłaściwie zorganizowanym procesem zaopatrzenia, produkcji i odbioru. 36,4 % wszystkich postojów wywołanych było awariami. Najczęściej uszkodzeniom ulegały mieszalniki (14 awarii) i podnośniki (12 awarii).



Rys.6. Rozkład udziału procentowego liczby postojów linii technologicznej do produkcji mieszanek paszowych w zależności od przyczyny:

AM - awaria mieszalnika, AP - awaria podnośnika, AR - awaria rozdabniacza, BM - brak miejsca w magazynie, BS - brak surowca, BE - brak energii, BO - brak obsługi



Rys.7. Rozkład udziału procentowego czasu postojów linii technologicznej do produkcji mieszanek paszowych w zależności od przyczyny:
 AM - awaria mieszalnika, AP - awaria podnośnika, AR - awaria rozdrabniacza, BM - brak miejsca w magazynie, BS - brak surowca, BE - brak energii, BO - brak obsługi

Można więc stwierdzić, że „słabymi ogniwami” linii technologicznej były w badanym okresie mieszalniki i urządzenia transportowe. Świadczy to także o tym, że czynności obsługowe tych urządzeń nie były przeprowadzane należycie, co istotnie wpłynęło na obniżenie niezawodności pracy linii. Stąd służby remontowe baczniejszą uwagę winny zwrócić na pracę tych urządzeń oraz na jakość prowadzonych prac remontowych.

Analiza rysunków 5, 6 i 7 dostarcza wielu informacji na temat rozkładów liczbowych i czasowych postojów linii, jakości prowadzonej przez służby naprawcze gospodarki remontowej, stopnia awaryjności maszyn i urządzeń. Dane te powinno się wykorzystać przy sporządzaniu harmonogramu postojów planowych, ustalaniu zakresu czynności naprawczych, planowaniu struktury i stanu liczbowego służb remontowych oraz wszelkich działań związanych z obsługą maszyn i urządzeń stanowiących linię technologiczną do produkcji mieszanek paszowych.

5. WNIOSKI

W oparciu o przedstawioną analizę wyników z badań można sformułować następujące wnioski:

1. Postęp w zakresie udoskonalania i poprawy ekonomiczności działania linii technologicznych do produkcji mieszanek paszowych jest możliwy wyłącznie w oparciu o przeprowadzone badania nad niezawodnością linii w ich rzeczywistych warunkach eksploatacji.

2. Wyniki uzyskane z badań nad niezawodnością stanowią niezbędny materiał do optymalizowania warunków eksploatacji linii technologicznych.

3. Model niezawodnościowy oceny pracy linii umożliwia udoskonalenie procesu produkcji i gospodarki remontowej oraz może być wykorzystany do oceny innych systemów produkcyjnych.

4. Proponowany model stanowi obiektywne kryterium oceny jakości pracy linii technologicznych.

5. Przedstawiony model można wykorzystać do oceny działania całych systemów technicznych, jak również pojedynczych maszyn i urządzeń wchodzących w ich skład, lub ich elementów i zespołów.

LITERATURA

- [1] Kikiewicz Z., Lewandowski J.: Analiza wpływu czynników na niezawodność procesu produkcji papieru. PAN. Zagadnienia eksploatacji maszyn. Zeszyt 2 (62), Warszawa 1985
- [2] Kikiewicz Z.: Method of evaluation of technical system operation in food industry. III Międzynarodowy Kongres - Physical Properties of Agricultural Materials. Zeszyt 3, Praga 1985
- [3] Kikiewicz Z., Lewandowski J.: Model funkcjonowania gospodarki remontowej złożonych obiektów technicznych o ciągłym procesie technologicznym. PAN. Prace IBS. Zeszyt 133, Warszawa 1986

RELIABILITY MODEL OF MIXED FEED PROCESSING

Summary

The theory and investigation of the production system reliability of mixed feed processing are presented in this paper. Mathematical relationships useful to work out and estimate histograms model of an operation system, Lorenz curves, characteristics and indices of reliability, as well as unreliability are described.

НАДЕЖНОСТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ОЦЕНКА ДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ КОМБИКОРМОВЫХ МАШИН

Резюме

В работе рассматривается модель системы действия комбикормовых машин, а также ее математическое описание по надежностным характеристикам. Приводятся результаты эксплуатационных исследований системы, проведенных в промышленных условиях. Дан анализ и оценка действия системы.

Włodzimierz Ziętara
Jędrzej Bayer

ANALIZA PRACY ŚRODKÓW TRANSPORTOWYCH
W WYBRANYCH GOSPODARSTWACH INDYWIDUALNYCH
WOJEWÓDZTWA BYDGOSKIEGO

W opracowaniu zawarte zostały wyniki analizy efektywności eksploatacji środków transportowych w wybranych indywidualnych gospodarstwach rolnych województwa bydgoskiego. Przedstawione wskaźniki oparte są na zapisach efektów pracy środków transportowych i ich analizie za II półrocze 1986 roku. Wskazują one na duże obciążenie pracami transportowymi gospodarstw rolnych, co powoduje znaczne zaangażowanie w tych pracach przede wszystkim ciągników. Kontynuowane obecnie badania zmierzają do ustalenia sposobu poprawy eksploatacji środków transportowych (głównie ciągników).

1. WSTĘP

Produkcja rolnicza, w której głównym środkiem produkcji jest ziemia, mająca duży zasięg terytorialny, cechuje się szczególnym uzależnieniem od zasobów i możliwości wykorzystania środków transportowych. Wzrost produkcji rolniczej wywołuje zwiększenie masy przewożonych ładunków. W rolnictwie niezbędnym jest przemieszczanie na dużym obszarze ogromnej masy nawozów, nasion, płodów rolnych, paliw i smarów oraz innych materiałów w warunkach dróg polowych, a często i po bezdrożach. W zależności od specjalizacji gospodarstwa oraz poziomu intensywności gospodarowania na każdy hektar użytków rolnych przewozi się 30-45 ton masy [2].

Wykonanie tych zadań przewozowych jest możliwe przy użyciu dużej ilości środków transportowych. We wszystkich sektorach rolnictwa znajduje się ogółem około 850 tys. różnych typów ciągników, 700 tys. przyczep uniwersalnych i specjalizowanych oraz ponad 110 tys. samochodów ciężarowych o różnej ładowności [1]. Stanowi to około 20 % wartości majątku trwałego gospodarstw rolnych, a koszty obsługi transportowej produkcji rolnej wynoszą 20-30% kosztów ogółem gospodarstwa. Tak wysoki udział transportu w produkcji rolnej powoduje, że niezbędnym jest podejmowanie działań mających na celu usprawnienie gospodarki transportowej. W tym właśnie celu zostały podjęte i są realizowane badania zmierzające do oceny i poprawy efektywności środków transportowych.

2. CEL BADAŃ

Celem badań jest zebranie materiału do bieżącej analizy i oceny efektywności eksploatacji środków transportowych w gospodarstwach rolnych. Efektem opracowania powinna być poprawa eksploatacji środków transportowych, zmniejszenie energochłonności obsługi transportowej rolnictwa, lepsze wykorzystanie środków produkcji rolnej oraz zmniejszenie kosztów własnych produkcji rolnej.

3. PRZEBIEG BADAŃ

W województwie bydgoskim badaniami w sektorze indywidualnym objęte zostały 24 gospodarstwa, w równych ilościach (po 12) w gminach Szubin i Dobrcz. Gospodarstwa te zostały dobrane w czterech grupach obszarowych:

- do 5 ha UR,
- 5 - 10 ha UR,
- 10 - 15 ha UR,
- ponad 15 ha UR.

Są to gospodarstwa pod względem poziomu i charakteru produkcji typowe dla danych gmin. W gospodarstwach tych prowadzi się bieżącą rejestrację:

- pracy środków transportowych,
- zużycia paliw i smarów,
- przeprowadzonych napraw i obsług,
- pracy środków ładunkowych.

Do tego celu zostały opracowane odpowiednie formularze, które dostarczono rolnikom. Uzyskane w ten sposób informacje były następnie grupowane i opracowywane. Badania zostały przeprowadzone w II półroczu 1986 roku.

4. WYNIKI BADAŃ

4.1. Wyposażenie gospodarstw w środki transportowe

Objęte badaniami gospodarstwa rolne są stosunkowo dobrze wyposażone w środki transportowe (tab.1).

Konie, jako siła pociągowa, są używane w niewielkim stopniu i przeciętnie co drugie gospodarstwo posiada ten rodzaj siły pociągowej. Stosunkowo duża jest liczba ciągników, głównie klasy 6 i 9 kN (średnio na jedno gospodarstwo przypada 1,12 sztuki ciągnika). Gospodarstwa o większym obszarze są z reguły wyposażone w 2 ciągniki. Podobnie przedstawia się sytuacja z biernymi środkami transportowymi, tj. przyczepami, których w gospodarstwach większych jest więcej. Gospodarstwo takie posiada przeciętnie 2 przyczepy o średniej ładowności około 4 tony.

Niewielka jest natomiast ilość samochodów, głównie towarowo-osobowych o ładowności do 0,8 tony (średnio na jedno gospodarstwo przypada 0,24 samochodu). Samochody te używane są głównie do przewozu osób.

Tabela 1

Stopień nasycenia poszczególnych grup gospodarstw
w środki transportowe

Grupa obszarowa	Liczba koni przypadających na jedno gospodarstwo	Liczba ciągników przypadających na jedno gospodarstwo	Liczba wozów konnych przypadających na jedno gospodarstwo	Liczba przyczep przypadających na jedno gospodarstwo	Liczba samochodów przypadających na jedno gospodarstwo
I	0,66	0,83	0,66	0,16	-
II	0,16	0,50	0,16	0,66	0,33
III	0,50	1,33	0,83	1,5	0,33
IV	0,16	1,66	0,83	2	0,16
Ogółem	0,37	1,12	0,37	2,04	0,24

4.2. Struktura przewozów (tab.2)

Tabela 2

Struktura przewozów wg środków transportowych

Lp.	Grupa środków transportowych	Ilość ton	%	Na 1 ha UR	Na jedno gospodarstwo
1	Zaprzęg konny	498,9	7,9	1,93	20,79
2	Ciągniki	5709,4	92,0	22,3	237,9
3	Samochody	3,28	0,05	0,01	0,013
	Ogółem	6211,58	100,0	24,24	258,703

Największą masę przewozi się w badanych gospodarstwach ciągnikami (92% ogółem przewozów), natomiast samochody mają znikomy (0,05%) udział w przewozach. Na 1 ha UR przewieziono w badanych gospodarstwach, w II półroczu 1986 roku, 22,3 t, przy czym gospodarstwa o powierzchni 10-15 ha przewiozły znacznie więcej, bo 28,85 t. Średnia odległość przewozu 1 t jest największa dla samochodów i wynosi 14,12 km, dla ciągników - 9,3 km, natomiast przewozy zaprzęgami konnymi odbywają się na niewielkie odległości, średnio 1,19 km.

4.3. Czas pracy środków transportowych (tab.3)

W analizowanym okresie zaprzęgi konne badanych gospodarstw przepracowały ogółem 1036 godzin, z czego 458 godzin, czyli 44,2 % czasu ogółem, stanowią prace transportowe. Ciągniki przepracowały ogółem 8113 godzin, przy czym największy udział mają ciągniki klasy 6 i 9 kW, które przepracowały łącznie 5243 godziny, tj. 64,6 %. Prace transportowe wynosiły ogółem 4791 godzin, tj. 59 % czasu ogółem. Wskazuje to na duże zaangażowanie ciągników w pracach transportowych. Są one podstawowym środkiem transportu

w gospodarstwach rolnych, tym bardziej, iż samochody przepracowały w transporcie łącznie 23,6 godziny, co stanowi zaledwie 0,5 % czasu prac transportowych ogółem.

Tabela 3

Struktura czasu pracy środków transportowych

Lp.	Rodzaj środka transportowego	Czas pracy ogółem	w tym				Przebieg na jedną godzinę prac transportowych
			czas pracy w transporcie		czas prac polowych i innych		
			h	%	h	%	
1	Zaprzęg konny	1036	458	44,2	578	55,8	3,6
2	Ciągniki	8113	4791	59,0	3322	41,0	3,7
3	Samochody	502	23,6	4,7	478,4	95,3	12,2
Ogółem		9651	5272,6	54,6	4378,4	45,4	-

Przeciętne przebiegi poszczególnych rodzajów środków transportowych są stosunkowo niewielkie i wynoszą średnio: dla koni 3,6 km, dla ciągnika 3,7 km i dla samochodu 12,2 km na jedną godzinę prac transportowych.

4.4. Efektywność eksploatacji środków transportowych (tab.4)

Tabela 4

Efektywność eksploatacji środków transportowych

Lp.	Wskaźnik	Jednostka	Zaprzęgi konne	Ciągniki	Samochody
1	Współczynnik wykorzystania przebiegu	-	0,56	0,5	0,5
2	Współczynnik wykorzystania ładowności	-	0,82	0,7	0,3
3	Wydaźność pracy przewozowej	tkm/h	0,69	2,54	1,28
4	Jednostkowy koszt przewozu 1 t	zł/t	342	339	8105

Wskaźnikami efektywności eksploatacji środków transportowych są:

- współczynnik wykorzystania przebiegu wynoszący dla wszystkich środków transportowych 0,5, co wskazuje na przewóz ładunków tylko w jedną stronę, bez ładunków powrotnych;
- współczynnik ładowności, który jest stosunkowo wysoki dla zaprzęgów konnych i ciągników, wynosi bowiem dla nich 0,7-0,8. Natomiast samochody są mało wykorzystywane i współczynnik ten ma wartość 0,3;
- wydaźność pracy przewozowej w tkm/h - wynosi ona: dla zaprzęgów 0,69, dla ciągników 2,54, a dla samochodów 1,28. Jest to potwierdzeniem po-

stawionej już tezy o roli ciągnika jako podstawowego środka transportowego w rolnictwie;

- jednostkowy koszt przewozu 1 t - jest on zbliżony dla kosztów przewozu zaprzęgiem konnym i ciągnikiem i wynosi odpowiednio 342 zł/t oraz 339 zł/t. Natomiast ten sam wskaźnik dla samochodu jest dużo wyższy i wynosi 8105 zł/t.

5. WNIOSKI

Przedstawione wyniki badań obejmujących II półrocze 1986 roku pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. W indywidualnych gospodarstwach rolnych podstawowym środkiem transportowym jest ciągnik z przyczepą, wykorzystywany do transportu niezależnie od odległości przewozu.
2. Prace transportowe stanowią blisko 2/3 ogólnego czasu pracy ciągników, co wskazuje na konieczność systemowego rozwiązania problemu transportu. Pozwoliłoby to na zmniejszenie zaangażowania ciągników i lepsze ich wykorzystanie w pracach polowych.
3. Duża ilośćjazd bez ładunków oraz rozdrobnienie przewozów powodują wysokie koszty przewozów oraz niezbyt wysoką wydajność pracy przewozowej.

LITERATURA

- [1] Bielejec J.: Efektywność eksploatacji środków transportowych w gospodarstwach rolnych. IBMER, Warszawa 1986
- [2] Ostrowski J.: Co wpływa na transportochłonność produkcji w PGR. Mechanizacja Rolnictwa 9, 1986

THE ANALYSIS OF WORK OF MEANS OF TRANSPORT IN THE CHOSEN FARMS OF BYDGOSZCZ VOIVODSHIP

Summary

The research of the agricultural transport efficiency has been conducted by us in a few private farms in the Bydgoszcz voivodship. The effects of this research work are presented here. The outcomes of the analysis of data collected during the second half of 1986 year shown us that the tested farms have huge amount of the transport operations. These are performed mostly by the agricultural tractors. The further work on this subject will go towards the pointing out how to improve this situation.

АНАЛИЗ РАБОТЫ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В ИЗБРАННЫХ ЕДИНОЛИЧНЫХ ХОЗЯЙСТВАХ
БЫДГОШСКОГО ВОЕВОДСТВА

Резюме

Статья содержит результаты анализа эффективности эксплуатации транспортных средств, эксплуатируемых в единоличных сельских хозяйствах Быдгошского воеводства. Оценочные показатели были получены в результате обработки зарегистрированных данных, а также анализа эффектов работы транспортных средств. Основной целью дальнейших испытаний является вопрос определения способов улучшения эксплуатации тракторов сельскохозяйственного назначения.

Mieczysław Godlewski

EKSPLOATACYJNE BADANIA ZBIORU BURAKÓW CUKROWYCH
OGŁAWIACZEM 60 RCS I WYORYWACZEM KS-6

Jakość maszyn rolniczych, ich przygotowanie oraz umiejętność obsługi w czasie pracy wpływają na wydajność i straty plonu. W związku z tym przeprowadzono badania ogławiacza 60 RCS i wyorywacza KS-6 w naturalnych warunkach pracy, w typowych gospodarstwach rolnych. Określono wydajność maszyn, straty plonu, zużycie energii i pracy ręcznej na poszczególne czynności i współczynniki eksploatacyjne. Stwierdzono, że istnieje możliwość zwiększania wydajności stosowanych maszyn.

1. WSTĘP

W Polsce, podobnie jak i w wielu krajach o zbliżonych warunkach klimatyczno-glebowych, burak cukrowy jest jedynym surowcem do produkcji cukru. Zbiory tej rośliny w naszym kraju wynoszą przeciętnie 15.300 tys. ton. Trudne warunki produkcji i duże zużycie pracy ręcznej zmusiły producentów do zastosowania na szerszą skalę mechanizacji. Jak dotychczas, w naszym rolnictwie, w największym stopniu została zmechanizowana uprawa roli, siew nasion oraz zbiór korzeni. Zastosowanie nasion jednokiełkowych w znacznym stopniu obniżyło również nakłady pracy na pielęgnację. Wiadomo, że zbiór buraków cukrowych jest jedną z najbardziej pracochłonnych operacji technologicznych, przeto należy poświęcić jej więcej uwagi.

Maszyny przeznaczone do zbioru buraków nie zawsze i nie w każdych warunkach dobrze spełniają swoje zadania. Wydajność tych maszyn oraz jakość pracy zależą od wielu czynników, a przede wszystkim od warunków terenowych, glebowych, atmosferycznych i umiejętności obsługi.

W czasie badań testacyjnych, przeprowadzanych w optymalnych warunkach, obsługę maszyn powierza się dobrze przygotowanym specjalistom i dzięki temu uzyskuje się zawyżone wyniki eksploatacyjne, trudne do uzyskania w przeciętnych warunkach gospodarstwa. Badania będące tematem niniejszej pracy przeprowadzono w typowych gospodarstwach rolnych, w naturalnych warunkach produkcyjnych.

2. METODYKA BADAŃ

Metodyka badań ma na celu określenie metody i warunków w jakich prowadzono badania, a mianowicie:

- warunków badań (glebowych, terenowych i pogodowych),
- charakterystyki użytych maszyn w czasie badań,
- charakterystyki użytej aparatury pomiarowej,
- metody zbierania i opracowania wyników.

Badania przeprowadzono w kilku gospodarstwach rolnych województw bydgoskiego i toruńskiego, w terenie równinnym lub lekko pofalowanym, na glebach średnich lub średniozwięzłych. Gleba gospodarstw była klasy IV i IVa, a jej wilgotność wahała się w granicach 14 - 20 %. Długość pól wynosiła 700 - 900 m. Parametry charakteryzujące wymiary pól, plony roślin i odległość między burakami zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Charakterystyka pól i buraków
w poszczególnych gospodarstwach rolnych

Lp.	Wyszczególnienie	Jednostka miary	PGR		
			Łasin	Rogoźno	Kamienica
1	Powierzchnia orna	ha	20	30	35
2	Długość pola	m	905	875	720
3	Szerokość międzyrzędzia	m	0,45	0,45	0,45
4	Średnia odległość buraków	m	0,36	0,34	0,29
5	Plon korzeni	t/ha	31,7	27,1	45,2
6	Plon liści	t/ha	47,4	37,1	54,4
7	Średnia wysokość głów buraków	m	0,06	0,05	0,14

Wielkość pól oraz plon korzeni i liści pozwalały na przeprowadzenie badań mechanizacji zbioru buraków w normalnych warunkach gospodarstwa wielkotowarowego. Charakterystykę maszyn użytych do zbioru buraków cukrowych zawiera tabela 2.

Tabela 2

Podstawowe dane techniczne maszyn
użytych do zbioru buraków cukrowych

Lp.	Wyszczególnienie	Jednostka miary	Ogławiacz 60 RCS	Wyorywacz KS-6
1	Rodzaj napędu	-	samobieżny	samobieżny
2	Zapotrzebowanie mocy	kW	70	110
3	Rozstaw kół	mm	2700 - 3000	2600
4	Liczba rzędów	szt.	6	6
5	Szerokość międzyrzędzia	mm	45	45
6	Prędkość robocza	km/h	8	1,5 - 8
7	Liczba obsługi	osoby	1	1
8	Wydajność W_{04}	ha/h	1,2	2,4

Wszystkie pomiary wielkości pól i szerokości międzyrzędzi wykonano taśmą mierniczą. Fotografię dnia pracy wykonano w oparciu o metodykę RWPG. Za jednostkę czasu przyjęto 1 minutę. Wielkość strat plonu ustalono w następujący sposób: po przekątnej pola wyznaczono 10 poletek o powierzchni $2,7 \text{ m}^2$ każde. Buraki zebrane z każdego poletku przeliczono w stosunku do 1 ha. Wszystkie pomiary, oprócz strat, wykonano w pięciu powtórzeniach.

3. WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

W celu określenia nakładów pracy na poszczególne czynności dla ogławiacza 60 RCS i wyorywacza KS-6 wykonano fotografię dnia pracy, a średnie wyniki przedstawiono w tabeli 3.

Tabela 3

Zestawienie średnich wyników fotografii dnia pracy
zbioru buraków cukrowych

Lp.	Symbol czasu	T	Ogławiacz 60 RCS		Wyorywacz KS-6	
			minuty	%	minuty	%
1	Czas efektywny	T ₁	311	56,5	271	49,3
2	Czas pomocniczy	T ₂	63	11,6	61	11,1
3	Czas obsługi technicznej	T ₃	27	4,9	22	4,0
4	Czas usuwania usterek	T ₄	23	4,3	30	5,4
5	Czas roboczy zmiany	T ₀₄	424	77,1	384	69,8
6	Czas odpoczynku	T ₅	29	5,3	36	6,6
7	Czas przejazdu z pola na pole	T ₆	19	3,3	23	4,2
8	Czas obsługi technicznej	T ₇	18	3,2	27	4,9
9	Czas tracony z przyczyn niezależnych	T ₈	60	11,1	80	14,2
10	Czas zmiany kontrolnej	T ₀₈	550	100	550	100

Otrzymane średnie wyniki fotografii dnia pracy dla poszczególnych maszyn w badanych gospodarstwach pozwoliły na określenie zużycia czasu na wykonanie poszczególnych czynności przy zbiorze buraków cukrowych zastosowanymi maszynami. W zależności od warunków pracy, stanu technicznego maszyn i organizacji pracy rozrzut wyników kształtował się w granicach 3-13 % dla ogławiacza i 4-15 % dla wyorywacza. Efektywny czas pracy dla ogławiacza wynosił 56,5 %, zaś dla wyorywacza 49,3 %.

Średnią wydajność stosowanych maszyn przedstawia tabela 4.

Wyniki poszczególnych pomiarów pozwoliły na obliczenie podstawowych wskaźników eksploatacyjnych maszyn stosowanych do zbioru buraków cukrowych, a ich wartości podano w tabeli 5.

Tabela 4

Średnia wydajność ogławiacza i wyorywacza

Lp.	Wydajność maszyny	Symbol	Ogławiacz 60 RCS	Wyorywacz KS-6
1	Wydajność efektywna	W_1	1,07	1,23
2	Wydajność operacyjna	W_{02}	0,89	1,00
3	Wydajność w czasie roboczym	W_{04}	0,78	0,87
4	Wydajność w czasie zmiany	W_{08}	0,60	0,69

Tabela 5

Wskaźniki eksploatacyjne zastosowanych maszyn

Lp.	Wyszczególnienie	Jednostka miary	Ogławiacz 60 RCS	Wyorywacz KS-6	Razem
1	Zużycie robocizny	rbg/ha	3,34	1,66	5,0
2	Zużycie paliwa na zbiór	l/ha	13,7	18,0	31,7
3	Zużycie paliwa na transport liści	l/ha	27,6	-	27,6
4	Zapotrzebowanie mocy maszyn do zbioru liści i korzeni	kW/ha	70,0	110,0	180,0
5	Straty liści i korzeni	t/ha	9,4	4,1	
6	Straty liści i korzeni	%	20,6	10,8	

W czasie badań nie dokonywano pomiarów zużycia paliwa na transport korzeni, ponieważ odległości pól od miejsca składowania buraków były bardzo zróżnicowane. Odległość pól od silosów nie przekraczała 2 km. W oparciu o uzyskane wyniki poszczególnych procesów technologicznych obliczono współczynniki charakteryzujące pracę maszyn (tab.6).

Tabela 6

Współczynniki eksploatacyjne ogławiacza i wyorywacza

Lp.	Współczynnik	Symbol	Ogławiacz 60 RCS	Wyorywacz KS-6
1	Współczynnik obsługi technicznej	K_{31}	0,92	0,83
2	Współczynnik sprawności technologicznej	K_{41}	0,96	0,99
3	Współczynnik sprawności technicznej	K_{42}	0,96	0,91
4	Współczynnik wykorzystania czasu operacyjnego	K_{02}	0,83	0,82
5	Współczynnik wykorzystania czasu roboczego	K_{04}	0,73	0,71
6	Współczynnik wykorzystania czasu roboczego zmiany	K_{08}	0,57	0,49

4. PODSUMOWANIE

Analizując pracę poszczególnych maszyn w różnych gospodarstwach, jej organizację i wykorzystanie czasu pracy można stwierdzić, że istnieje możliwość zwiększenia wydajności i jakości pracy przez:

- 1) zmniejszenie zakamienienia pola, stosując maszyny do zbioru kamieni. Pozwoli to na zwiększenie wydajności pracy maszyn, szczególnie do zbioru okopowych. W naszych warunkach glebowych maszyny te są niezbędne,
- 2) wydajność ogławiacza i wyorywacza buraków w znacznym stopniu zależy od ich prędkości roboczej, która z kolei jest zależna od przygotowania pola i maszyn. Stwierdzono, że średnia prędkość użytych maszyn w czasie roboczym nie przekraczała 3,1 km/h dla ogławiacza i 3,2 km/h dla wyorywacza. Odpowiednie przygotowanie pola i maszyn oraz prawidłowa organizacja pracy pozwoliłaby bez trudu osiągnąć średnią prędkość roboczą około 4,5 km/h. W tych warunkach można osiągnąć wydajność W_{08} około 0,9 - 1,0 ha/h,
- 3) takie dobranie środków transportowych przy zbiorze okopowych, aby nie hamowały one pracy ogławiacza i wyorywacza.

LITERATURA

- [1] Grurtowska R., Wróblewski J.: Jak przebiegał zbiór buraków cukrowych w PGR Leszno. Mechanizacja Rolnictwa nr 11, 1984
- [2] Jarecki P., Wiśniewski F.: Kierunki rozwoju 6-cio rzędowych maszyn do zbioru buraków cukrowych. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 12, 1980
- [3] Kozłowski A.: Nowy 6-cio rzędowy zestaw maszyn do zbioru buraków cukrowych. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 6, 1983
- [4] Malec J.: Straty przy zbiorze buraków cukrowych. Mechanizacja Rolnictwa nr 10, 1984

THE INVESTIGATION OF PRODUCTIVITY
OF ROOT TOPPER 60-RCS AND ROOT DIGGER KS-6

Summary

In general we can say, that the quality of agricultural machinery, their technical state as well as the level of service and operation are the main factors influencing their productivity and total loss of yield. Therefore there have been conducted the field tests of root topper 60-RCS and root digger KS-6, these factors have been the main points of investigation. The energy consumption and labour consumption for main operation

of tested machines were also measured. The important performance indexes and operation factors based on collected data have been calculated. The investigation discovered possibility to increase productivity of tested combine digger.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ УБОРКИ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ БОТВОРЕЗАЛЬНОЙ МАШИНОЙ 60 РЦС И СВЕКЛОПОДЪЕМНИКОМ КС-6

Резюме

Качество сельскохозяйственных машин, их подготовка, а также умение обслуживать их во время работы влияют на производительность и потери урожая. В связи с этим были проведены испытания в естественных условиях работы в типичных хозяйствах ботворезальной машиной 60 РЦС и свеклоподъемником КС-6. Была определена производительность машин, потери урожая, расход энергии и ручного труда, а также эксплуатационные коэффициенты. Доказали, что существует возможность увеличить производительность применяемых машин.

Janusz Rk

STANOWISKOWE BADANIA SPRAWNOŚCI PRZEKŁADNI Z PASEM ZĘBATYM

W pracy scharakteryzowano układ z mocą krążącą, który w połączeniu z metodą wybiegu wykorzystano do pomiarów sprawności przekładni z pasem zębatym. Przedstawiono stanowisko badawcze wraz z aparaturą pomiarową oraz metodę pomiaru strat mocy w łożyskach tocznych. Ukazano szerokie możliwości tej metody przedstawiając wnioski sformułowane na podstawie badań i obserwacji poczynionych w czasie pomiarów sprawności przekładni z poliuretanowym pasem zębatym.

1. WSTĘP

Ostatnio obserwuje się rosnące zainteresowanie przekładniami z pasem zębatym, które charakteryzują się takimi istotnymi właściwościami jak [2]:

- płynność ruchu,
- możliwość przenoszenia mocy na duże odległości,
- możliwość zmiany kierunku obrotów,
- cichobieżność,
- mała masa,
- małe obciążenie wałów i łożysk,
- kształtowe powiązanie z kołem pasowym,
- wysoka sprawność,
- duży zakres przenoszonych mocy,
- wysokie maksymalne prędkości obwodowe,
- stałość przełożenia,
- brak konieczności konserwacji.

Dzięki tym niezaprzeczalnym zaletom wzrasta zastosowywanie ich w wielu maszynach, urządzeniach i przyrządach.

W artykule podjęto zagadnienia badania sprawności przekładni z pasem zębatym. Stwierdzono bowiem, że cecha ta ma istotny wpływ na trwałość, obciążalność oraz dokładność kinematyczną przekładni, a jednocześnie jest mało rozpoznana.

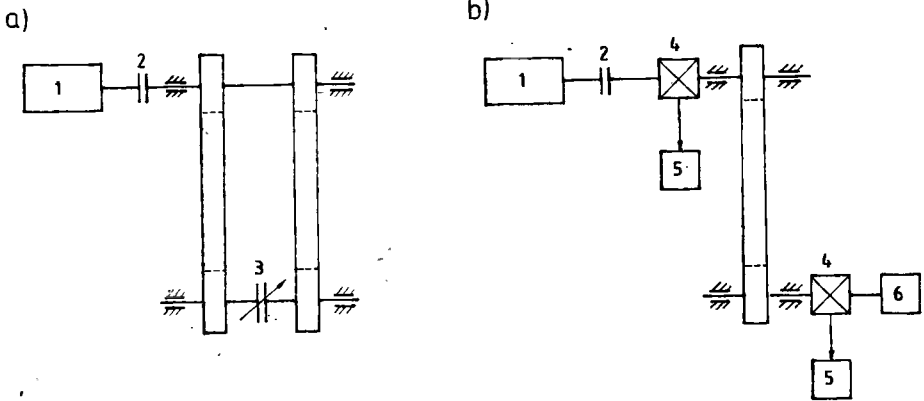
2. WYBÓR STANOWISKA BADAWCZEGO

Stanowisko badawcze do pomiaru sprawności przekładni z pasem zębatym powinno spełniać takie wymagania jak [3]:

- a) możliwość prowadzenia badań dla szerokiego zakresu zmiennych warunków pracy,

- b) możliwość zmiany zasadniczych geometrycznych cech przekładni,
- c) powtarzalność wyników,
- d) wysoka dokładność pomiarów.

Do badania sprawności przekładni z pasem zębatym można wykorzystać zarówno układ z mocą krążącą jak i układ otwarty z hamulcem (rys.1).



Rys.1. Układ do badania sprawności przekładni z pasem zębatym:
a) z mocą krążącą, b) otwarty z hamulcem

Inną możliwością badania sprawności może być metoda termiczna, gdzie określenie strat mocy odbywa się przez pomiar energii cieplnej odprowadzonej z układu do otoczenia. Z uwagi na fakt, że praca przekładni z pasem zębatym, zanurzonym w oleju, nie odpowiada normalnym warunkom eksploatacji oraz z powodu zbyt wysokich nakładów na wykonanie izolacji termicznej, zrezygnowano z badań przekładni metodą termiczną.

Ostatecznie do badań eksperymentalnych wykorzystano układ z mocą krążącą w połączeniu z metodą wybiegu. Układ ten, dzięki bezdotykowej metodzie pomiarów, nadawał się szczególnie do rejestracji małych strat mocy, które charakteryzują przekładnie z pasem zębatym. Podstawową wadą tej metody jest duża pracochłonność prowadzenia badań.

3. OPIS WYBRANEJ METODY BADAWCZEJ

Metoda wybiegu [1], zastosowana w badaniach eksperymentalnych, opiera się w swojej istocie na podstawowym równaniu dynamiki, charakteryzującym równowagę momentów:

$$M = J \cdot \epsilon$$

(1)

gdzie:

- J - moment bezwładności,
- ξ - przyspieszenie kątowe,
- M - suma momentów działających na układ.

Moment M zawiera w sobie moment napędzający M_n i moment hamujący M_h , przez co równanie (1) można zapisać w postaci:

$$M_n - M_h = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (2)$$

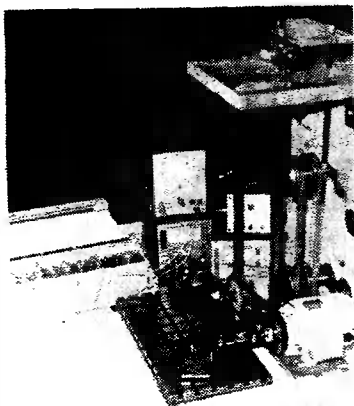
Przy wyłączonym napędzie równanie (2) przyjmuje postać:

$$M_h = -J \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (3)$$

Z zależności (3) wynika, że określenie momentu hamującego ogranicza się tylko do pomiaru przyspieszenia kąowego oraz określenia wartości momentu bezwładności wirujących części. Obliczenie wartości przyspieszenia kąowego możliwe było przy wykorzystaniu krzywej wybiegu. Dzieląc ją na wiele odcinków i przeprowadzając ich aproksymację określono wartości przyspieszenia kąowego dla poszczególnych wartości przedziałów czasowych. Zapisu krzywej wybiegu dokonano na przyrządzie rejestrującym XY, podając na wejście Y napięcie proporcjonalne do liczby obrotów, a na wejście X stały przebieg czasowy.

4. STANOWISKO BADAWCZE I APARATURA POMIAROWA

Ogólną budowę stanowiska do badania strat w przekładni z pasem zębatym wraz z aparaturą pomiarową ukazuje rysunek 2.



Rys.2. Stanowisko badawcze z mocą krążącą do badania sprawności pasów zębatych wraz z aparaturą pomiarową

W stanowisku tym połączono dwie przekładnie o stałym przełożeniu za pomocą urządzenia napinającego, obciążając je w ten sposób stałym momentem.

Duża sztywność wałków, na których zamocowano koła pasowe, zapewniała zachowanie stałej odległości międzyosiowej, którą ustawiano w zależności od długości badanych pasów zębatych za pomocą nagwintowanych prętów. Za pomocą tych prętów możliwym było również ustalenie wartości siły napięcia wstępnego.

Cały układ napędzany był silnikiem prądu przemiennego. Dostarczał on tylko niewielką moc przeznaczoną do pokonania strat powstających w zamkniętym obiegu.

Dla przetworzenia chwilowych zmian prędkości obrotowej przekładni z pasem zębatym wykonano tarczę z otworami, którą przytwierdzono do napędzającego koła pasowego i umieszczono w objęmie licznika obrotów (DMZ 101). Licznik ten przekazywał prostokątne impulsy sygnałów do wskazówkowego miernika częstotliwości (FZ 123), gdzie następowało ich przetworzenie w sygnały analogowe. Do wyjścia wskazówkowego miernika częstotliwości podłączono następnie przyrząd rejestrujący XY, którego oś Y kalibrowano za pomocą generatora RC.

Pomiary siły napięcia wstępnego dokonywano za pomocą przetwornika siły, na który oddziaływała płyta stalowa o dużej sztywności, połączona z górną osią przekładni za pomocą wspomnianych już uprzednio nagwintowanych prętów. Wskazania siły napięcia wstępnego odczytywano na mierniku częstotliwości nośnej (typ 2301).

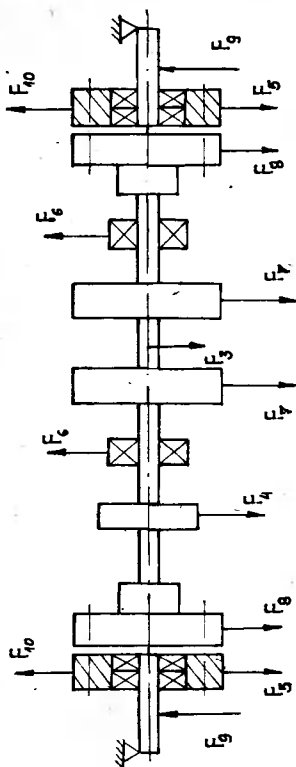
Ustawienie siły obwodowej napinającej przekładnie przeprowadzono wykorzystując prosty system dźwigni. Następnie obliczano wielkości sił obwodowych wykorzystując wskazania wag sprężynowych.

Określenie wartości momentów bezwładności poszczególnych elementów przekładni osiągnięto za pomocą wahadełka skrętnego. Do tego celu użyto wałek osi dolnej stanowiska, którego moment bezwładności obliczono korzystając z form matematycznych, wykorzystując go jako element porównawczy, na którym zamocowano poszczególne elementy przekładni, mierząc za pomocą stopera ogólny czas pewnej ilości pełnych wychyleń.

Wykorzystując tak zaprojektowane stanowisko i aparaturę badawczą przeprowadzono badania ogólnych strat mocy w pracującej przekładni. Obejmowały one nie tylko straty mocy samej przekładni, ale także straty mocy w łożyskach tocznych. W celu niezależnego określenia wielkości tych strat niezbędnym stała się przebudowa całego stanowiska badawczego. Nowe stanowisko do badania strat mocy łożysk tocznych musiało pracować w takim samym zakresie: momentu bezwładności, prędkości i obciążenia łożysk, jak stanowisko do pomiaru ogólnych strat mocy przekładni. Rysunek 3 ukazuje jeden z możliwych wariantów przebudowy wraz z wyjściowym stanowiskiem badawczym. Taki rodzaj postępowania umożliwiało zastosowane przełożenie przekładni $i = 1$.

Na rysunku 3 przedstawiono transformację elementów wałka górnego na wałek dolny, przy zachowaniu niezmiennych warunków pracy. W przebudowanym stanowisku badawczym zostały zastosowane dodatkowe dwie tarcze aluminiowe, których moment bezwładności równy był momentowi bezwładności dwóch

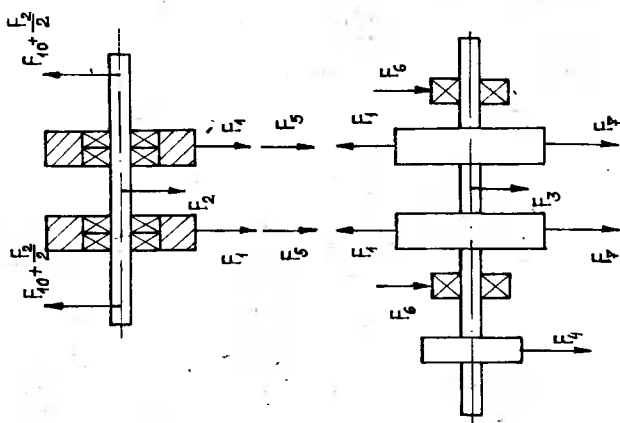
b)



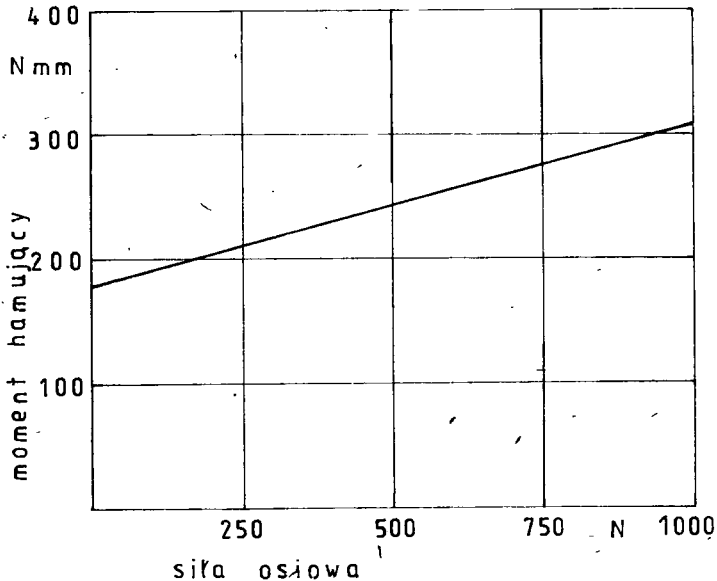
Rys.3. Zasada przebudowy stanowiska badawczego:

F_1 - siły w pasie zębatym, F_2 - ciężar górnego wałka, F_3 - ciężar dolnego wałka, F_4 - ciężar koła pasowego napędzającego, F_5 - ciężar górnych kół pasowych, F_6, F_{10} - siły w łożyskach, F_7 - ciężar dolnych kół pasowych, F_8 - ciężar tarcz aluminiowych, F_9 - siła symulująca obciążenie stanowiska.

a)



pasów zębatych, i które mocowały jednocześnie dwa koła pasowe z górnej osi do dolnego wałka stanowiska badawczego. Takie zamocowanie kół pasowych oraz obciążenie ich łożysk za pomocą dodatkowych wałków symulowało warunki pracy badanej przekładni. W celu utrzymania strat w łożyskach na stałym poziomie załączano stanowisko przed rozpoczęciem każdej serii pomiarowej na pewien okres w celu osiągnięcia stanu równowagi cieplnej. Na rysunku 4 przedstawiono uzyskany przebieg krzywej momentu hamującego w łożyskach, w zależności od siły osiowej.



Rys.4. Zależność momentu hamującego w łożyskach od siły osiowej

5. WNIOSKI Z BADAŃ

Przedstawiona metoda stwarza bardzo szerokie możliwości badawcze, o czym mogą świadczyć wnioski sformułowane na podstawie badań i obserwacji, poczynione w czasie prowadzenia prac z pasami poliuretanowymi. W ich wyniku stwierdzono, że:

1. Przekładnie z pasem zębatym charakteryzują się wysoką sprawnością o siągającą w swych maksymalnych zakresach wielkość 99,5 %. Ta wysoka sprawność uwarunkowana jest między innymi tym, że tarcie wewnętrzne, które decyduje o wielkości strat mocy przekładni, powstające głównie w pasie zębatym eksploatowanej przekładni wskutek:

- deformacji materiału zawierającego się między dnem wrębu pasa a jego linkami nośnymi,
- deformacji materiału zębów pasa,

jest bardzo małe w stosunku do sił prowadzących do deformacji. Siły te są w porównaniu z całkowitym momentem obrotowym niewielkie i zmniejszają się

wraz ze wzrostem liczby zębów kół pasowych. Z tego powodu, w celu uzyskania wysokiej sprawności przekładni przy dużej sile obwodowej, należy stosować koła pasowe ze zwiększoną liczbą zębów.

2. Przekładnia z poliuretanowym pasem zębatym charakteryzuje się wyjątkowo dużą stabilnością sprawności, utrzymującą się na niezmiennie wysokim poziomie, nawet przy pewnych zmianach gabarytów przekładni, geometrii zazębienia, materiałów smarujących, odchyłek wykonania i montażu, czy też obciążeń.

3. Zachowanie przybliżonej równości sumy podziałek koła pasowego i sumy podziałek pasa zębatego na kącie opasania, w warunkach eksploatacyjnych, wpływa zasadniczo na uzyskanie wysokiej sprawności.

4. Zmiany długości czy szerokości pasa zębatego znajdują swoje odbicie w zmianie wielkości strat mocy przekładni. Istotne zwiększenie długości pasa zębatego, przy małej wartości naprężenia wstępnego, prowadzi zawsze do zwiększenia strat mocy, wywołanych niewłaściwym zazębieniem się cięgna biernego z napędzanym kołem pasowym. Wzrost szerokości pasa zębatego zwiększa z jednej strony straty wywołane tarciem wewnętrznym, a z drugiej poprawia proces zazębienia, co przy dużej wartości siły obwodowej prowadzi do wzrostu sprawności.

5. Naprężenie wstępne przekładni wpływa na zazębienie cięgna biernego z napędzanym kołem pasowym. Zbyt mała jego wartość powoduje zwiększone zakłócenia w procesie zazębienia.

6. Pasy zębate wykonane z poliuretanu wymagają smarowania. Stosując smar łożyskowy, MoS_2 - pasty, czy pasty grafitowe, wydłuża się znacznie czas pracy przekładni.

6. PODSUMOWANIE

Niniejsza praca wskazała na możliwości badań sprawności przekładni z pasem zębatym. Opisana metoda badawcza, sprawdzona w praktyce, stwarza możliwości jej wykorzystania dla dalszych badań innych typów pasów zębatych, czy też innych przekładni cięgnowych.

LITERATURA

- [1] Hoffeld A.: *Berührungslose Reibungsmessung an Miniaturlagern*. Schmierungstechnik, Berlin 1 (1979) 8
- [2] Krause W., Metzner D.: *Eigenschaften von Zahnriemengetrieben*. Feingereätetechnik, Berlin 27 (1978) 12
- [3] Rak J.: *Wirkungsgrad von Zahnriemengetrieben*. Praca doktorska. Uniwersytet Techniczny, Drezno 1983

THE RESEARCH POST OF THE EFFICIENCY OF TOOTHED BELT DRIVES

Summary

In this work there has been presented a system with power circulation, which in connection with the coasting method has been used to measure the efficiency of toothed belt drives. A research post is presented with measurement apparatus and measurement method of losses of power in rolling bearing. Also many possibilities of this method have been presented, showing inferences formed on the base of research and observation made in the time of efficiency measurements of toothed polyurethane belt drive.

СТЕНДНЫЕ ИСПЫТАНИЯ К.П.Д. ПЕРЕДАЧИ С ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ

Резюме

В работе охарактеризована система с циркулирующей мощностью, которую в соединении с методом самоторможения использовали для измерения к.п.д. передачи с зубчатым ремнем. Представили испытательный стенд вместе с измерительной аппаратурой, а также метод измерения потерь мощности в подшипниках качения. Показали широкие возможности этого метода, представляя основные выводы, сформулированные на основании испытаний и наблюдений, проведенных во время измерений к.п.д. передачи с полиуретановым зубчатым ремнем.

Zenon Ćwik

WÓZEK NARZĘDZIOWY KANAŁU GLEBOWEGO

Jednym z ważniejszych składników badawczego kanału glebowego jest wózek narzędziowo-pomiarowy. W artykule rozważa się możliwości rozwiązań konstrukcyjnych takiego wózka i opisuje przyjętą konstrukcję. Wózek przyjęto jako samojedźny z napędem od silnika elektrycznego prądu stałego, zasilanego ze stacjonarnego układu Leonarda poprzez elastyczny, podwieszony kabel. Wózek daje możliwość zawieszania narzędzi roboczych na trzypunktowym układzie zawieszania z przesuwem pionowym i poziomym oraz napędem narzędzi aktywnych. Prędkość robocza wózka może być płynnie lub stopniowo zmieniana w zakresie od 0,5 do 6 m/s.

1. WSTĘP

Jedną z podstawowych metod badań narzędzi uprawowych stanowią badania tych narzędzi w kanale glebowym wyposażonym w odpowiedni wózek narzędziowo-pomiarowy. Katedra Maszyn Rolniczych i Pojazdów Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy w roku 1985 wraz z kompleksem budynków dydaktyczno-laboratoryjnych otrzymała do dyspozycji kanał glebowy. Kanał ten, jako jeden z największych w kraju [1], może być prawidłowo i szeroko wykorzystany pod warunkiem odpowiedniego wyposażenia go zarówno od strony zapełnienia toru glebowego, jak i konstrukcji wózka narzędziowego, a także możliwości regeneracji gleby w kanale.

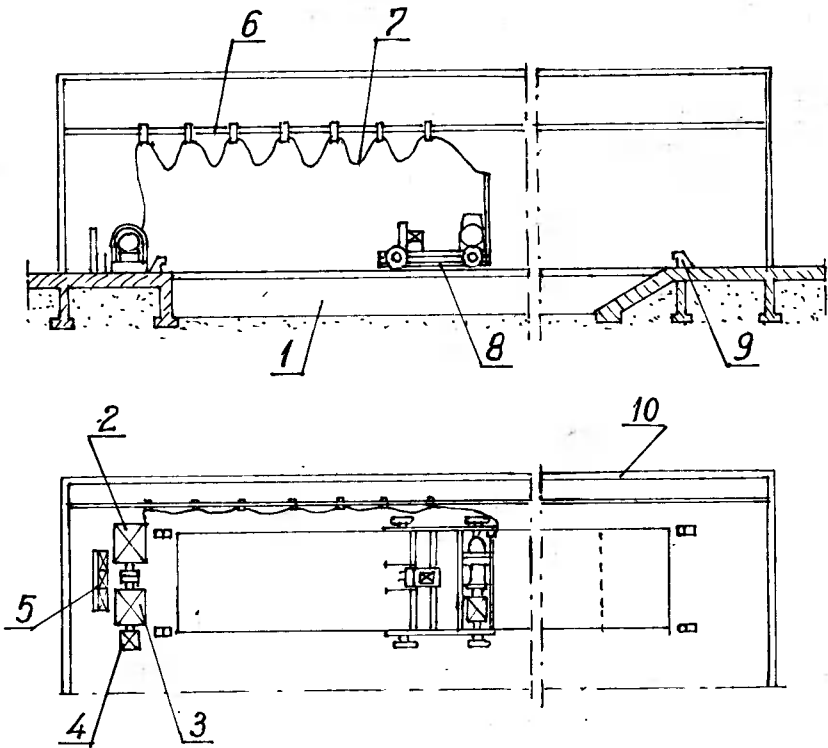
2. WYPOSAŻENIE KANAŁU GLEBOWEGO

Mając na uwadze potrzeby naukowo-badawcze (o szerokim profilu) oraz dydaktyczne, kanał glebowy w ATR Bydgoszcz postanowiono wyposażyć w sposób możliwie uniwersalny. Dysponując różnego rodzaju narzędziami uprawowymi i nie chcąc nadmiernie rozbudowywać wózka narzędziowego przyjęto, że regeneracja gleby do badań odbywać się będzie zwykłymi - doczepianymi lub zawieszanymi na wózku - narzędziami uprawowymi. Przy powyższym założeniu ogólna koncepcja wyposażenia kanału glebowego przedstawia się jak na rysunku 1.

2.1. Tor kanału glebowego

Tor kanału glebowego ma wymiary: długość - 40,5 m, szerokość - 3,0 m i głębokość - 1,0 m. Betonowa obudowa toru glebowego na krawędziach wzdłuż-

nych posiada stalowe wzmocnienia - prowadnice, polepszające warunki prowadzenia wózka narzędziowego.



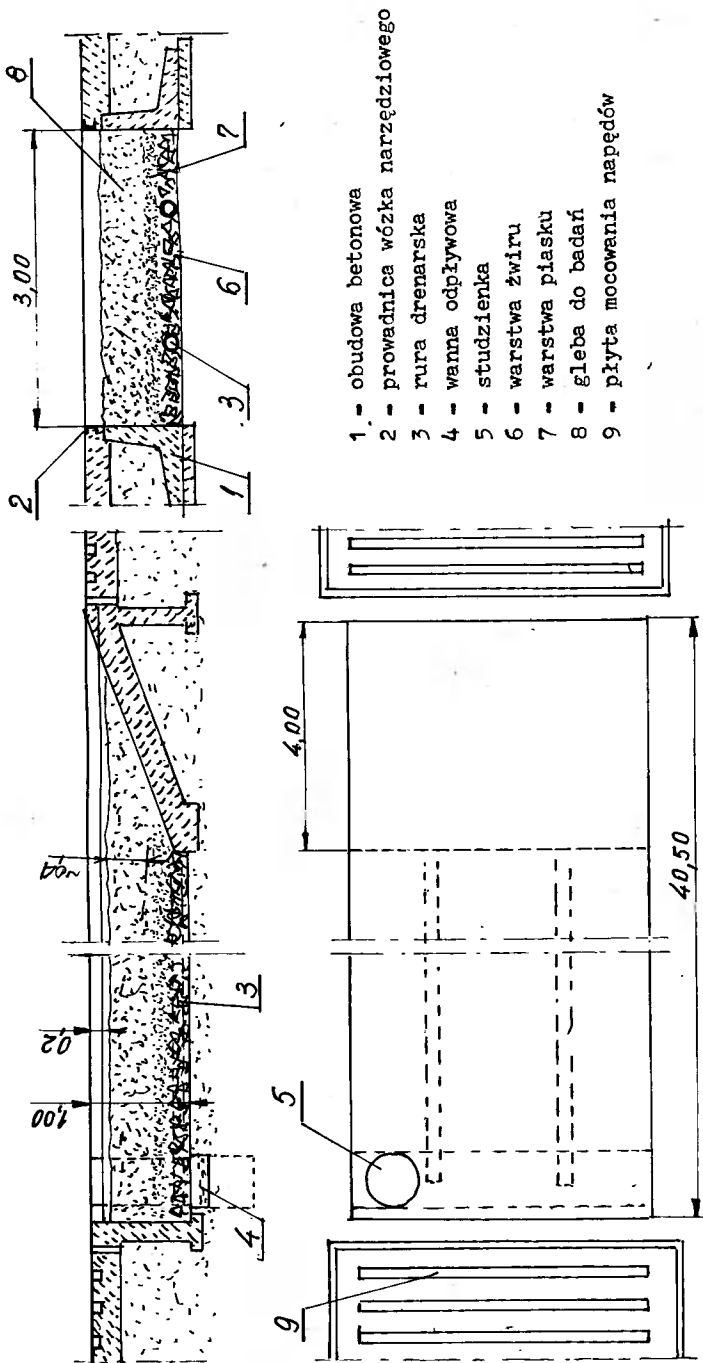
Rys.1. Kanał glebowy z wyposażeniem:

- 1 - tor glebowy kanału, 2 - silnik indukcyjny typ SE 225 M4,
 3 - prądnicą prądu stałego typ PCOb 84b, 4 - prądnicą wzbudnicą typ PZBb 54a, 5 - układ sterowania, 6 - belka nośna kabla,
 7 - kabel zasilania silników napędu wózka narzędziowego,
 8 - wózek narzędziowy samojezdny, 9 - wspornik zderzakowy,
 10 - ściany pomieszczenia

Tor glebowy zakończony jest pochylnią ułatwiającą wjazd i wyjazd z kanału. Wypełnienie koryta kanału stanowią: warstwa żwiru, warstwa piasku oraz warstwa około 40 cm gleby do badań. W warstwie żwiru umieszczone są rury drenarskie, perforowane, umożliwiające odpływ wody do wanny odpływowej i studzienki (rys.2), skąd może być ona wypompowana na zewnątrz. Uzupełnianie wilgoci w glebie może odbywać się przez zraszanie jej wodą z sieci wodociągowej.

2.2. Układ zasilania napędu wózka narzędziowego

Mając na uwadze, że kanał glebowy znajduje się w pomieszczeniu zamkniętym oraz że istnieje potrzeba posiadania dużego zakresu zmian prędkości



Rys.2. Tor glebowy kanału

robotycznej przyjęto, że wózek narzędziowy będzie napędzany silnikiem prądu stałego o mocy 30 kW. Zasilany on będzie z sieci prądu przemianego poprzez stacjonarny układ Leonarda (rys.1). Zastosowany układ Leonarda zapewni zakres płynnej regulacji zmian prędkości kątowej około 1 : 30, nawrotność obrotów, możliwość hamowania z odzyskiem energii, posiada także dużą stateczność pracy.

2.3. Wózek narzędziowy kanału glebowego

W trakcie projektowania wózka narzędziowego rozważono szereg możliwości jego rozwiązań konstrukcyjnych, kierując się zarówno założonymi parametrami konstrukcyjnymi, jak i dysponowanymi możliwościami wykonawczymi, mając jednocześnie na uwadze istniejące już w kraju konstrukcje wózków, ich zalety i wady [2]. Założenia i kryteria konstrukcyjne wózka można by sprowadzić do tego, że ma to być niewielki, zwarty, prosty w konstrukcji i wykonaniu, łatwy w obsłudze i sterowaniu, a przy tym uniwersalny wózek narzędziowo-pomiarowy, z możliwością badania elementów, kompletów i zestawów narzędzi uprawowych, przy płynnie regulowanej prędkości w zakresie co najmniej 0,5 + 5,0 m/s.

Rozważano między innymi czy ma to być wózek z napędem linowym, czy też samojezdny. Zalety napędu linowego to głównie prostota budowy samego wózka, gdyż cały napęd jest umieszczony poza kanałem i jest stacjonarny. Doświadczenia dysponentów takich rozwiązań wskazują jednakże, że napęd linowy przy dużych długościach kanału pracuje niestabilnie - łatwo pojawiają się drgania w olinowaniu (a więc i drgania wózka), są kłopoty z prowadzeniem lin, ich konserwacją, wymianą itp.

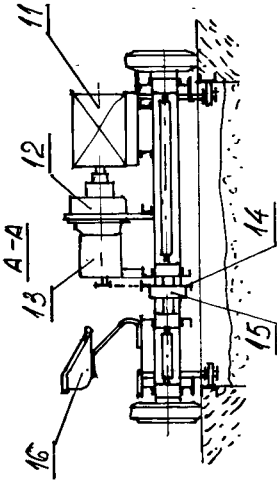
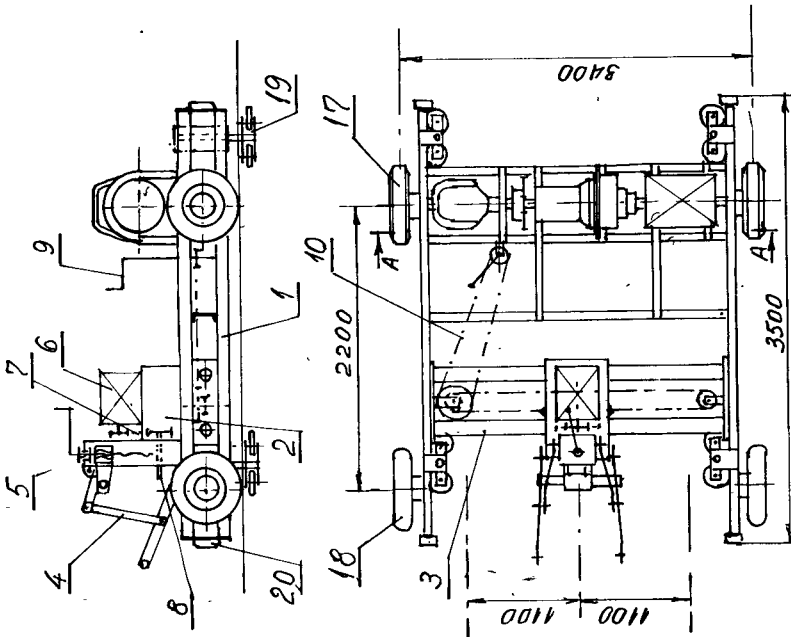
Analizując możliwości rozwiązań wózka samojezdnego, rozpatrywano między innymi konstrukcję z wprowadzeniem maksymalnej ilości zespołów ciągnika rolniczego. Taki układ powoduje jednak nadmierne rozbudowanie wózka, zmniejsza szerokość badawczą toru glebowego oraz stwarza potrzebę wprowadzenia dodatkowo układu hydraulicznego.

Mając na uwadze powyższe zależności przyjęto ostatecznie konstrukcję wózka przedstawioną na rysunku 3.

Wózek posiada ramę konstrukcji spawanej z ceowników, osadzoną na czterech kołach z ogumieniem pneumatycznym, przy czym dwa koła są napędzane.

Napęd jezdny wózka zgrupowano nad osią kół napędzanych i stanowi go silnik prądu stałego, przekazujący moment obrotowy poprzez sprzęgło ciernie jednotarczowe, pięciobiegową skrzynię biegów samochodu Star 29, a następnie przez łańcuchową przekładnię dwurzędową - na zespół wałów napędzających koła. Przy kole łańcuchowym napędzanym znajduje się hamulec taśmowy, służący do hamowania wózka. Hamulec ten sterowany jest poprzez układ dźwigniowy pedałem ze stanowiska operatora.

Sterowanie prędkością jazdy odbywa się przy włączonym na określoną prędkość obrotową silniku napędowym z wykorzystaniem sprzęgła ciernego i skrzyni biegów, sterowanych odpowiednio pedałem i dźwignią ze stanowiska



- | | |
|--|--------------------------------------|
| 1 - rama główna | 11 - silnik elektryczny napędu jazdy |
| 2 - korpus podnośnika | 12 - sprzężo cierne |
| 3 - prowadnice | 13 - skrzynia przekładniowa |
| 4 - trzypunktowy układ zawieszania | 14 - przekładnia łańcuchowa jazdy |
| 5 - śruba podnośnika | 15 - hamulec mechaniczny jazdy |
| 6 - silnik elektryczny napędu narzędzi | 16 - siódło operatora |
| 7 - przekładnia łańcuchowa | 17 - koło jazdy napędzane |
| 8 - wał napędu narzędzi | 18 - koło jazdy prowadzące |
| 9 - korba przesuwu podnośnika | 19 - rolki prowadzące |
| 10 - przekładnia przesuwu podnośnika | 20 - zderzak |

Rys.3. Wózek narzędziowy samojezdny

operatora.

Dla zwiększenia siły uciągu istnieje możliwość napędzania wszystkich czterech kół wózka przez wprowadzenie dodatkowych przekładni łańcuchowych, łączących koła wzdłuż ramy.

Zespół mocowania badanych narzędzi stanowi specjalny podnośnik narzędziowy, przesuwany na dwu rurowych prowadnicach w poprzek wózka, przy pomocy przekładni łańcuchowych napędzanych ręcznie ze stanowiska operatora. W dolnej części podnośnika znajduje się płyta, do której można mocować badane elementy narzędzi uprawowych. Do mocowania kompletnych narzędzi uprawowych, np. pługów, służy trzypunktowy układ zawieszenia ze śrubowym mechanizmem podnoszenia, napędzanym ręcznie lub od silnika elektrycznego przez dodatkową przekładnię. Do napędzania narzędzi aktywnych przewidziano silnik elektryczny prądu stałego zamocowany na korpusie podnośnika i poprzez przekładnię łańcuchową napędzający wał - odpowiednik wału odbioru mocy ciągnika.

Wózek prowadzony jest wzdłuż kanału przy pomocy czterech zespołów rolek prowadzących ze sprężynowym układem odchylenia bocznego, co zapewnia niwelowanie sił bocznych i zmian szerokości kanału (293 ± 3 cm).

Podstawowe parametry konstrukcyjne wózka narzędziowego są następujące:

- prędkość jazdy - zmienna:
 - w zakresie podstawowym $0,5 + 6$ m/s,
 - w zakresie szerokim $0,17 + 13,2$ m/s,
- silnik napędowy prądu stałego:
 - moc $N = 30$ kW,
 - ilość obrotów $n_{nom} = 1500$ obr/min,
- minimalny odcinek pomiarowy podczas badań w kanale - 21 m,
- droga rozruchu - 15 m,
- siła uciągu - 5 - 10 kN,
- masa (bez narzędzi i aparatury pomiarowo-kontrolnej) - około 2200 kg.

Pomiędzy układem napędowym jazdy i prowadnicami podnośnika narzędzi przewidziano przestrzeń na zainstalowanie aparatury pomiarowo-kontrolnej, której skład zależny będzie od rodzaju prowadzonych badań.

3. UWAGI KOŃCOWE

1. Kanał glebowy może być należycie wykorzystany dla potrzeb naukowo-badawczych i dydaktycznych pod warunkiem wyposażenia go między innymi w uniwersalny wózek narzędziowo-pomiarowy.

2. Skonstruowany i znajdujący się w trakcie eksploatacji wózek narzędziowy kanału glebowego spełnia podstawowe wymagania i daje możliwość badania narzędzi rolniczych w szerokim zakresie. Jego dokładna charakterystyka zostanie ustalona przez przeprowadzenie odpowiednich badań eksploatacyjnych.

3. Uniwersalny wózek narzędziowy kanału glebowego umożliwi przeprowadzenie szeregu ćwiczeń laboratoryjnych dla studentów specjalności rolni-

czych i mechanicznych, jak również prowadzenie przez nich badań w ramach prac dyplomowych.

LITERATURA

- [1] Ćwik Z.: Problematyka badań narzędzi rolniczych w kanale glebowym. Zeszyty Naukowe ATR, Mechanika 32, Bydgoszcz 1988
- [2] Kleister D., Zuchowski J.: Projekt wyposażenia kanału glebowego. Praca dyplomowa. ATR, Bydgoszcz 1983
- [3] Raczyński W., Jasiński B.: Metody pomiarowe i urządzenia do badania układów pojazd - narzędzie - gleba w warunkach laboratoryjnych. II Krajowe Sympozjum nt. "Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych". Płock 1982

SOIL PASSAGE TOOL - TRUCK

Summary

One the more important elements of investigative soil passage is the tool-measuring truck. The article contains considerations on possibilities of structural realization of such a truck and description of the accepted construction. The presented truck is self-propelled with the drive from a.d.c. electric motor supplied from Leonard's stationary system through flexible slung cable. The truck gives possibilities for hanging up working tools on a three-point mouning system with vertical and horizontal shift, and with operative tools drive. Working speed of the truck may be changed smoothly or by stages within the range of 0,5 - 6 m/s.

ТЕЛЕЖКА ДЛЯ ИНСТРУМЕНТОВ ПОЧВЕННОЙ КАНАВЫ

Одним из важнейших элементов испытательной почвенной канавы является инструментально-измерительная тележка. В статье рассматриваются возможности конструкционных решений такой тележки, и описывается принятая конструкция. Тележку приняли как самоходную с приводом от электродвигателя постоянного тока, питаемого от стационарной системы Леонарда через эластичный подвешенный кабель. Тележка дает возможность крепления рабочих инструментов на трёхточечной системе подвески с горизонтальным и вертикальным перемещением и приводом активных инструментов. Рабочая скорость тележки может плавно или постепенно регулироваться в пределе 0,5 - 6 м/сек.



Jędrzej Bayer

ZMNIEJSZENIE ZAPOTRZEBOWANIA MOCY RZUTNIKÓW
PRZEZ OGRANICZENIE PRZEPŁYWU POWIETRZA

Podczas transportu rzutnikami słomy, siana lub zielonki na odległość 20 m albo wysokość 10-15 m, ruch transportowanych cząstek wywołują głównie uderzenia łopat wirnika, a nie przepływ powietrza. Wypełnienie środka wirnika kołpakami znacznie ogranicza przepływ powietrza przez rzutnik, co zmniejsza zapotrzebowanie mocy i zużycie energii.

1. WSTĘP

W dmuchawach ssących ruch cząstek transportowanego materiału powodowany jest uderzeniami łopat wirnika i działaniem strumienia powietrza. Przy zasięgu transportu większym niż 12-20 m, ruch cząstek wywołuje głównie strumień powietrza, a współczynnik koncentracji μ osiąga wartość 0,33-0,42 dla słomy i 0,42-0,55 dla siewki [1]. Podczas transportu na odległość 12 m wartość współczynnika koncentracji μ wzrasta do 0,73-0,82 dla słomy i 0,79-0,98 dla siewki. Świadczy to, że ruch cząstek odbywa się głównie pod wpływem uderzeń łopat wirnika [1].

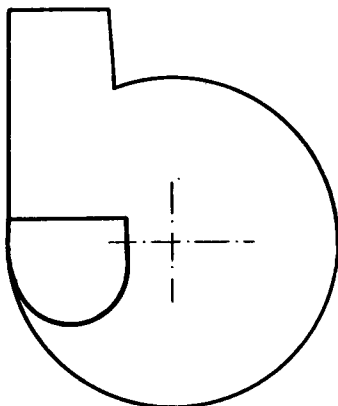
Rzutniki transportują materiał na odległość 15-30 m poziomo lub 10-20 m w górę. Istotne jest więc określenie, czy transport materiałów łodygowych rzutnikami może odbywać się przy ograniczonym do minimum przepływie powietrza i jakie będą parametry tego transportu.

2. OPIS BADANEGO RZUTNIKA

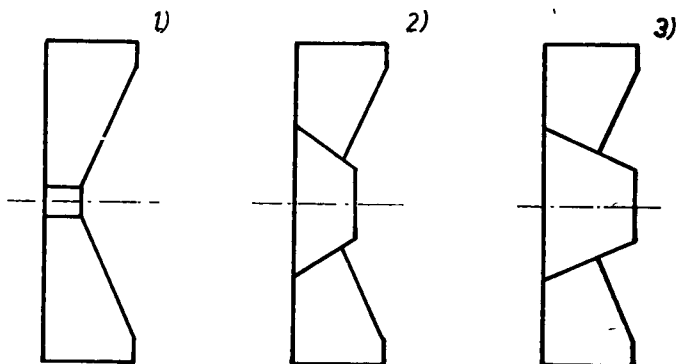
Badany model rzutnika powstał przez przekonstruowanie dmuchawy ssącej T-262. Ograniczenie przepływu powietrza w rzutniku osiągnięto przez:

- 1) zmniejszenie średnicy wewnętrznej obudowy do 1,32 m, tak że luz między wirnikiem a obudową wynosił 10 mm,
- 2) zmniejszenie szerokości obudowy z 0,450 do 0,415 m,
- 3) przesunięcie otworu wlotowego do zewnętrznych krawędzi łopat (rys.1) i zmniejszenie jego powierzchni z 0,374 do 0,213 m²,
- 4) zastosowanie kołpaków w środkowej części wirnika (rys.2).

Badane kołpaki miały kształt ściętego stożka o średnicy podstawy 0,455 m, a górnej części 0,305 m. Kołpak mały miał wysokość 0,255 m i objętość 0,0293 m³. Kołpak duży miał wysokość równą szerokości łopat wirnika (0,360 m) i objętość 0,0414 m³.



Rys.1. Widok obudowy rzutnika



Rys.2. Schemat wirników rzutnika:

1 - bez kołpaka , 2 - z kołpakiem małym , 3 - z kołpakiem dużym

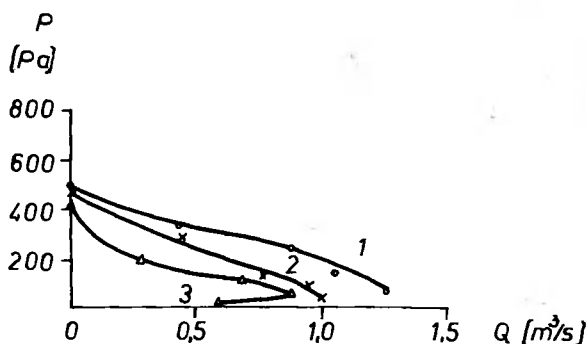
Ze względu na minimalną szybkość przepływu powietrza w otworze wlotowym materiał był podawany do rzutnika przenośnikiem ślimakowym.

3. WYNIKI BADAŃ I ICH OMÓWIENIE

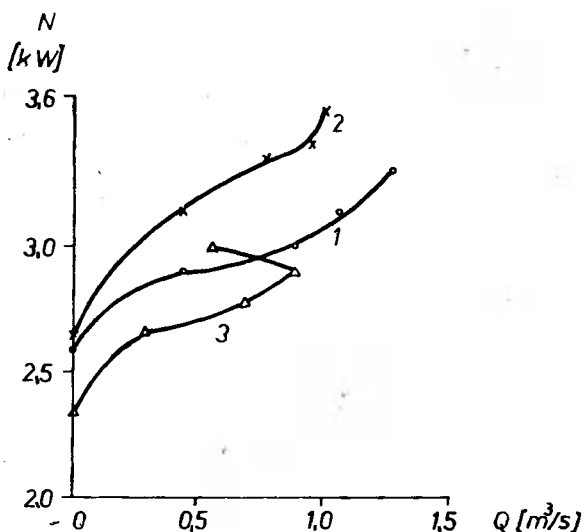
Rysunki 3-6 przedstawiają charakterystykę rzutnika podczas przepływu powietrza przy szybkości 540 obr/min (rys.3 i 4) i 724 obr/min (rys.5 i 6). Zależność ciśnienia całkowitego w funkcji wydatku rzutnika z wirnikiem bez kołpaka oraz z kołpakiem małym i dużym przedstawiają rysunki 3 i 5, a zapotrzebowanie mocy rysunki 4 i 6. Charakterystykę wykonano przy rurociągu tłocznym otwartym, przysłoniętym w 0,25; 0,5 i 0,75 powierzchni poprzecznego przekroju rury oraz całkowicie zamkniętym.

Z krzywych na rysunkach 3 i 5 widać wyraźnie, że zamontowanie kołpaka w środkowej części wirnika powoduje zmniejszenie wydatku przepływu powietrza i ciśnienia całkowitego. Wzrost stopnia dławienia przepływu powietrza w rurociągu tłocznym powoduje wzrost ciśnienia całkowitego i spadek wydat-

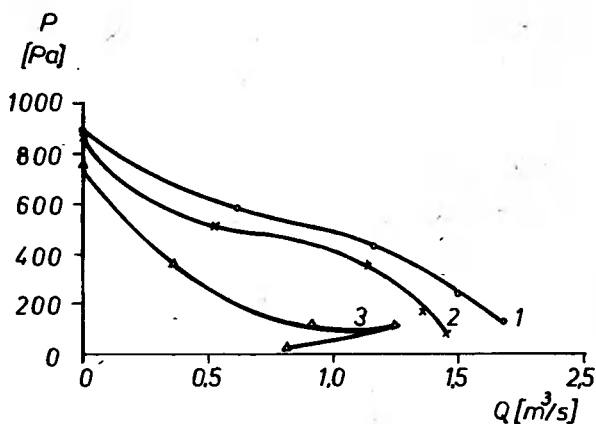
ku przepływu powietrza w rzutniku z wirnikiem bez kołpaka i z kołpakami małym. W rzutniku z wirnikiem wyposażonym w kołpak duży wzrost stopnia dławienia od 0 do 0,25 powierzchni poprzecznego przekroju rurociągu powoduje wzrost wydatku przepływu powietrza do maksymalnej wartości. Dalsze zwiększanie stopnia dławienia powoduje dopiero spadek wydatku przepływu powietrza.



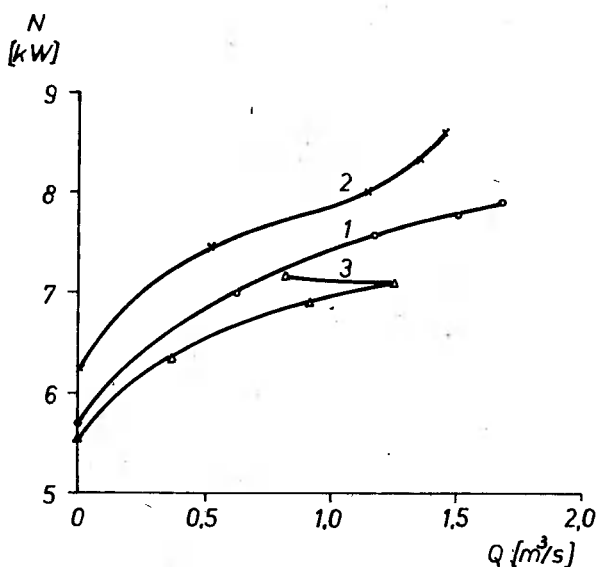
Rys.3. Ciśnienie całkowite w funkcji wydatku przy $n = 540$ obr/min. Wirnik: 1 - bez kołpaka, 2 - z kołpakim małym, 3 - z kołpakim dużym



Rys.4. Zapotrzebowanie mocy w funkcji wydatku przy $n = 540$ obr/min. Wirnik: 1 - bez kołpaka, 2 - z kołpakim małym, 3 - z kołpakim dużym



Rys.5. Ciśnienie całkowite w funkcji wydatku przy $n = 724$ obr/min.
Wirnik: 1 - bez kołpaka, 2 - z kołpakiem małym, 3 - z kołpakiem dużym



Rys.6. Zapotrzebowanie mocy w funkcji wydatku przy $n = 724$ obr/min.
Wirnik: 1 - bez kołpaka, 2 - z kołpakiem małym, 3 - z kołpakiem dużym

Zapotrzebowanie mocy w funkcji wydatku przepływu powietrza (rys.4 i 6) wykazuje, że zastosowanie kołpaka małego powoduje wzrost zapotrzebowania mocy, pomimo spadku wydatku i ciśnienia przepływu powietrza. Zastosowanie kołpaka dużego powoduje najmniejsze zapotrzebowanie mocy. Zwiększenie stopnia dławienia od 0 do 0,25 powierzchni przekroju rury tłocznej powoduje wzrost ciśnienia i wydatku przepływu powietrza, ale jednocześnie spadek zapotrzebowania mocy o około 0,1 kW.

Z przytoczonych danych wynika, że wypełnienie środka wirnika kołpakiem utrudnia przepływ powietrza z otworu wlotowego do środka wirnika. Zastosowanie kołpaka małego o wysokości mniejszej niż szerokość łopat wirnika powoduje jednak wzrost zawirowań przepływu powietrza, co tłumaczy duży wzrost zapotrzebowania mocy.

Wyposażenie wirnika w duży kołpak w większym stopniu ogranicza przepływ powietrza między otworem wlotowym a środkiem wirnika, co powoduje znaczny spadek ciśnienia, wydatku i zapotrzebowania mocy.

Podczas badań eksploatacyjnych rzutnik wyposażony był w wirnik z kołpakiem dużym. Maksymalna szybkość przepływu powietrza w rurociągu tłocznym mogła wynosić 10,21 m/s przy 724 obrotach wirnika na minutę i 7,1 m/s przy 540 obr/min. Rzeczywista szybkość przepływu powietrza była znacznie niższa, gdyż otwór wlotowy rzutnika był dławiony materiałem podawanym przez przenośnik ślimakowy. Do napędu rzutnika stosowano ciągnik Ursus C-355.

Wyniki badań eksploatacyjnych przedstawiono w tabeli.

Tabela

Wyniki badań eksploatacyjnych rzutnika

Lp.	Rodzaj materiału	Dawka kg s	n		N kW	Wyda- jność W ₁ t/h	Jednostkowe zapotrzebo- wanie ener- gii kWh/t	Maksy- malny zasięg wyrzutu m	Orienta- cyjna wysokość wyrzutu m
			obr min	rad s					
1	Cięta zie- lonka ku- kurydzy	23	540	56,5	24,28	82,8	0,293	19 - 20	10 - 15
		23	724	75,8	33,18	82,8	0,401	22 - 23	15 - 18
2	Siano łą- kowe	6	540	56,5	23,82	21,6	1,102	18 - 20	10 - 15
		6	724	75,8	35,81	21,6	1,658	22 - 23	15 - 18
3	Słoma żyt- nia	4	540	56,5	21,25	14,4	1,476	18 - 20	10 - 15
		4	724	75,8	32,82	14,4	2,279	22 - 23	15 - 18
		5	540	56,5	23,46	18,0	1,303	18 - 20	10 - 15
		5	724	75,8	37,59	18,0	2,088	22 - 23	15 - 18

Wyniki badań eksploatacyjnych wykazują, że rzutniki z ograniczonym przepływem powietrza mogą stertować słomę, siano i rozdrobnione zielonki.

Szybkość obrotów wirnika nie ma wpływu na wydajność efektywną rzutnika, gdyż o jego wydajności decyduje możliwość podawania materiału (o stosunkowo niskiej masie właściwej) do otworu wlotowego. Podczas badań nie osiągnięto maksymalnej przepustowości rzutnika.

Rzutnik powinien pracować z szybkością 540 obr/min (56,5 rad/s). Wzrost szybkości obrotów powoduje znaczny przyrost zapotrzebowania mocy i minimalne zwiększenie zasięgu transportu (tabela).

Podczas pracy rzutnika z szybkością 540 obr/min wartość współczynnika koncentracji wynosiła 3,8 - 5,7 dla słomy i siana oraz 22,0 dla zielonki z kukurydzy, a szybkość przepływu powietrza w rurociągu nie przekraczała 7 m/s. Z danych tych wynika, że energia kinetyczna nadana transportowanym cząstkom materiału uderzeniami łopat wirnika jest wystarczająca do prze-

niesienia ich na odległość 18-20 m i wysokość 10-15 m. Przepływ powietrza, chociaż nieunikniony, powoduje wzrost zapotrzebowania mocy oraz jednostkowego zużycia energii i powinien być ograniczony do minimum. Dopiero stosowanie rzutników lub dmuchaw ssących do przenoszenia materiału na wysokość 20-30 m wymaga szybkości przepływu powietrza w granicach 20-25 $\frac{m}{s}$ [2, 3].

4. WNIOSKI

1. Transport rzutnikami słomy, siana lub pociętej zielonki na odległość do 20 m lub wysokość 10-15 m odbywa się pod wpływem uderzeń łopat wirnika, a nie pneumatycznie.

2. Przepływ powietrza powoduje niepotrzebne zwiększenie zapotrzebowania mocy i jednostkowego zużycia energii.

3. Przepływ powietrza przez rzutnik można ograniczyć przez zamontowanie kołpaka wypełniającego środkową część wirnika.

4. Zastąpienie dmuchawy T 262 rzutnikiem przy przeładunku słomy, z wydajnością efektywną 18 t/h, pozwala na zmniejszenie zapotrzebowania mocy z 40 do 23,5 kW i jednostkowego zużycia energii z 2,2 do 1,3 kWh/t.

LITERATURA

- [1] Bayer J.: Wpływ zasięgu pneumatycznego transportu słomy na wydajność i zużycie energii dmuchawy ssącej. Roczniki WSR Poznań RXLII, 1969, ss. 17-29
- [2] Bosma A.H.: Pneumatic conveying of forage when loading tower silo's. Research report 79-2. JMAG, Wageningen, ss. 1-20
- [3] Nedegger F.: Eördergebläse im Test. FAT Mitteilungen nr 5, 1979, ss. 336-344

REDUCTION OF POWER CONSUMPTION OF IMPELLER BLOWER THROUGH AIR FLOW LIMITATION

Summary

During strow, hay or silage transport for distance 20 m or vertical displacement 10-15 m with impeller blower, the particle movement is principally caused by rotor blades and not by air flow.

The filling of rotor center with cap limits considerably air flow and reduces power and energy consumption.

СНИЖЕНИЕ ЗАТРЕБОВАНИЯ В МОЩНОСТИ БРОСАТЕЛЕЙ ПУТЁМ ОГРАНИЧЕНИЯ
СТРУИ ВОЗДУХА

Резюме

Во время транспорта бросателями соломы, сена или зелёного корма на расстояние 20 м или высоту 10 - 15 м движение транспортируемых частиц достигается в результате ударов лопастей ротора, а не струи воздуха. Колпак, помещенный в середине ротора, значительно ограничивает передвижение воздуха сквозь бросатель, что снижает затребование в мощности и расход энергии.



Andrzej Bochat

MODELOWANIE PROCESU ROZŁADUNKU SILOSU WIEŻOWEGO WYBIERAKIEM DOLNYM

W artykule przedstawiono model matematyczny opisujący proces rozładunku silosu wieżowego, przy wykorzystaniu wybieraka dolnego, pracującego w systemie Schierholza.

Opracowany model wyraża współzależność najważniejszych parametrów geometryczno-kinematycznych zespołu roboczego wybieraka, decydujących o uzyskiwanej przez niego wydajności.

Przeprowadzone badania prototypu wybieraka dolnego systemu Schierholza, którym rozładowywano silos wieżowy SILPOL-AVR 63, napełniony kiszonką z lucerny, wykazały że przyjęty model matematyczny opisuje z zadowalającym przybliżeniem jego proces roboczy - w aspekcie uzyskiwanej wydajności.

Stopień zgodności matematycznego modelu z realizowanym procesem wyniósł 85 %.

1. WPROWADZENIE

Do chwili obecnej nie ma podstaw teoretycznych, które by pozwalały na wystarczająco dokładne rozwiązanie problematyki rozładunku silosów wieżowych napełnionych kiszonką, przy wykorzystaniu wybieraków dolnych systemu Schierholza.

Poprawne zaprojektowanie zespołu roboczego wybieraka możliwe będzie pod warunkiem dokładnego poznania zależności pomiędzy parametrami geometryczno-kinematycznymi konstrukcji, wielkościami charakteryzującymi efektywność wybierania oraz własnościami fizyko-mechanicznymi wybieranej kiszonki.

Pomimo wielu prób nie zbudowano dotychczas ogólnego modelu matematycznego opisującego proces rozładunku silosu wieżowego wybierakiem dolnym systemu Schierholza.

Stąd celowym jest podjęcie próby matematycznego opisu procesu rozładunku, opracowania modelu matematycznego, który wyrazi współzależności przynajmniej najważniejszych parametrów geometryczno-kinematycznych zespołu roboczego wybieraka, decydujących o uzyskiwanej przez niego wydajności.

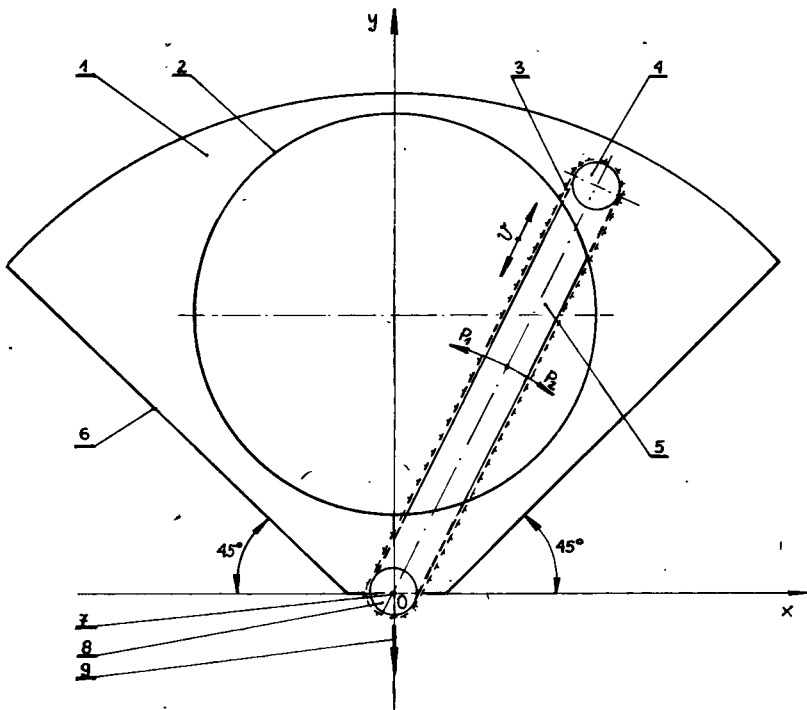
2. ANALIZA ZAGADNIENIA

Analizę teoretyczną procesu rozładunku silosu wieżowego przez wybierak dolny przeprowadzono w oparciu o następujące założenia:

- 1) ramię frezujące wybieraka wykonuje ruch wahadłowy;
- 2) kiszonka jest transportowana w przestrzeniach międzynożowych łańcucha frezującego;

- 3) przestrzeń międzonożową łańcucha frezującego określają wymiary geometryczne noża i odległości między nożami (podziałka noży);
- 4) odcinanie kęsów kiszonki od calizny następuje poprzez cięcie równej warstwy na całej wysokości noża;
- 5) na obwodzie łańcucha frezującego znajduje się duża liczba noży (w teoretycznych rozważaniach nóż zastąpiono punktem materialnym);
- 6) łańcuch frezujący porusza się po obwodzie ramienia frezującego ruchem jednostajnym z prędkością v ;
- 7) prędkość kątowna ramienia frezującego ω jest jednostajna.

Schemat działania wybieraka dolnego przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Schemat działania wybieraka dolnego systemu Schierholza:
 1 - podstawa silosu, która stanowi przestrzeń roboczą dla ramienia frezującego, 2 - zarys krawędzi silosu wieżowego, w którym znajduje się kiszonka, 3 - łańcuch frezujący, 4 - koło łańcuchowe napinające, 5 - ramię frezujące, 6 - zarys krawędzi podstawy silosu, 7 - oś obrotu ramienia frezującego, 8 - koło łańcuchowe napędzające łańcuch frezujący, 9 - kierunek wyrzucania kiszonki z silosu

Z rysunku 1 wynika, że jeżeli ramię frezujące wykona ruch względem osi obrotu O, zgodnie z kierunkiem posuwu p_1 lub p_2 , to zespół roboczy wybierze określoną masę m kiszonki w czasie t . Można to zapisać równaniem ogólnym:

$$W = \frac{m}{t}, \quad (1)$$

gdzie:

- W - wydajność wybieraka,
 m - masa wybranej kisonki z silosu wieżowego,
 t - czas wybierania.

Wybraną masę kisonki z silosu wieżowego przez wybierak dolny można opisać równaniem ogólnym:

$$m = S \cdot h \cdot \psi \cdot \rho_s, \quad (2)$$

gdzie:

- S - pole powierzchni, z której wybrano kisonkę - pole powierzchni ograniczone trajektoriami ruchu noży frezujących i krawędzi silosu (zgodnie z rysunkiem 2),
 h - wysokość noża frezującego,
 ψ - współczynnik wypełnienia przestrzeni roboczej łańcucha frezującego,
 ρ_s - masa usypowa kisonki.

Zmienne h i ρ_s przyjmują dla danej konstrukcji zespołu roboczego wybieraka i wybieranego materiału wartości stałe. Wyznaczenia wymaga natomiast pole powierzchni S i współczynnik wypełnienia przestrzeni roboczej łańcucha wybierającego ψ .

Zarysy trajektorii ruchu noża frezującego po zmianie położenia ramienia frezującego względem osi obrotu O przedstawiono na rysunku 2, z którego wynika również, iż pole powierzchni S stanowi powierzchnię ograniczoną okręgiem (zarys silosu) i dwiema krzywymi, będącymi trajektoriami ruchu noża frezującego.

Równanie trajektorii ruchu noża frezującego wyznaczono i opisano w oparciu o rysunek 3.

Trajektorię ruchu dla jednego noża frezującego, przy założonej jego prędkości liniowej V i prędkości kątowej ramienia frezującego ω można zapisać parametrycznie w postaci układu równań:

$$\begin{aligned} x &= (d - Vt) \cos(\beta + \omega t), \\ y &= (d - Vt) \sin(\beta + \omega t), \end{aligned} \quad (3)$$

gdzie:

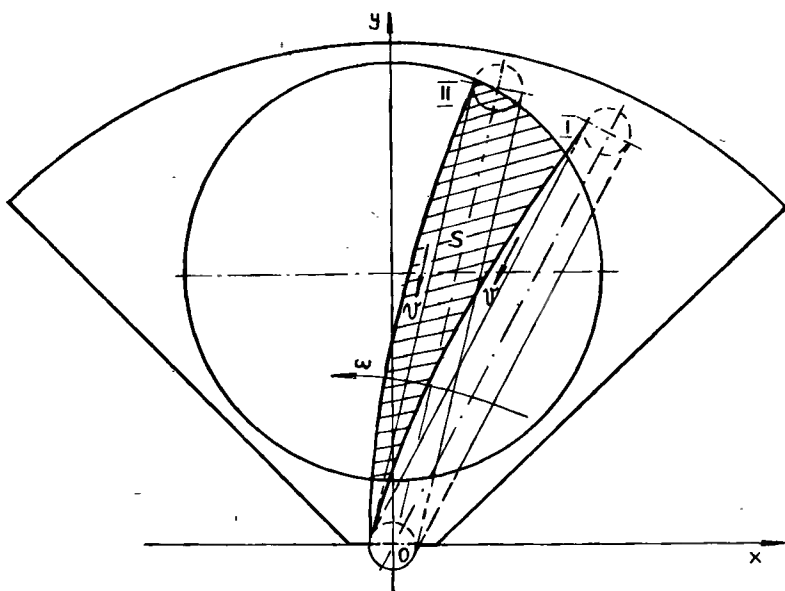
- d - odległość między osiami obrotów koła łańcuchowego,
 t - czas ruchu zespołu frezującego,
 β - kąt opisujący położenie ramienia frezującego względem silosu w stanie początkowym.

Wobec tego, zgodnie z rysunkiem 4, pola poszczególnych części figury ABCD wynoszą odpowiednio:

$$P_{AED} = P_1, \quad P_{AFCE} = P_2, \quad P_{FBC} = P_3$$

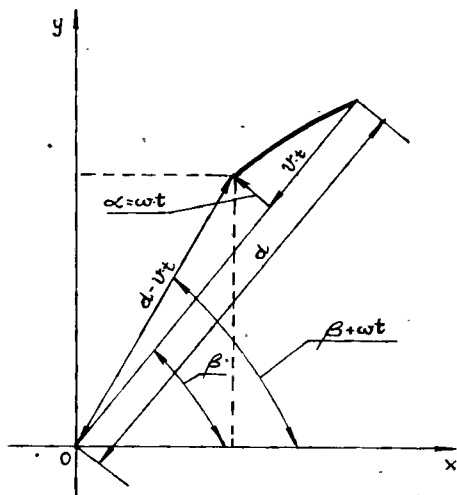
Wówczas pole powierzchni S figury $ABCD$ jest równe:

$$S = P_1 + P_2 + P_3 . \quad (4)$$

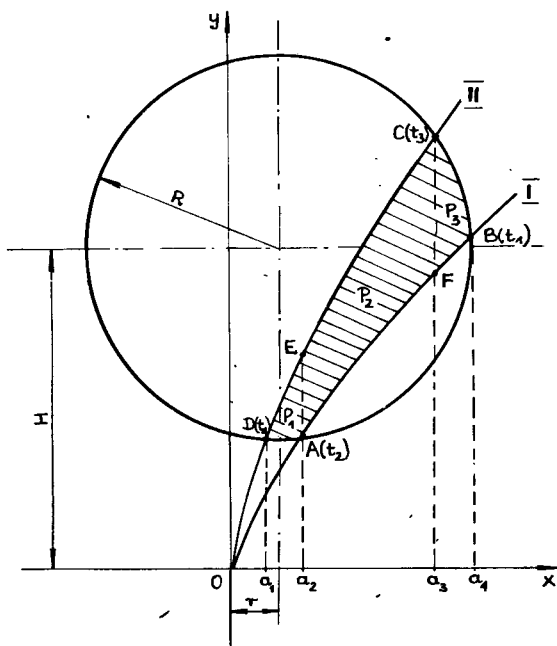


Rys.2. Zarysy trajektorii ruchu noża frezującego po obrocie ramienia frezującego względem stałej osi obrotu O o kąt $\alpha = \omega t$ i kąt $\alpha = \omega(t + \Delta t)$:

I - trajektoria ruchu noża frezującego zakreślona w czasie t ,
 II - trajektoria ruchu noża frezującego zakreślona po czasie $(t + \Delta t)$



Rys.3. Wykres do wyznaczenia równania trajektorii ruchu noża frezującego



Rys.4. Rysunek pomocniczy do wyznaczania pola powierzchni S:
 R - promień silosu, r - promień zarysu krawędzi zewnętrznej noża frezującego, H - odległość środka okręgu (zarys krawędzi silosu) od osi OX

Punktom A, B, C, D przyporządkowano odpowiednie wartości parametru t: t_2, t_1, t_3, t_4 . Wartości parametru t określają czasy, w których trajektorie ruchu noża frezującego przecinają okrąg (zarys silosu). Parametry te można najprościej z wystarczającym przybliżeniem wyznaczyć wykreślnie. Wyznaczenie ich w sposób analityczny jest bardziej skomplikowane i pracochłonne. Oznaczmy odpowiednio przez $f_{01}(x)$ i $f_{02}(x)$ górny i dolny łuk okręgu. Wówczas:

$$f_{01}(x) = H + \sqrt{R^2 - (x-r)^2} ;$$

$$f_{02}(x) = H - \sqrt{R^2 - (x-r)^2}$$

Oznaczmy przy tym odpowiednio przez $f_1(x)$ i $f_2(x)$ krzywe I i II i z kolei odpowiednio odcięte parametrów A, B, C, D przez a_2, a_4, a_3, a_1 . Wówczas ich wartości określają następujące równania:

$$a_1 = (d - vt_4) \cos [\beta + \omega(t_4 + \Delta t)] , \tag{5}$$

$$a_2 = (d - vt_2) \cos (\beta + \omega t_2) , \tag{6}$$

$$a_3 = (d - vt_3) \cos [\beta + \omega(t_3 + \Delta t)] , \tag{7}$$

$$a_4 = (d - vt_1) \cos (\beta + \omega t_1) . \tag{8}$$

Przy wprowadzonych oznaczeniach pole powierzchni P_1 wynosi:

$$P_1 = \int_{a_1}^{a_2} f_2(x) dx - \int_{a_1}^{a_2} f_{02}(x) dx = \int_{t_4}^{t_2} y_2(t) x_2'(t) dt + \\ - \int_{a_1}^{a_2} (H - \sqrt{R^2 - (x-r)^2}) dx \quad (9)$$

Pole powierzchni P_2 wynosi:

$$P_2 = \int_{a_2}^{a_3} f_2(x) dx - \int_{a_2}^{a_3} f_1(x) dx = \int_{t_2}^{t_3} y_2(t) x_2'(t) dt + \\ - \int_{t_2}^{t_3} y_1(t) \cdot x_1'(t) dt. \quad (10)$$

Natomiast pole powierzchni P_3 wynosi:

$$P_3 = \int_{a_3}^{a_4} f_{01}(x) dx - \int_{a_3}^{a_4} f_1(x) dx = \int_{a_3}^{a_4} (H + \sqrt{R^2 - (x-r)^2}) dx + \\ - \int_{t_3}^{t_1} y_1(t) \cdot x_1'(t) dt. \quad (11)$$

Wobec tego pole szukanej figury, po licznych przekształceniach, określa zależność:

$$S = I_4(t_2) - I_4(t_1) + I_1(t_3) - I_1(t_4) + H(a_4 - a_3 + a_1 - a_2) + \\ + F(a_4) - F(a_3) - F(a_2) + F(a_1), \quad (12)$$

gdzie:

$$I_1(t) = \frac{\omega}{2} \left[\frac{(d-vt)^2 \sin 2[\beta + \omega(t+\Delta t)]}{2\omega} + \frac{(d-vt)^3}{3v} \right],$$

$$I_4(t) = \frac{\omega}{2} \left[\frac{(d-vt)^2 \sin 2(\beta + \omega t)}{2\omega} + \frac{(d-vt)^3}{3v} \right],$$

$$F(x) = \frac{R^2}{2} \left(\arcsin \frac{x-r}{R} + \frac{x-r}{R^2} \sqrt{R^2 - (x-r)^2} \right).$$

Do rozwiązania równania (2) niezbędna jest znajomość współczynnika wypełnienia przestrzeni roboczej łańcucha frezującego ψ . Współczynnik ten określono jako stosunek masy kieszonki znajdującej się rzeczywiście w

przestrzeni roboczej łańcucha frezującego do teoretycznie możliwej, do pomieszczenia się w tej przestrzeni [1]:

$$\psi = \frac{m_r}{m_t} = \frac{m_r}{V_t \cdot \rho_s}, \quad (13)$$

gdzie:

- m_r - masa kiszonki znajdującej się w przestrzeni roboczej łańcucha frezującego,
- m_t - masa kiszonki wyznaczona teoretycznie, która wypełni całkowicie przestrzeń roboczą łańcucha frezującego,
- V_t - objętość przestrzeni roboczej łańcucha frezującego,
- ρ_s - masa usypowa kiszonki.

Literatura fachowa nie podaje wartości współczynnika dla znanych rozwiązań konstrukcyjnych zespołów roboczych wybieraków. Uzyskanie takiej informacji jest możliwe tylko w wyniku eksperymentu, dla konkretnego rozwiązania zespołu roboczego wybieraka i silosu wieżowego.

Dla sprawdzenia adekwatności matematycznego modelu przeprowadzono badania wybieraka dolnego systemu Schierholza, którym rozładowywano silos wieżowy SILPOL-AVR 63 napełniony kiszoną z lucerny i porównywano rezultaty tych badań z wynikami otrzymanymi poprzez rozwiązanie za pomocą metod numerycznych układu równań (1), (2), (12).

Dla określenia zgodności danych doświadczalnych z modelem matematycznym wykorzystano statystyczne metody oceny [2, 3]. Stopień zgodności matematycznego modelu z realizowanym procesem wynosi 85 %.

3. PODSUMOWANIE

Opisany model matematyczny wybieraka opisuje z zadowalającym przybliżeniem jego proces roboczy - w aspekcie uzyskiwanej wydajności, co zostało potwierdzone badaniami doświadczalnymi.

Na podstawie matematycznego modelu można określić racjonalnie parametry konstrukcyjne wybieraka już na etapie projektowania.

LITERATURA

- [1] Bochat A.: Wpływ parametrów konstrukcyjnych wybieraka dolnego na efektywność rozładunku silosu wieżowego. Praca doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 1986
- [2] Greń J.: Statystyka matematyczna - modele i zadania. PWN, Warszawa 1982
- [3] Mańczak K.: Metody identyfikacji wielowymiarowych obiektów sterowania. WNT, Warszawa 1979

MODELLING THE PROCESS OF SILO TOWER UNLOADING
BY MEANS OF BOTTOM UNLOADER

Summary

The paper encloses a mathematical model defining the process of silo tower unloading by means of Bottom Unloader working in the Schierholz system.

The mathematical model expresses the interdependence of basic parameters, geometrical and kinematic of the Bottom Unloader working unit which has effect on its efficiency.

The conducted examinations of the prototype of Bottom Unloader operating in the Schierholz system (a silo tower SILPOL-AVR 63 with lucerne ensilage load) prove that the mathematical model describes its operating process with a satisfactory approximation in the view of the efficiency obtained.

A degree of compatibility of the mathematical model with the process carried out is 85%.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗГРУЗКИ СИЛОСНОЙ БАШНИ НИЖНИМ СЕЛЕКТОРОМ

Резюме

В статье представлена математическая модель, описывающая процесс разгрузки силосной башни с использованием нижнего селектора, работающего в системе Ширгольца. Разработанная модель выражает взаимозависимость важнейших геометрических и кинематических параметров агрегата селектора, решающих о его эффективности. Проведенные исследования прототипа нижнего селектора системы Ширгольца, при помощи которого разгружали силосную башню СИЛПОЛЬ-АВР 63, наполненную силосом из люцерны, доказали, что принятая математическая модель в достаточной степени описывает получаемую эффективность. Степень соответствия математической модели с реализованным процессом равняется 85%.

Eugeniusz Jarmocik

EMPIRYCZNE I TEORETYCZNE UJĘCIE PROBLEMU
SEPARACJI MASY NA PRZENOŚNIKU PRĘTOWYM

W artykule przedstawiono analizę wyników i sposobów ujmowania separacji masy na przenośniku prętowym przy kombajnowym zbiorze ziemniaków. Analizę oparto o dostępną literaturę zagraniczną i krajową oraz badania własne. Podsumowaniem analizy jest ocena przydatności dotychczasowych wyników dla kombajnów produkcji krajowej i sugestia przyszłego podejścia do tego problemu.

1. WSTĘP

Jednym z istotnych problemów oczekujących na pełniejsze rozwiązanie, a dotyczących kombajnowego zbioru ziemniaków, jest separacja podkopanej masy, a w szczególności odsiewanie gleby. Zadawalające rozwiązanie przebiegu tego procesu jest niezwykle trudne z uwagi na dużą ilość masy napływającej na przenośnik odsiewający oraz zmienne cechy fizyczne gleby (głównie wilgotność i zwięźłość).

W dwurzędowym kombajnie przy prędkości jazdy $V_j = 1 \frac{m}{s}$, zależnie od głębokości kopania, na przenośnik napływa w ciągu 1 sekundy 130 - 220 kg masy, której głównym składnikiem jest gleba (ziemniaki stanowią zaledwie 2 - 5 % tej masy) [5]. Zespołem kombajnu, na którym dokonywane jest zasadnicze oddzielenie gleby od ziemniaków, jest prętowy przenośnik odsiewający. W związku z tym od efektów jego pracy w dużym stopniu zależy wydajność pozostałych zespołów separujących kombajnu, a w konsekwencji wydajność zbioru i jakość plonu.

Stwierdzono doświadczalnie, że przenośnik prętowy powoduje do 60 % wszystkich uszkodzeń bulw kombajnowego zbioru [4]. Uzasadnia to konieczność poznania teorii procesu odsiewania gleby na przenośniku prętowym maszyn do zbioru ziemniaków, a następnie jej empirycznej weryfikacji. Jest to tym bardziej istotne, że nieliczna jest literatura dotycząca przebiegu i analizy tegoż procesu, a w szczególności przenośnika współpracującego z wstrząsaczem aktywnym.

2. ANALIZA SPOSOBÓW UJMOWANIA SEPARACJI MASY NA PRZENOŚNIKU PRĘTOWYM

Na intensywność odsiewania gleby w określonych przyrodniczo-glebowych warunkach pracy kombajnu ma wpływ konstrukcja przenośnika i parametry jego

pracy. Konstrukcję przenośnika prętowego charakteryzują: długość robocza L , szerokość B , kąt pochylenia górnej powierzchni α , wartość prześwitu między prętami S i rodzaj cięgien łączących pręty. Parametry pracy przenośnika określają następujące wielkości: prędkość liniowa V_p , amplituda wstrząsania A i częstotliwość wstrząsania f .

Z czynników przyrodniczych na odsiewanie gleby badany jest głównie wpływ gatunku i wilgotności gleby.

Z uwagi na złożoność procesu odsiewania gleby (wpływ wielu zmiennych czynników), wydaje się nierealnym poszukiwanie uniwersalnej zależności, określającej wpływ wszystkich możliwych czynników. Stąd też dotychczasowe badania i analizy teoretyczne były przeprowadzane przy rozpatrywaniu wpływu parametrów pracy na przesiewalność gleby dla określonej konstrukcji przenośnika i określonych warunków pracy [1, 2, 3, 4, 6, 7].

Proces odsiewania gleby na przenośniku jest różnie ujmowany i nazywany przez autorów. Břečka [1] wyraża go stosunkiem gleby nieodsianej (schodzącej z przenośnika) do masy gleby podoranej (napływającej na przenośnik) [1]:

$$\frac{Q_z}{Q_p} e^{-\mu L} \cdot 100\% \quad (1)$$

gdzie:

- Q_z - natężenie przepływu gleby nieodsianej ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$),
- Q_p - natężenie przepływu gleby podoranej ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$),
- e - podstawa logarytmu naturalnego,
- μ - współczynnik przesiewalności gleby (cm^{-1}),
- L - długość robocza przenośnika w rzucie poziomym (cm^{-1}).

Powyższe równanie autor wyprowadził z założenia, że masa gleby nieodsianej i odsianej na przenośniku stanowi funkcyjną zależność od jego długości. Zależności tej odpowiada z dużym prawdopodobieństwem równanie:

$$Q_z = Q \cdot e^{-\mu L} \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (2)$$

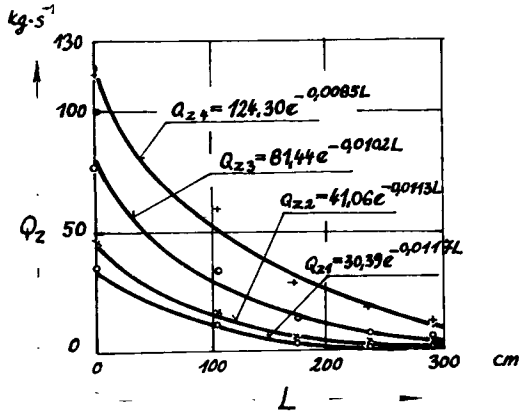
Intensywność odsiewania w tym przypadku charakteryzuje współczynnik przesiewalności μ :

$$-\mu = \frac{a}{\log e} \quad (\text{cm}^{-1}) \quad (3)$$

gdzie:

- a - współczynnik regresji równania wykładniczego.

Břečka w badaniu odsiewania gleby rozpatruje wpływ następujących parametrów: prędkości jazdy V_j , prędkości liniowej przenośnika u , długości przenośnika L oraz amplitudy wstrząsania A . Z czynników przyrodniczych uwzględnia gatunek gleby i jej wilgotność. Wyniki badań Břečki ilustruje rysunek 1. Badania te dotyczą przenośnika odsiewającego dwuczęściowego, współpracującego z wstrząsaczami pasywnymi.



Rys.1. Masa nieprzesianej gleby w ciągu sekundy Q_z w zależności od długości przenośnika odsiewającego L :

- Q_{z1} - dla prędkości jazdy $V_j = 0,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
i prędkości przenośników $U = 1,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
 Q_{z2} - dla $V_j = 0,58 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ i $U = 1,49 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
 Q_{z3} - dla $V_j = 0,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ i $U = 2,30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
 Q_{z4} - dla $V_j = 1,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ i $U = 2,93 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Fic w teoretycznym opracowaniu dotyczącym odsiewania gleby stosuje termin „ciężar masy odsianej” W_2 , określanej jako natężenie przepływu odsianej gleby ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$). Autor wyprowadził wzór empiryczny na obliczanie odsianej masy gleby metodą matematycznej identyfikacji funkcji wymiarowych [2]. Całkowity bilans masy wykopanej w czasie pracy kombajnu wyrażono sumą:

$$W_1 = W_2 + W_3 \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (4)$$

gdzie:

- W_1 - masa wykopana przez lemiesz i podana na przenośnik odsiewający w jednostce czasu ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$),
 W_2 - masa odsiana przez przenośnik odsiewający ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$),
 W_3 - masa nieodsiana, jaka zostaje przekazana przez przenośnik odsiewający na dalsze zespoły robocze kombajnu ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$).

Ze względu na znikomy udział (2-5 %) ziemniaków i kamieni W_3 w ogólnej masie W_1 , przyjęto do dalszych rozważań modelowych równość:

$$W_1 = W_2 \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (5)$$

przy czym W_1 wyrażono zależnością:

$$W_1 = V_k \cdot B \cdot H \cdot g \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (6)$$

gdzie:

- V_k - prędkość ruchu roboczego kombajnu ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$),
 B - szerokość robocza przenośnika (m),
 H - głębokość pracy lemiesz (m),
 g - średnia masa właściwa gleby ($\text{kg} \cdot \text{m}^3$).

Masę odsianej gleby W_2 wyrażono w postaci funkcji parametrów pracy przenośnika odsiewającego oraz własności gleby:

$$W_2 = f [V_p, A, c, g, f, F] \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (7)$$

gdzie:

- V_p - prędkość liniowa przenośnika ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$),
- A - amplituda drgań przenośnika (m),
- f - częstotliwość drgań przenośnika (s^{-1}),
- c - spójność gleby ($\text{kG} \cdot \text{m}^{-2}$),
- F - powierzchnia czynna przenośnika (m^2).

Po obliczeniach metodą analizy wymiarowej uzyskano ostateczną postać wzoru empirycznego na W_2 :

$$W_2 = A^{UA} c^{Uc} F^{UF} g^{Ug} f^{Uf} V_p^{UVp} \quad (8)$$

Obliczone wartości wykładników potęgowych wzoru empirycznego (8) zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1

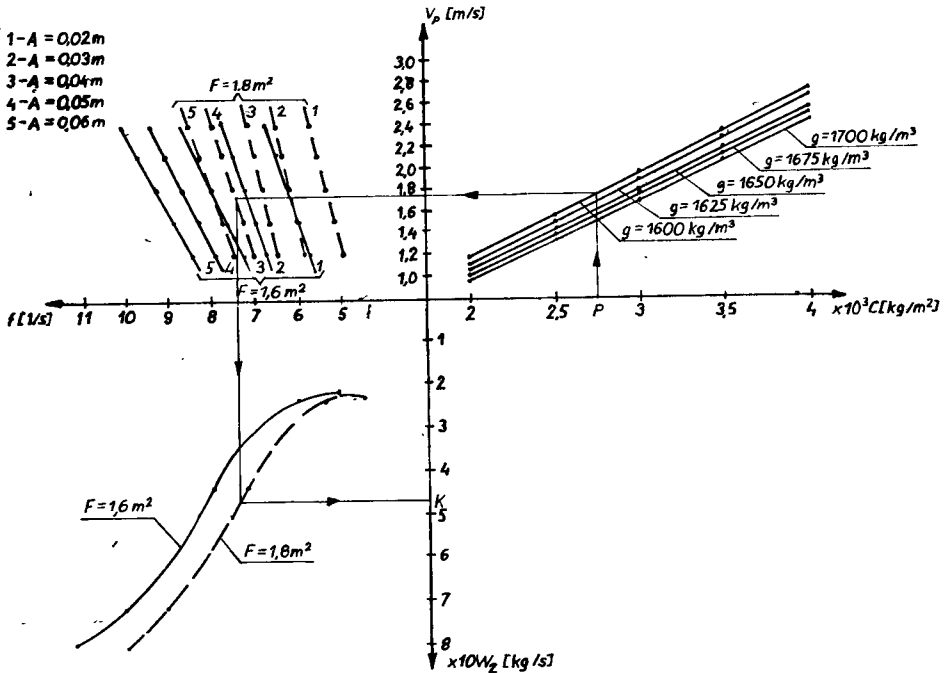
Wartości wykładników potęgowych

Oznaczenie	UA	Uc	UF	Uf	Ug	UVp	C_m
Wynik z obliczeń	-1,2545	-2,0018	3,3442	3,4339	3,0018	1,5697	10^{-6}
Przyjęto w zaokrągleniu	-1,255	-2	3,344	3,434	3	1,57	1

Korzystając ze wzoru (8), po podstawieniu wielkości fizycznych i parametrów pracy krajowego kombajnu dwurzędowego oraz wykładników potęgowych, sporządzono wykres (rys.2) zależności masy odsianej W_2 od pozostałych wielkości występujących w tym wzorze.

Mimo uwzględnienia dużej liczby zmiennych, decydujących o przesiewalności gleby, nie można równania (8) uważać jako uogólnionego przypadku przesiewalności. Założenie $W_1 = W_2$, przy dopuszczalnym uproszczeniu, jest słuszne dla pewnego przedziału wilgotności gleby. W przypadku większej wilgotności gleby odsiewanie jest utrudnione i znaczna część gleby przenoszona jest na dalsze zespoły kombajnu. W tym przypadku stosunek W_3 do W_1 osiąga wartość wielokrotnie przekraczającą 5 %. Podobne zjawisko wystąpi w przypadku gleby suchej i średnio związłej lub związłej, gdy z przenośnika spływa znaczna ilość grud, których masy nie można pominąć z ogólnej masy W_1 .

Gluchich [3] posługuje się stopniem odsiewania gleby η , tj. stosunkiem gleby odsianej na przenośniku do gleby napływającej na przenośnik. Badania przesiewalności przeprowadził na kombajnie posiadającym przenośnik prętowy dwuczściowy z wstrząsaczem pasywnym, podobnie jak Břečka [1].



Rys.2. Przebieg zależności masy odsianej W_2 od parametrów pracy przenośnika

Pietrow [7] proces odsiewania gleby opisuje również stopniem odsiania gleby η i jednostkową przesiewalnością q . Jednostkowa przesiewalność jest wyrażona ilością masy odsianej przez 1 m^2 powierzchni przenośnika w ciągu 1 sekundy ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$).

Na podstawie dostępnej literatury można stwierdzić, że spośród autorów zajmujących się problematyką przesiewalności gleby na przenośniku pręto- wym, najwięcej uwagi teorii pracy przenośnika poświęcił Pietrow. Opisał on przebieg przesiewalności gleby na przenośniku wspólniepracującym z wstrząsa- czem pasywnym i aktywnym w powiązaniu z kinematyką pracy przenośnika. Ki- nematyka procesu wstrząsania przenośnika została rozpatrzona na przykła- dzie typowego wstrząsacza aktywnego (rys.3).

Pietrow ustalił szereg zależności między parametrami pracy przenośnika odsiewającego i kombajnu, określających przebieg procesu odsiewania gleby:

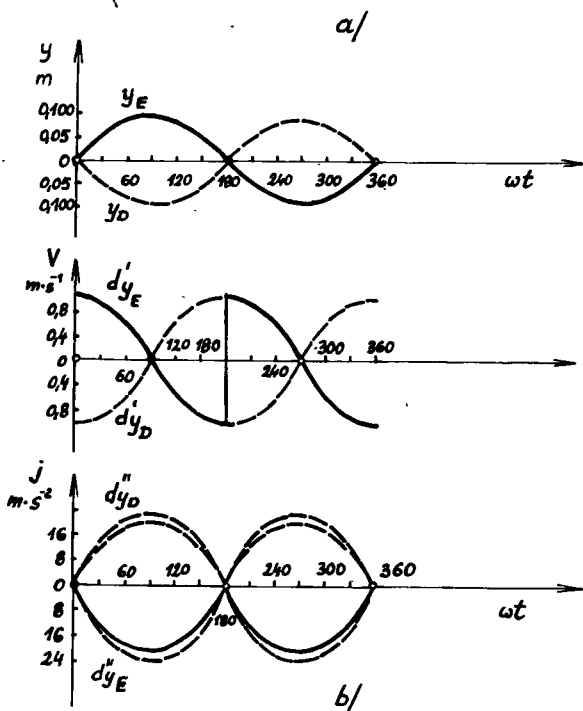
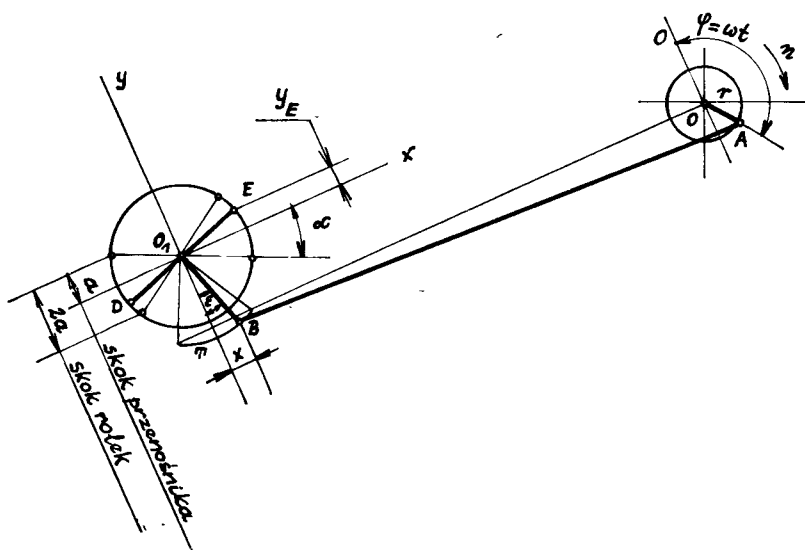
- 1) warunek niespiętrzenia masy na przenośniku

$$V_p \geq \frac{V_j}{\cos \alpha} \quad (9)$$

gdzie:

- V_p - prędkość liniowa przenośnika,
- V_j - prędkość jazdy kombajnu,
- α - kąt pochylenia przenośnika względem poziomu;

- 2) normalne przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia przenośnika



Rys.3. Mechanizm wstrząsacza:

a) schemat kinematyczny, b) wykres normalnych przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń przenośnika ($n = 210 \text{ min}^{-1}$, $r = 0,06 \text{ m}$)

Normalne przemieszczenia przenośnika S są określone amplitudą drgań rolek, tj. promieniem wału wykorbionego r i stosunkiem długości ramion dźwigni (rys. 3a)

$$S = \pm \frac{O_1 E}{O_1 B} r \sin \omega t \quad (10)$$

W związku z tym, że punkty B, D i E poruszają się nie po prostych a po łukach, normalne przemieszczenia przenośnika nie można uważać za drgania harmoniczne.

W celu obliczenia wielkości odchyień wyznaczono metodą wykresłano-analityczną wartość przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń. Przy porównaniu wykresów sporządzonych z wyżej otrzymanych wartości z wykresami według danych, obliczonych z warunku harmonicznego drgania punktów D i E stwierdzono, że w przypadku przemieszczeń i prędkości różnice są minimalne (1-2%) i nieco większe w przypadku przyspieszeń (do 5%).

Wykresy przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń przenośnika w ciągu jednego obrotu wałka wykorbionego pokazano na rysunku 3b (linią przerywaną pokazano wartości rzeczywiste). Tak więc z dostateczną dokładnością można przyjąć, że przenośnik podlega drganiom harmonicznym. W związku z tym, że drgania te wywołane są dwiema rolkami wstrząsacza, wykres przemieszczeń przenośnika w strefie wstrząsacza przedstawiono krzywą przerywaną, obrazującą dodatnimi częściami sinusoid przesuniętych względem siebie w fazie o 2π .

Prędkość przenośnika w kierunku prostopadłym do jego ruchu w przedziale $0-2\pi$ także zmienia się według funkcji sinus. Jeżeli założymy, że powierzchnia przenośnika jest naprężona, to przy kącie obrotu wału $\omega t = \pi$ zachodzi uderzenie opuszczającego się przenośnika o podnoszącą się drugą rolkę. Prędkość uderzenia wynosi:

$$V_{ud} = 2 \frac{OE}{OB} \cdot \omega \cdot r \quad (11)$$

przy tym kierunek ruchu przenośnika zmienia się na przeciwny. Podobnie też wygląda wykres zmian przyspieszeń. W przedziale $0-\pi$ przyspieszenia zmieniają się według sinusoidy. Przy kącie 2π , w związku z uderzeniem o drugą rolkę, przyspieszenie szybko wzrasta i skierowane jest do góry. Wartość przyspieszeń w tym punkcie w związku z udarowym charakterem jest kinematycznie nieokreślona;

3) warunek intensywnego odsiewania gleby na przenośniku

Uderzeniu wstrząsacza o przenośnik towarzyszy przyciskanie się masy do jego powierzchni. Warunki do podrzucania cząstek znajdujących się na powierzchni zachodzą wówczas, gdy przenośnik podnosząc się do góry zmniejszy prędkość. Wówczas normalna składowa skierowanego do dołu przyspieszenia przenośnika osiągnie wartość większą niż składowa $g \cos \alpha$ przyspieszenia swobodnego spadku;

a) warunek podrzutu cząstek gleby

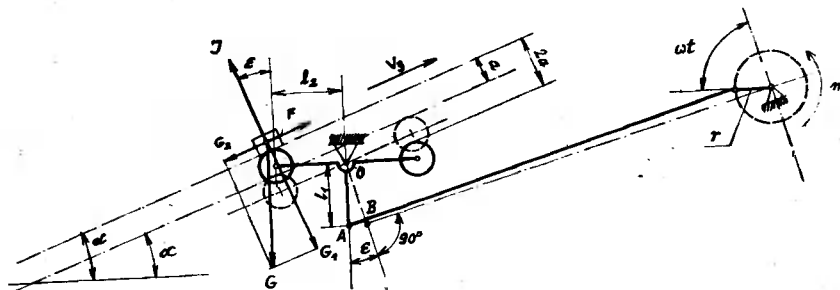
Bazując na schematach przenośnika (rys.3 i rys.4) można napisać warunki podrzutu:

$$J \geq G_1 \quad (12)$$

gdzie:

J - siła bezwładności, normalna do powierzchni przenośnika,

G_1 - składowa normalna ciężaru cząstki.



Rys.4. Schemat do określania optymalnych zależności mechanizmu wstrząsacza aktywnego

Siła bezwładności wynosi:

$$J = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{OE}{OB} \sin \omega t \cdot \cos \xi$$

gdzie:

m - masa cząstki,

ω - prędkość kątowa wału wykorbionego,

ξ - kąt obrotu ramienia wstrząsacza przy obrocie wału wykorbionego o kąt ωt ,

OE, OB - długość ramion.

Składowa normalna ciężaru cząstki jest równa:

$$G_1 = m \cdot g \cdot \cos \alpha$$

Podstawiając wartości J i G_1 do równania (12) otrzymamy:

$$m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{OE}{OB} \sin \omega t \cdot \cos \xi \gg m \cdot g \cdot \cos \alpha$$

Ze względu na to, że kąt ξ jest mały ($\xi_{\max} \leq 10^\circ$), $\cos \xi$ jest bliski jedności oraz zakładając, że przenośnik nie odrywa się od powierzchni rolek wstrząsacza i oznaczając $\frac{OE}{OB} = \lambda$ otrzymamy:

$$\omega^2 \cdot r \gg \frac{g \cos \alpha}{\sin \omega t} \lambda \quad (13)$$

Z równania (13), wyrażającego związek parametrów pracy wstrząsacza, przy zachowaniu warunku odrywania się masy od powierzchni przenośnika,

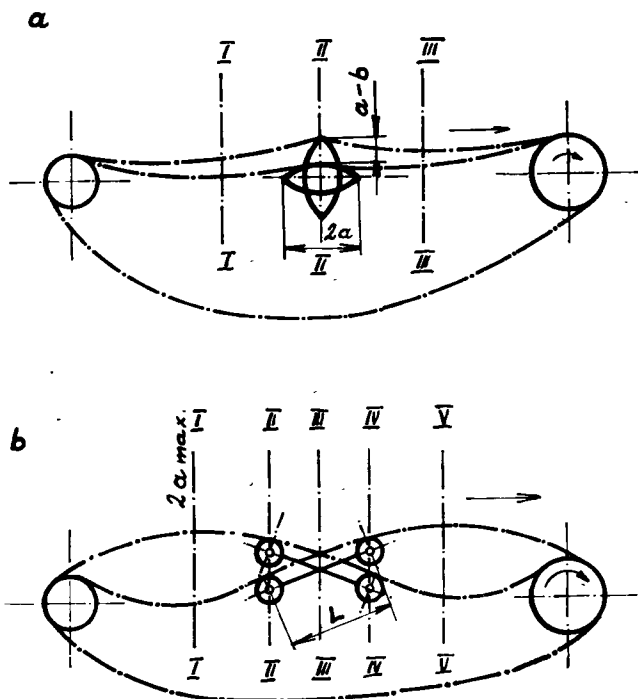
można określić: niezbędną liczbę obrotów wstrząsacza, promień wału wykorbionego lub stosunek długości dźwigni wstrząsacza;

b) wymagana liczba obrotów wstrząsacza zapewniająca podrzut masy

Do obliczeń tych obrotów stosuje się wzór:

$$n \geq 30 \sqrt{\frac{\cos \alpha}{r \sin \omega t} \lambda} \quad (14)$$

Największy wzrost prędkości i przyspieszeń zachodzi w strefie największych amplitud drgań, tj. w przekroju I - I (rys.5), gdzie maksymalna amplituda drgań ogniw przenośnika przewyższa dwukrotnie amplitudę drgań rolek.



Rys.5. Obraz drgań powierzchni przenośnika:

a) z wstrząsaczem pasywnym,

b) z wstrząsaczem aktywnym

Przedstawione obliczenia teoretyczne przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń przenośnika są aktualne jedynie dla strefy działania wstrząsacza. Natomiast w pozostałych strefach przenośnika nie można analitycznie ustalić wielkości kinematycznych i przesiewalności gleby. Trudność analitycznego obliczenia wynika ze zmiennego obciążenia przenośnika tłumiącego drgania, zależnego od ilości napływającej masy i rozkładu przesiewalności na długości przenośnika.

3. OKREŚLENIE SEPARACJI MASY NA PRZENOŚNIKU PRĘTOWYM W FUNKCJI PARAMETRÓW JEGO PRACY

Dotychczasowe badania eksperymentalne separacji masy dotyczyły przenośników odsiewających dwuczęściowych, współpracujących z wstrząsaczami pasywnymi [1, 3]. Z uwagi na odmienność konstrukcji przenośników prętowych, stosowanych w krajowych maszynach do zbioru ziemniaków, zachodzi konieczność innego ujęcia separacji masy na przenośniku. Ponadto należałoby uwzględnić wstrząsacz aktywny, który w nowoczesnych maszynach wydaje się być elementem nieodzownym. Pozwala on bowiem na zmianę częstotliwości podrzutu przenośnika odsiewającego, a tym samym na regulację intensywności separacji masy.

Mając na uwadze zastrzeżenia dotyczące teoretycznego ujęcia separacji masy, koniecznym jest inne określenie separacji masy na przenośniku, a mianowicie przedstawienie jej w funkcji parametrów pracy przenośnika, czyli

$$Q = f [V_p, A, f, L] \quad \text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (15)$$

gdzie:

- Q - ilość masy odsianej w ciągu 1 sekundy ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$),
- V_p - prędkość liniowa przenośnika odsiewającego ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$),
- A - amplituda wstrząsania (m),
- f - częstotliwość wstrząsania (s^{-1}),
- L - rozpatrywany odcinek długości przenośnika (m), licząc od strony lemiesza.

Przedstawiony związek pomiędzy ilością masy odsianej w ciągu 1 sekundy z powierzchni przenośnika prętowego a parametrami jego pracy oparto o wieloletnie badania własne [4]. Sposób pomiaru poszczególnych wielkości oraz użyty do tego celu stend badawczy i aparatura pomiarowa stanowią oddzielne zagadnienie, które autor zamierza przedstawić w kolejnym artykule.

4. WNIOSKI

Na podstawie przedstawionej analizy można sformułować następujące wnioski:

1. Empiryczne i teoretyczne ustalenia wielkości, dotyczące separacji masy na przenośniku, uzyskane przez Breckę, Głuchich i Pietrowa, mają ograniczoną przydatność dla kombajnów produkcji polskiej, ze względu na odmienną konstrukcję przenośnika.

2. Obliczenia teoretyczne przesiewalności gleby uzyskane przez Fica metodą matematycznej identyfikacji funkcji wymiarowych są aktualne tylko dla określonego przedziału wilgotności i zwięzłości gleby.

3. W związku z powyższym uzasadnionym jest stwierdzenie, że właściwszą drogą postępowania będzie doświadczalne ustalenie przesiewalności gleby oraz określenie jej w funkcyjnej zależności od parametrów pracy przenośnika, tj. V_p , A , f i długości L , dla określonej konstrukcji przenośnika i konkretnych warunków glebowych.

LITERATURA

- [1] Brecka J.: Prosewani pudy na prutowym doprawniku s ohledem na poskozeni brambor. Zemedelska technika 16, 1970
- [2] Fic S.: Matematyczne modelowanie konstrukcji na przykladzie kombajnu ziemniaczanego Z-614. Maszyny i ciagniki rolnicze 12, 1979
- [3] Głuchich S.A.: Rabotosposobnost kartofieleuboročnogo kombajna K KU-2 na tiazelom suglinkie. Miechanizacja i elektryfikacja 9, 1975
- [4] Jarmocik E., Karczewski W., Karczewska J.: Badania i optymalizacja pracy przenośnika przesiewającego w dwurzędowym kombajnie do zbioru ziemniaków. Sprawozdanie z badań za lata 1976 - 1980
- [5] Karwowski T.: Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. T. II, cz. II. PWRIL, Warszawa 1982
- [6] Maksimow B.: Obosnowanie skorosti kamkadrobjaszczich powierchnostiej. Traktory i sielskozmaziny 3, 1979
- [7] Pietrow G.D.: Kartofieleuboročnyje masziny. Maszinostrojenije, Moskwa 1972

EMPIRICAL AND THEORETICAL APPROACH TO THE PROBLEM
OF SEPARATION ON A ROD CONVEYOR

Summary

The article presents an analysis of the results and methods of mass separation on a rod conveyor during potato picking by means of a potato of a potato harvester. The analysis has been based on the available foreign and home literature, as well as on our own research.

A recapitulation of the analysis is an evaluation of the usability of the results so far obtained for home made harvesters and a suggestion on how to approach the problem.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ПРОБЛЕМЕ
СЕПАРАЦИИ МАССЫ НА ШТАНГОВОМ КОНВЕЙЕРЕ

Резюме

В статье представлен анализ результатов и способов подхода к сепарации массы на штанговом конвейере при уборке картофеля картофелеуборочным комбайном. Анализ был проведен на основе иностранной и отечественной литературы, а также результатов собственных испытаний. Итогом анализа является оценка пригодности существующих до сих пор результатов для производства отечественных комбайнов и намёк на подход к этой проблеме в будущем.

Marek Bieliński

CHARAKTERYSTYKA AGLOMERATU POLIETYLENU
OTRZYMANEGO Z FOLII ROLNICZYCH

Zawracanie do produkcji wtórnego polietylenu z folii ma duże znaczenie ekonomiczne i ekologiczne. Celem pracy było przedstawienie ogólnych charakterystyk oraz wyników badań wybranych właściwości aglomeratów otrzymanych z folii PE. Cechy geometryczne i materiałowe aglomeratów zależą istotnie od metod regeneracji i parametrów procesów regeneracji. Jak wynika z pracy, istnieje potrzeba opracowania wytycznych do oceny charakteru rozdrobnienia i innych właściwości aglomeratów otrzymanych z folii PE.

1. WSTĘP

Nierozłącznym elementem procesów produkcji, przetwórstwa i użytkowania tworzyw wielkocząsteczkowych są tworzywa wtórne. Przy ogólnych tendencjach do stosowania surowców w obiegu wielokrotnym (recykling) ważnym wydaje się określenie właściwości tych tworzyw, a przede wszystkim ich podatności na regenerację i przetwórstwo.

Duża ilość tworzyw wtórnych i możliwość niemal całkowitego ich odzyskiwania (dotyczy to głównie tworzyw termoplastycznych PE-LD, PE-HD, PP, PS) skłoniły do podjęcia badań w celu określenia ich właściwości. Część badań przedstawiona w niniejszej pracy dotyczy oceny charakteru rozdrobnienia aglomeratu otrzymanego z folii polietylenowej, stosowanej w rolnictwie.

Literatura na temat tworzyw wtórnych dotyczy głównie nowych urządzeń i procesów technologicznych utylizacji [1, 9, 13, 17, 19, 22], niekiedy porusza aspekty ekonomiczne, organizacyjne i ekologiczne [12, 14, 16]. Problematyce wpływu warunków i ilości procesów recyrkulacji tworzyw poświęca się stosunkowo mało uwagi, ale publikuje się na ten temat coraz więcej prac, np. [3, 5, 9, 12, 17, 18, 19, 20, 21]. W dostępnej literaturze brakuje wyczerpujących informacji na temat geometrycznych cech regeneratów, niezbędne więc jest korzystanie z doświadczeń dziedzin pokrewnych (np. właściwości materiałów ziarnistych) [6, 8, 10, 11].

2. METODY REGENERACJI TWORZYW WTÓRNYCH

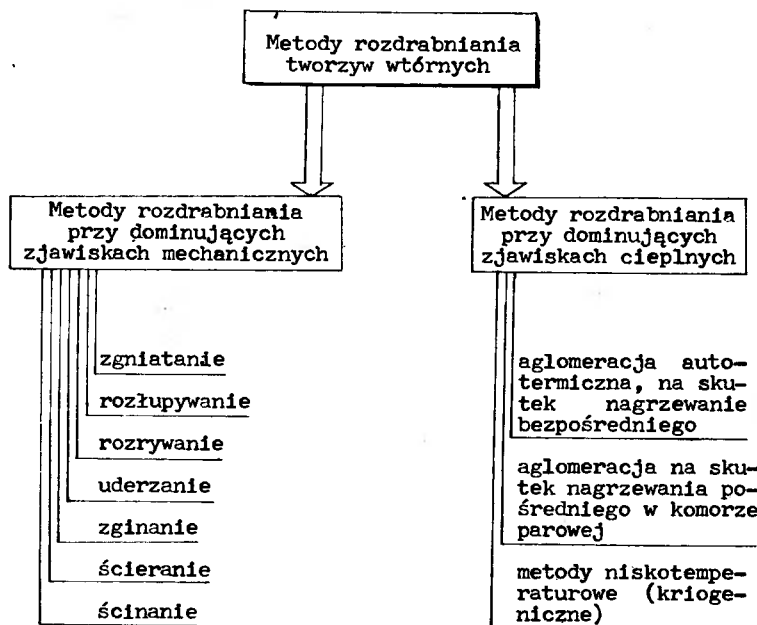
Wtórne tworzywa mogą mieć postać ciała stałego, plastycznego i ciekłego. Zasadnicze znaczenie z punktu widzenia ilości i techniki utylizacji

mają tworzywa w postaci ciała stałego. Mogą one mieć różne kształty i rozmiary, od proszków i granulek poprzez folie do dużych konstrukcji skorupowych [15].

Postać, pochodzenie tworzyw, rodzaj i ilość zanieczyszczeń użytkowych decydują o wyborze odpowiedniej metody utylizacji [2, 7, 15, 22]. Odmiennosc zasad i organizacji procesu odzyskiwania tworzyw narzuca jeden z podstawowych podziałów metod utylizacji na:

- metody utylizacji tworzyw wtórnych tzw. czystych, powstających na etapie zasilania procesu przetwórstwa w tworzywo (odpad technologiczny),
- metody utylizacji tworzyw wtórnych tzw. zanieczyszczonych, powstałych po okresie użytkowania wytworów z tworzywa (odpad użytkowy).

Inne podziały wynikają z rodzaju i charakteru pracy zastosowanych urządzeń, rodzaju zanieczyszczeń (np. rozpuszczalnych w wodzie, rozpuszczalnych w detergentach), jak również kryterium podziału mogą być dominujące w procesach regeneracji tworzyw zjawiska fizyczne (cieplne, mechaniczne) i chemiczne. Na rysunku 1 przedstawiono metody rozdrabniania tworzyw według dominujących zjawisk fizycznych.



Rys.1. Podział metod regeneracji tworzyw wtórnych według dominujących zjawisk fizycznych

Folia polietylenowa jest jednym z najlepszych materiałów opakowaniowych i izolacyjnych. Stosowana jest głównie do pakowania produktów sproszkowanych i ziarnistych (w tym nawozów mineralnych), jak również jako folia

ogrodnicza, paletowa itp. Utylizacja folii polega na jej wstępnym rozdrobnieniu, a następnie zwiększeniu masy nasypowej poprzez zagęszczenie (aglomerację). Proces zagęszczania umożliwia wydajne zabieranie regenerowanego tworzywa przez ślimaki układów uplastyczniających wytłaczarek i wtryskarek. Budowa i zasada działania urządzeń produkcji krajowej (UZZ-1000, UZFZ-1000) do realizacji procesu aglomeracji folii polietylenowej jest przedstawiona w pracach [3, 4, 22].

Organizowanie procesu odzyskiwania polietylenu z folii rolniczych wymaga dokładnej analizy wszystkich etapów istnienia wytworów: od jego projektowania, poprzez wytwarzanie i eksploatację do regeneracji. Przybliżony schemat przebiegu powstawania tworzyw wtórnych przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Fazy istnienia wytworów z tworzyw wielkocząsteczkowych

W trakcie produkcji i eksploatacji (użytkowania) wytworów z folii PE, towarzyszą im zanieczyszczenia, włączane w pewnej części do wtórnego przetwórstwa. Losowy charakter występowania zanieczyszczeń (ich ilość i rodzaj), jak również losowy charakter pozostałych warunków użytkowania wytworów z tworzyw sztucznych (np. przechowywanie) w istotny sposób determinują właściwości tworzyw wtórnych. Tabela 1 przedstawia podstawową charakterystykę typowych zanieczyszczeń użytkowych wytworów z PE.

Tabela 1

Charakterystyka typowych zanieczyszczeń użytkowych wytworów z polietylenu

Pochodzenie wtórnego tworzywa	Ilość zanieczyszczeń	Rodzaj zanieczyszczeń	Uwagi
Folia ponawozowa	10 - 25 %	nawozy, ziemia, farby	temperatura rozkładu zanieczyszczenia: - saletra ~ 440 K, - mocznik ~ 400 K
Folia ogrodnicza	5 - 10 %	piasek	
Butelki po olejach	50 %	piasek, olej	temperatura utleniania oleju 370 K

Możliwość dalszego wykorzystania odzyskiwanych surowców we wtórnym przetwórstwie uzależniona jest od wszechstronnych badań właściwości regeneratów i procesów technologicznych ich utylizacji i przetwórstwa oraz właściwości produktów wytworzonych z aglomeratów.

3. BADANIA WŁAŚCIWOŚCI AGLOMERATU POLIETYLENU

Właściwości i struktura tworzyw wtórnych w mniejszym lub większym stopniu odbiegają od właściwości i struktury tworzywa pierwotnego. W procesach przetwórstwa zachodzą bowiem w sposób nieuchronny, często niekontrolowany, procesy mechaniczne zmieniające właściwości i strukturę tworzywa oraz różne procesy rozkładu cieplnego. Również postać tworzywa pierwotnego (granulek) odbiega znacznie od postaci tworzywa otrzymanego w procesie aglomeracji.

W niniejszej pracy do oceny właściwości aglomeratu przyjęto następujące wielkości:

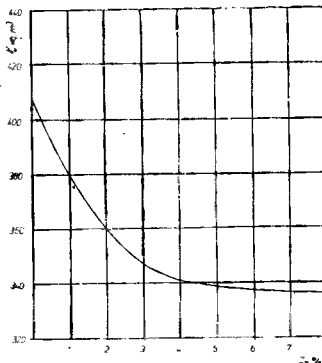
- masę nasypową γ_u ,
- stopień rozdrobnienia, średnia średnica ziarna d_{sr} ,
- współczynnik charakteryzujący związek między masą a objętością,
- współczynnik tarcia wewnętrznego μ_w .

3.1. Masa nasypowa

Pomiar masy nasypowej jest szczególnie istotny w przypadku aglomeratów tworzyw, które ze względu na niejednorodność kształtowo-wymiarową charakteryzują się wyraźną różnicą pomiędzy masą właściwą a nasypową. Masa właściwa w niedostatecznym więc stopniu obrazuje właściwości użytkowe aglomeratu. Przez masę nasypową rozumie się zwykle masę jednostkową objętości luźno nasypanych materiałów rozdrobnionych, a jej wartość zależy od warunków oznaczania.

Charakter rozdrobnienia ma wpływ na przetwórstwo aglomeratu, jak również na jakość otrzymanych z niego wytworów. Znajomość masy nasypowej aglomeratu umożliwia ponadto obliczanie zasobników, obliczanie współczynnika sprasowania i innych wielkości stosowanych w przetwórstwie tworzyw wielkocząsteczkowych.

Na rysunku 3 przedstawiono zależność masy nasypowej aglomeratu polietylenu małej gęstości od ilości zanieczyszczeń nawozami mineralnymi.



Rys. 3. Zależność masy nasypowej aglomeratu polietylenu małej gęstości od ilości zanieczyszczeń saletrą amonową

3.2. Stopień rozdrobnienia - średnia średnica ziarna

Stopień rozdrobnienia, określaną za pomocą analizy sitowej, polega na rozdzieleniu materiału na frakcje (klasy), w których znajdują się cząstki o określonych wymiarach. Powszechnie stosuje się sита według trzech znormalizowanych szeregów: polski (PN-68/R-64798), niemiecki (norma DIN 1171) oraz angielski (wg Tylera). Na sprawność procesu wpływ mają między innymi: kształt i rozmiary otworów sit, kształt rozdrobnionego tworzywa, grubość materiału na sicie, wilgotność tworzywa oraz charakter i szybkość ruchu cząstek tworzywa na sicie [6, 8, 10, 11].

Średnie rozmiary cząstek d_i we frakcji zatrzymanej między kolejnymi sitami o krawędziach oczek a_i i a_{i-1} można obliczyć ze wzorów:

$$d_i = \sqrt{a_i \cdot a_{i-1}} \quad \text{gdy} \quad \frac{a_{i-1}}{a_i} > 2$$

lub

$$d_i = \frac{a_i + a_{i-1}}{2} \quad \text{gdy} \quad \frac{a_{i-1}}{a_i} \leq 2$$

Przeciętny rozmiar cząstek tworzywa poddanego analizie sitowej można podać jako:

- przeciętną średnicę przesiewu

$$d_{pa} = \frac{\sum \frac{\bar{x}_R}{d_i^2}}{\sum \frac{\bar{x}_R}{d_i^3}}$$

- przeciętną średnicę cząstki obliczaną na podstawie powierzchni cząstki

$$d_{pb} = \sqrt{\frac{\bar{x}_R \cdot d_i}{\bar{x}_R \cdot d_i^3}}$$

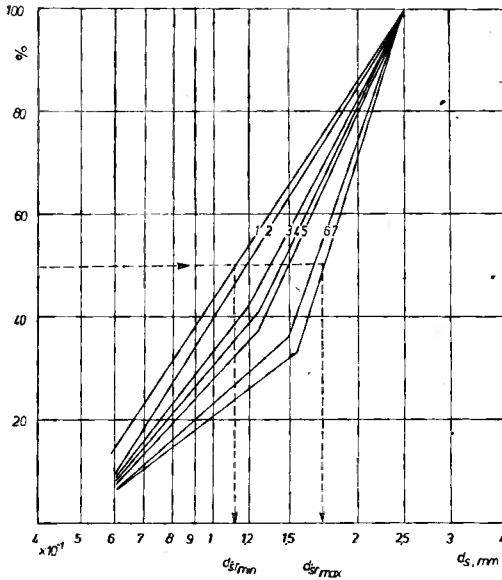
- przeciętną średnicę cząstki obliczaną na podstawie objętości cząstki

$$d_{pc} = \sqrt[3]{\frac{\bar{x}_R}{\bar{x}_R \cdot d_i^3}}$$

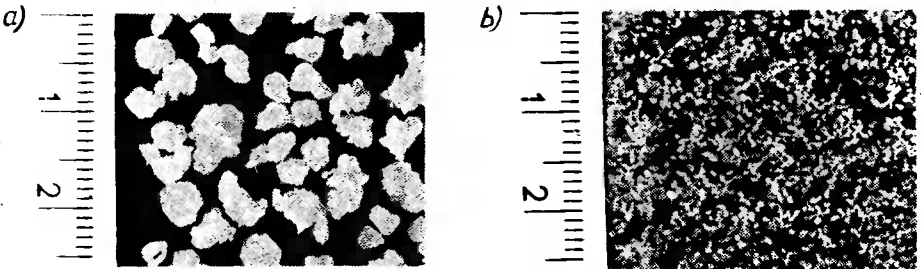
gdzie:

\bar{x}_R - procentowy lub masowy udział frakcji zatrzymanej na każdym sicie.

Na rysunku 4 przedstawiono zależność rozkładu ziarnowego aglomeratu od ilości zanieczyszczeń nawozami mineralnymi, natomiast rysunek 5 przedstawia zdjęcia wybranych frakcji aglomeratu.



Rys.4. Krzywe rozkładu ziarn aglomeratu PE-LD: 1 - tworzywo wtórne czyste, 2 - tworzywo wtórne 0,5 % zanieczyszczenia nawozami mineralnymi, 3 - tworzywo wtórne 1,0 % zanieczyszczenia nawozami mineralnymi, 4 - tworzywo wtórne 1,5 % zanieczyszczenia nawozami mineralnymi, 5 - tworzywo wtórne 3,0 % zanieczyszczenia nawozami mineralnymi, 6 - tworzywo wtórne 5,0 % zanieczyszczenia nawozami mineralnymi, 7 - tworzywo wtórne 8,0 % zanieczyszczenia nawozami mineralnymi. Linia przerywaną zaznaczono sposób określania średniej średnicy ziarn



Rys.5. Zdjęcia wybranych frakcji regenerowanego polietylenu otrzymanego w procesie aglomeracji (powiększenie 2x):
 a - frakcja aglomeratu, która pozostała na sicie o wymiarze oczka 2,5 mm,
 b - frakcja aglomeratu, która przeszła przez sito o wymiarze oczka 0,6 mm

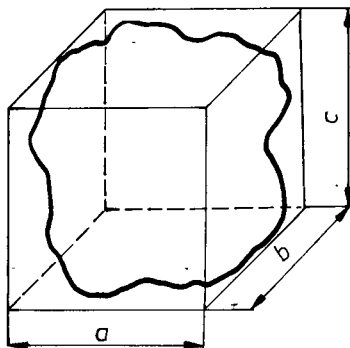
3.3. Współczynnik charakteryzujący związek między masą a objętością aglomeratu

Współczynnik charakteryzujący związek pomiędzy wymiarami liniowymi ziarn (objętością) a ich masą określa w przybliżeniu przyrost powierzchni właściwej w procesie rozdrabniania. W literaturze [6, 10] przedstawiono kilka metod, w których podjęto próby określenia tej zależności dla materiałów rozdrobnionych lub niesymetrycznych. Rysunek 6 przedstawia podstawowe wymiarowanie ziarna we współrzędnych x, y, z . Objętość V jest tu stochastyczną funkcją jego wymiarów:

$$V = \xi_0 (a, b, c)$$

gdzie:

ξ_0 - współczynnik wypełnienia, który jest zmienną losową,
 a, b, c - wymiary sześcianu opisanego na ziarnie.



Rys.6. Podstawowe wymiarowanie ziarna we współrzędnych x, y, z

W rozważaniach teoretycznych często przyjmuje się kształty (wymiary) zastępcze, które w pewnym przybliżeniu określają kształt ziarna (np. kula, sześcian, elipsoida i inne). W rozważaniach bardziej dokładnych pojawia się problem wymiarowania zgodnie z zasadą największych wymiarów. Jeden z bardziej uzasadnionych sposobów, jednoznaczny dla wszystkich możliwych kształtów ziarn, oparty jest o kryterium mechaniczne. Polega on na wyznaczeniu takiej osi z z przechodzącej przez ziarno, dla której:

$$I_z = \int (x^2 + y^2) dm = \min$$

gdzie:

I_z - moment bezwładności względem osi z ,
 x, y - współrzędne prostopadłe do osi z i prostopadłe do siebie,
 dm - masa elementarna.

Po wyznaczeniu osi z buduje się taki prostopadłościan, opisany na ziarnie, którego cztery boki są równoległe do osi z i które spełniają warunek:

$$a \cdot b \cdot c = V_{\min}$$

gdzie:

- a, b, c - boki prostopadłościanu, którego długości są wartościami wymiarów charakterystycznych ziarn,
 V - objętość prostopadłościanu.

Jest to sposób wymiarowania, który uwzględnia skupienie masy i wskazuje kierunek jej koncentracji (oś z). Posiada on jednak poważną wadę wynikającą z braku możliwości technicznych pomiaru.

3.4. Współczynnik tarcia wewnętrznego

Przy określaniu tej wielkości korzysta się z prostej zależności, która z pewnym przybliżeniem występuje pomiędzy współczynnikiem tarcia wewnętrznego a kątem naturalnego usypu:

$$\operatorname{tg} \varphi = \mu_w$$

Kąt usypu, inaczej kąt nachylenia stoku swobodnie nasypanego stożka aglomeratu do poziomu, charakteryzuje zdolność wzajemnego przemieszczania się cząstek tego tworzywa. Pomiar tej wielkości ma szczególne znaczenie w przypadku tworzyw odzyskiwanych przez aglomerację, a więc materiału o dużej niejednorodności ziarn i różnych masach nasypowych. Właściwości te mają wpływ na zachowanie się tworzywa w przetwórstwie, głównie przy jego dozowaniu. Prosta zależność kąta usypu od współczynnika tarcia wewnętrznego pozwala na uproszczoną analizę fizyczną tej wielkości. Wyniki badania kąta usypu w zależności od ilości zanieczyszczeń nawozami mineralnymi przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2

Wyniki pomiaru kąta usypu aglomeratu polietyleny zanieczyszczonego ssaletrą amonową

Poziom zanieczyszczenia %	Kąt usypu [rad]	
	wartość średnia	odchylenie standardowe
$Z_1 = 0$	0,5626	0,0146
$Z_2 = 0,5$	0,5273	0,0095
$Z_3 = 1,0$	0,5402	0,0146
$Z_4 = 1,5$	0,5743	0,0095
$Z_5 = 3,0$	0,5535	0,0078
$Z_6 = 5,0$	0,5618	0,0146
$Z_7 = 8,0$	0,5725	0,0078

4. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE

Na podstawie przedstawionych w niniejszej pracy rozważań na temat charakterystyki aglomeratu polietylenu małej gęstości oraz badania wpływu zanieczyszczeń użytkowych na jego wybrane właściwości można wyciągnąć następujące wnioski i ustalenia końcowe:

1. Istnieje potrzeba opracowania wytycznych do oceny charakteru rozdrobnienia i innych właściwości aglomeratów otrzymywanych z folii polietylenowej. Ważne to jest szczególnie ze względu na dużą ilość technologicznych i użytkowych odpadów folii polietylenowej, która jest podstawowym źródłem odzyskiwania PE-LD.

2. Przyjęte do badań aglomeratów wielkości umożliwiły bliższe poznanie wpływu zanieczyszczeń użytkowych na jego wybrane właściwości. Obecność zanieczyszczeń powoduje utrudnienia w procesie aglomeracji. Ze wzrostem zanieczyszczeń maleje masa nasypowa aglomeratu (zanieczyszczenia użytkowe mogą powodować pogorszenie kohezji zagęszczanego polietylenu małej gęstości). Rosnący ze wzrostem zanieczyszczeń udział niezaglomerowanych płatków folii ma wpływ na wzrost średniego rozmiaru ziarna.

3. Z przeprowadzonych badań wybranych właściwości aglomeratu otrzymanego z folii polietylenowej wynika potrzeba prowadzenia dalszych prac badawczych, w celu określenia między innymi stosowania wtórnego polietylenu, wpływu postaci regeneratu na: energochłonność procesu regeneracji, efektywność procesów technologicznych przetwórstwa i jakość otrzymanych wytworów.

LITERATURA

- [1] Bacher H.: Regenerieranlage für stark verschmutzte Kunststoff-Folien. Kunststoffberater 21, 11, 1976, ss. 624 - 625
- [2] Bieliński M.: Utylizacja folii rolniczych. Naukowe i techniczne problemy regeneracji elementów maszyn rolniczych. NOT, Bydgoszcz 1981, ss. 183 - 195
- [3] Bieliński M.: Wytłaczalność polietylenu regenerowanego z zanieczyszczeniami nawozami mineralnymi. Polimery 29, 7, 1984, ss. 272 - 277
- [4] Bieliński M.: Jeszcze o utylizacji folii polietylenowej z zanieczyszczeniami użytkowymi. Inżynieria i Aparatura Chemiczna 4, 1986, ss. 24 - 29
- [5] Bieliński M.: Wpływ zanieczyszczeń użytkowych na przetwórcze i mechaniczne właściwości polietylenu małej gęstości. Polimery 33, 7 - 8, 1988, s. 270
- [6] Błasiński H., Młodziński B.: Aparatura przemysłu chemicznego. WNT, Warszawa 1976
- [7] Bryła Z.: Wybrane zagadnienia utylizacji odpadów z tworzyw sztucznych. Polimery 24, 5, 1976, ss. 164 - 166

- [8] Dmitrewski J.: Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. T. 3. PWRiL, Warszawa 1978
- [9] Forschungsprogramm Wiederverwertung von Kunststoffabfällen. Institut für Kunststoffverarbeitung, Aachen 1979
- [10] Gilewicz K.: Określenie konstrukcyjnych kryteriów budowy sortowników ziemniaczanych. Praca doktorska, Akademia Rolnicza, Lublin 1975
- [11] Grochowicz J.: Technologia produkcji mieszanek paszowych. PWRiL, Warszawa 1985
- [12] Kapko J.: Odpadowe tworzywa sztuczne jako problem energetyczny surowcowy i ekologiczny. Polimery 26, 5, 1981, ss. 187-189
- [13] Kolanowski A.: Metody regeneracji tworzyw termoplastycznych. Przegląd Mechaniczny 40, 5-6, 1981, ss. 38-40
- [14] Sergienko T.E., Genel S.U.: Woprosy ekonomiki i spolzowania otchodow plasticeskich mass. Plasticeskije massy 2, 1979, s. 42
- [15] Sikora R.: Przetwórstwo tworzyw wielkocząsteczkowych. PWN, Warszawa 1987
- [16] Sikora R.: Utylizacja odpadów z tworzyw sztucznych. TNOiK, Bydgoszcz 1983
- [17] Sikora R.: Wytłaczalność i jakość polietylenu regenerowanego. Archiwum Nauki o Materiałach 5, 2, 1984, ss. 79-92
- [18] Sikora R., Kuczmaszewska A.: Polimery 27, 5, 1982, s. 221
- [19] Sikora R., Bieliński M.: Extrudieren des regenerierte Polyethylens mit Verunreinigungen durch Kunstdunger. Technomer 85, Karl-Marx-Stadt 1985
- [20] Sikora R., Bieliński M.: Festigkeiteigenschaften von verschmutztem wiederaufbereitetem Polyethylen. Kunststoffe 78, 4, 1988
- [21] Sikora R., Bieliński M.: Wybrane właściwości wytrzymałościowe polietylenu regenerowanego z zanieczyszczeniami użytkowymi. Archiwum Nauki o Materiałach 9, 2, 1987, s. 71
- [22] Żenkiewicz M.: Rozdrabnianie i aglomeracja odpadów z tworzyw termoplastycznych. Inżynieria i Aparatura Chemiczna 6, 21, 1984

CHARACTERISTICS OF AGGLOMERAT TO OBTAIN AGRICULTURAL PE FOIL WASTE

Summary

Reclaiming for production polyethylene foil waste of low density is of increasing economic and ecological importance. The object of investigations reported here was to study the influence of agglomerat to select

propriety of it, reclaimed from polyethylene foil. The individual geometrical and material characteristics depend on regeneration method and on the quality characteristic parameters regeneration process. Further investigations should be connected with the optimization of the character of crumbling and another propriety made of agglomerat PE foil.

ХАРАКТЕРИСТИКА АГЛОМЕРАТОВ ВТОРИЧНОГО ПОЛИЭТИЛЕНА, ПОЛУЧЕННОГО ИЗ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПЛЕНОК

Резюме

Возвращение к изготовлению вторичного полиэтилена имеет большое экономическое и экологическое значение. Задача работы состояла в указании общих характеристик и результатов испытаний избранных качеств агломератов, полученных из полиэтиленовой пленки. Геометрические и материальные свойства агломератов значительно зависят от методов и параметров регенерирования. Как следует из испытаний, существует необходимость разработки указаний для оценки характера дробления и других качеств агломератов, полученных из полиэтиленовой пленки.

**Biblioteka Główna ATR
w Bydgoszczy**

Cz	1006 33 1990
----	-----------------

ISSN 0208-6395