

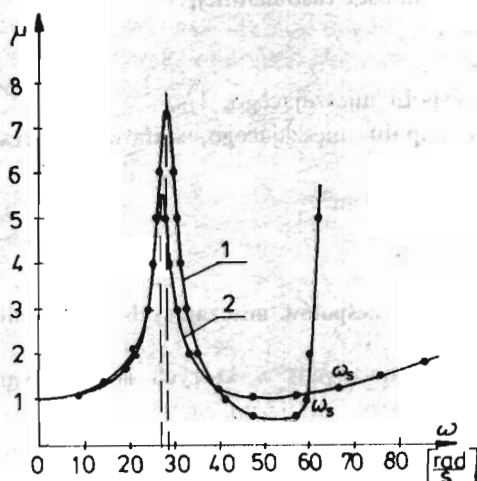
## DRGANIA SAMOWZBUDNE ZESPOŁÓW MIESZAJĄCYCH

BRONISŁAW SIÓLKOWSKI

Akademia Techniczno-Rolnicza, Bydgoszcz

### 1. Wstęp

W publikacjach [1, 2 i 3] wykazano, że dynamika szybkoobrotowych zespołów mieszających posiada specyficzne cechy, które są efektami turbulencji mieszanego czynnika. Oprócz tłumienia amplitudy drgań poprzecznych zespołu mieszającego i obniżenia częstotliwości rezonansowej, mieszana ciecz zaburza naturalny, precesyjny ruch synchroniczny, czyniąc go niestacynnym (o rosnących amplitudach w miarę wzrostu turbulencji) ruchem samowzbudnym. Wymuszający charakter oddziaływania mieszanej cieczy uwidacznia się na charakterystykach amplitudowych pokazanych na rysunku 1. W obszarze za rezonansem podstawowym nie następuje samocentrowanie się wału, charakterystyczne dla niezabu-



Rys. 1. Charakterystyki amplitudowe zespołu mieszającego z mieszadłem turbinowym odkrytym o  $d_m = 100$  mm w zbiorniku: 1 — bez przegród, 2 — z przegradami

rzonych procesów dynamicznych wirników, a amplitudy rosną bardziej lub mniej intensywnie, w zależności od tego czy zbiornik mieszalnika jest niezabudowany, czy posiada wewnętrzną zabudowę, np. w postaci pionowych listew zwanych przegrodami.

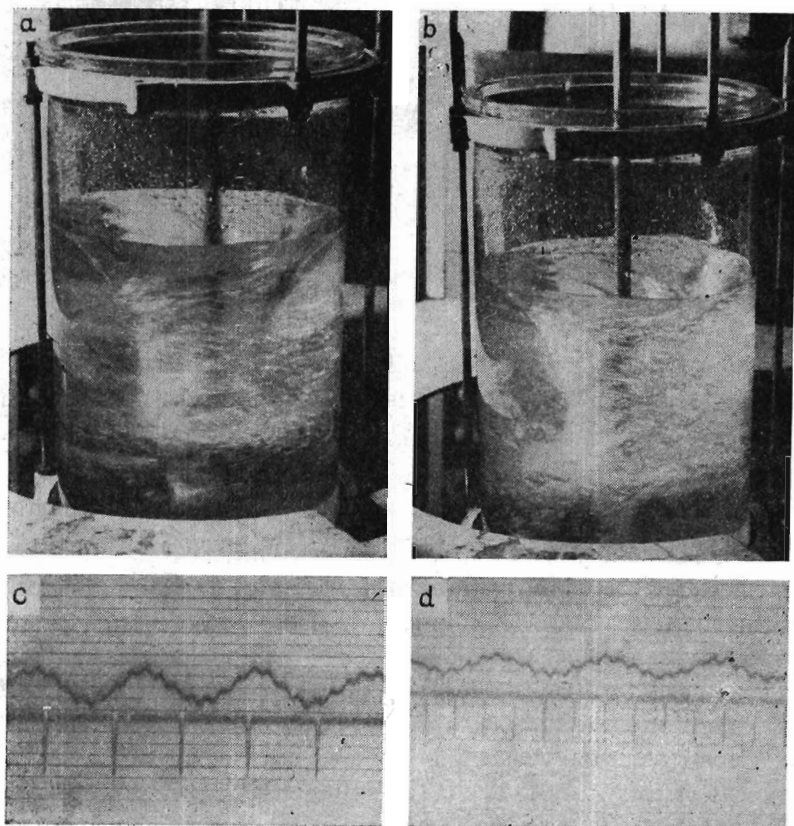
### Oznaczenia

- $C$  — parametr uwzględniający rodzaj mieszadła,  
 $d_m$  — średnica mieszadła, m,  
 $D$  — średnica zbiornika, m,  
 $e$  — energia kinetyczna turbulencji,  $\text{cm}^2/\text{s}^2$ ,  
 $f$  — częstotliwość, Hz,  
 $H$  — wysokość słupa cieczy w mieszalniku, m,  
 $l$  — wymiar liniowy wielkowymiarowych wirów turbulencji, m,  
 $M_{op}$  — moment oporowy, Nm,  
 $M_o$  — moment obrotowy, Nm,  
 $N$  — moc mieszania, W,  
 $Ne = \frac{8\pi^3 N}{\omega^3 d_m^5 Q}$  — liczba Newtona procesu mieszania,  
 $\bar{w}_n^2$  — uśrednione w czasie kwadraty prędkości pulsacji strumienia w kierunku ruchu cyrkulacyjnego cieczy w mieszalniku,  $\text{cm}^2/\text{s}^2$ ,  
 $\bar{w}_r^2$  — uśrednione w czasie kwadraty prędkości pulsacji strumienia w kierunku poprzecznym do ruchu cyrkulacyjnego cieczy w mieszalniku,  $\text{cm}^2/\text{s}^2$ ,  
 $\varepsilon$  — współczynnik rozproszenia energii turbulencji,  $\text{cm}^2/\text{s}^3$ ,  
 $\bar{\varepsilon}$  — jednostkowa moc mieszania; średni współczynnik rozproszenia energii turbulencji,  $\text{cm}^2/\text{s}^3$ ,  
 $\eta$  — dynamiczny współczynnik lepkości cieczy, mPas,  
 $\lambda$  — współczynnik niestabilności turbulentnej,  
 $\rho$  — gęstość cieczy,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ,  
 $\omega$  — prędkość kątowa, 1/s,  
 $\omega_0$  — częstość własna zespołu mieszającego, 1/s,  
 $\omega_s$  — prędkość kątowa zespołu mieszającego, stanowiąca kres górny stabilnej pracy, 1/s,  
 $V$  — objętość mieszanej cieczy,  $\text{m}^3$ ,

## 2. Drgania samowzbudne zespołów mieszających w zbiornikach bez przegród

W mieszalnikach niezabudowanych, w których istnieją warunki do tworzenia się centralnego leja w mieszanej cieczy, zaburzony ruch zespołu mieszającego ma cechy drgań samowzbudnych typowych dla wirników. Z chwilą, gdy lej centralny dojdzie do obszaru mieszadła, stateczny synchroniczny precesyjny ruch zespołu mieszającego przechodzi w ruch precesyjny asynchroniczny o szybko narastających amplitudach w miarę wzrostu prędkości obrotowej [4 i 5]. Wizualizacja tego zjawiska przedstawiona jest na rysunku 2.

W górnej części rysunku widoczne są obrazy leja centralnych, których dna znajdują się poniżej płaszczyzny mieszadeł. Natomiast w dolnej części rysunku przedstawione są fragmenty taśm rejestrujących amplitudy precesji i cykle obrotów wału. Częstości precesji są mniejsze od prędkości obrotowych wału, są one bliskie częstościom własnym zespołów mieszających. Zjawisko to można wytłumaczyć kształtem charakterystyki momentu opo-

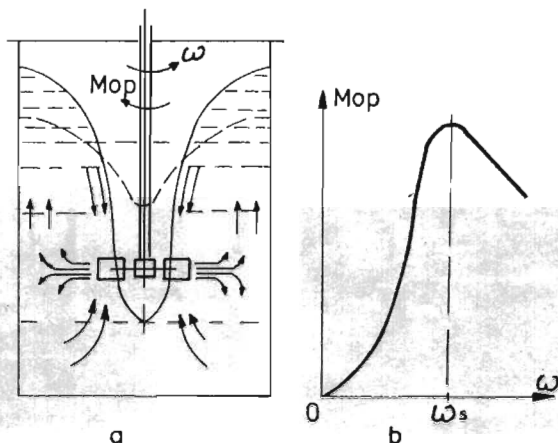


Rys. 2. Wizualizacja precesji asynchronicznej zespołu mieszającego w zbiorniku bez przegród: a) fotografia leja centralnego wytworzonego przez mieszadło turbinowe przy  $\omega = 73,3$  rad/s, b) fotografia leja centralnego wytworzonego przez mieszadło śmigłowe przy  $\omega = 157,1$  rad/s, c, d) fragmenty taśm rejestracyjnych drgań i prędkości obrotowych wału

rowego, przedstawionej na rysunku 3. Moment oporowy, którego wartość przy pełnym zanurzeniu mieszadła określana jest zależnością:

$$M_{op} = M_0 = \frac{N}{\omega} = \frac{N_e d_m^5 \rho}{8\pi^3} \omega^2 \quad (1)$$

maleje, gdy dno wiru osiągnie obszar mieszadła. Tłumienie ruchu zmienia znak i przyjmuje formę oporu ujemnego, który jest przyczyną drgań samowzбудnych o postaci współbieżnej precesji asynchronicznej (prędkość kątowa precesji maleje do wartości  $\omega_p \approx \omega_0$ ). W takich warunkach obszar stabilnej pracy zespołu mieszającego za obszarem krytycznym pierwszego rodzaju posiada kres górny, określony prędkością  $\omega_s$ , której wartość zależy od



Rys. 3. Schemat pracy mieszadła turbinowego w zbiorniku bez przegród (a) i charakterystyka oporu ruchu mieszadła (b)

stosunków wymiarowych zbiornika i mieszadła, rodzaju mieszadła i własności mieszanej cieczy. Znaczenie praktyczne tego kresu jest niewielkie, bo efektywność mieszania w tych warunkach jest mała.

### 3. Drgania samowzbudne zespołów mieszających w zbiornikach z przegrodami

Przepływ mieszanej cieczy w zabudowanych mieszalnikach mechanicznych, wyposażonych w przegrody i szybkoobrotowe mieszadła turbinowe, śmigłowe czy inne, w warunkach normalnej pracy, ma charakter turbulentny. Badania parametrów turbulencji tego przepływu podjęte zostały dopiero w ostatnich latach [6]. Z prac doświadczalnych [7, 8 i 9] wynika, że wypływająca z mieszadła ciecz, dzięki uzyskanej energii jest w ruchu turbulentnym, charakteryzującym się niską częstotliwością wirów, dużymi ich wymiarami i ewidentną anizotropią. Wielkowymiarowe wiry turbulencji o wymiarach  $L = (0,15 - 0,20) d_m$  występują z różnym nasileniem w całym obszarze mieszanej cieczy [7]. Z tego wynika, że proces rozpadania się dużych struktur wirowych nie zostaje zakończony i cały obszar mieszania jest obszarem niestabilnej turbulencji, posiadającej pewne struktury koherentne. Większość energii turbulencji (ok. 70%) zawierają wielkowymiarowe wiry o częstotliwości do kilkunastu Hz [8, 9], a jej rozpraszanie postępuje wraz z rozpadem tych wirów. Intensywność rozpraszania energii turbulencji, określona stosunkiem  $\varepsilon/\bar{\varepsilon}$ , waha się od kilkunastu, a nawet kilkudziesięciu w bezpośrednim sąsiedztwie końców łopatek mieszadła, do ok. 1 w pobliżu ścian zbiornika na poziomie mieszadła i do kilku setnych części w pobliżu lustra cieczy w zbiorniku [7]. Z kolei anizotropia turbulencji, wyrażona stosunkiem  $\sqrt{\overline{w_n^2}}/\sqrt{\overline{w_r^2}}$ , w mieszalnikach z przegrodami jest znacznie mniejsza niż w mieszalnikach bez przegród, gdzie w całym obszarze cyrkulacyjnym wynosi od 1/3 - 1/4 [8].

W teorii turbulencji istnieje szereg modeli matematycznych, według których przebiega proces rozpraszania energii turbulencji [10]. Pewną grupę tych modeli stanowią teoretyczno-empiryczne modele Prandtla-Kołmogorowa o postaci:

$$\varepsilon = e^a l^b, \quad (2)$$

gdzie  $a$  i  $b$  są wykładnikami, wyznaczanymi doświadczalnie dla konkretnych przepływów. Dość popularne są wykładniki o wartościach  $a = 3/2$  i  $b = -1$  [10]. Dla tych wartości zależność (2) przyjmuje postać:

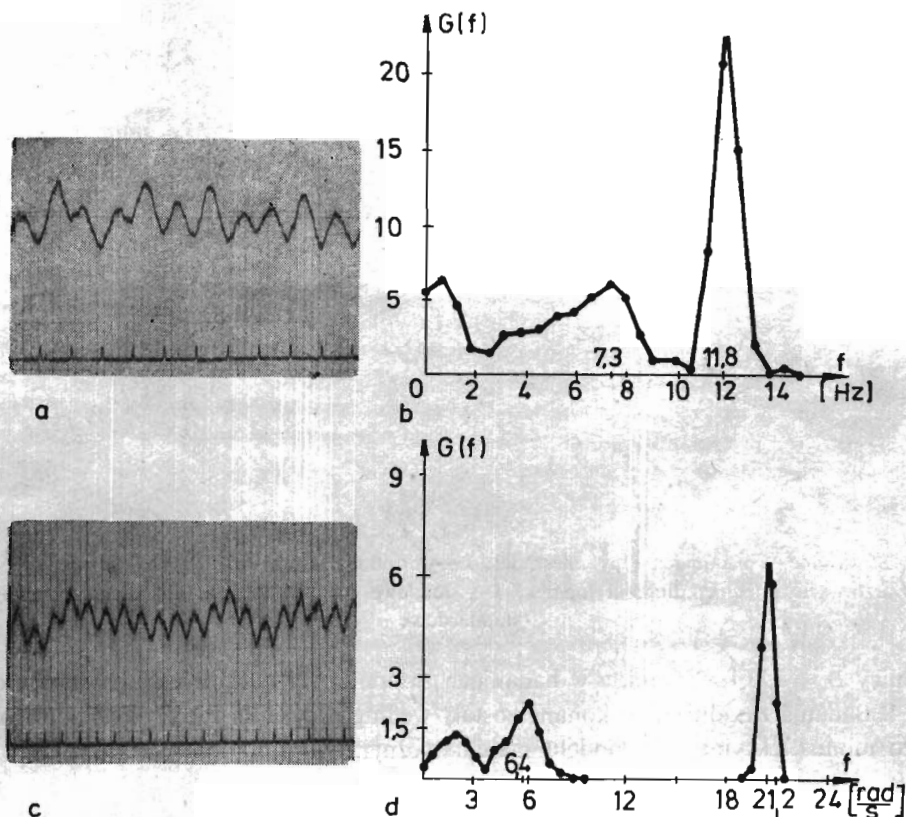
$$e = \varepsilon^{2/3} l^{2/3}. \quad (3)$$

Postać tę wykorzystano w pracach [11, 12 i 13] do analizy procesów wymiany masy i ciepła oraz do obliczenia parametrów przepływu turbulentnego w mieszalnikach z przegrodami i uzyskano niezłe wyniki w porównaniu z próbami doświadczalnymi.

W mieszalnikach z przegrodami, w których nie ma warunków do tworzenia się centralnego leja, wymuszone drgania poprzeczne zespołów mieszających mają charakter drgań samowzbudnych stochastycznych. W pracach [4 i 5] autor wykazał, że granica stabilnej pracy zespołu mieszającego z szybkoobrotowymi mieszadłami, określona stosunkiem:

$$\lambda = \frac{\omega_s}{\omega_0}, \quad (4)$$

zwanym współczynnikiem niestabilności turbulentnej, zdeterminowana jest ok. 25% udziałem widmowej gęstości mocy zaburzenia turbulentnego w całym widmie mocy wymu-

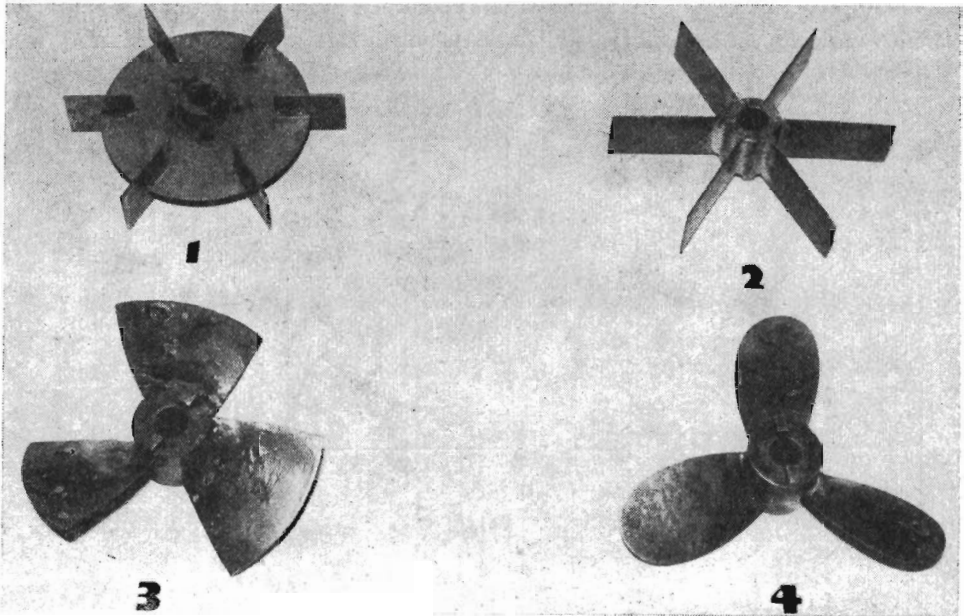


Rys. 4. Próbkę realizacji drgań zespołów mieszających i funkcje widmowej gęstości mocy dla mieszadła o  $d_m = 140$  mm w zbiorniku z przegrodami o  $D = 292$  mm: a, b) — turbinowego przy  $\omega = 73,7$  rad/s, c, d) — śmigłowego przy  $\omega = 132,7$  rad/s

szzonego ruchu poprzecznego zespołu mieszającego. Charakter wymuszenia turbulentnego jest niskoczęstotliwościowy i wynosi od zera do kilkunastu Hz. Przykładowe realizacje ruchu poprzecznego wału zespołu mieszającego i funkcje widmowej gęstości mocy pokazane są na rysunku 4. W widmie zaburzeń w pobliżu częstości własnych zespołów mieszających widoczne są piki mocy, co świadczy, że w turbulencji mieszanej cieczy w pobliżu mieszadła występują pewne struktury o takiej pulsacji.

#### 4. Badania współczynnika niestabilności turbulentnej

W pracy [5] autor przedstawił wyniki badań współczynnika niestabilności turbulentnej  $\lambda$  dla zespołów mieszających z mieszadłami turbinowymi i śmigłowymi przedstawionymi na rysunku 5, pracującymi w zbiornikach z przegrodami. W badaniach wstępnych stosowane były wszystkie mieszadła przedstawione na rysunku 5, pracujące w zbiornikach



Rys. 5. Stosowane w badaniach typy mieszadeł: 1 — turbinowe tarczowe otwarte (standardowe), 2 — turbinowe otwarte o pełnej długości łopatek, 3 — śmigłowe o poszerzonych łopatkach, 4 — śmigłowe standardowe

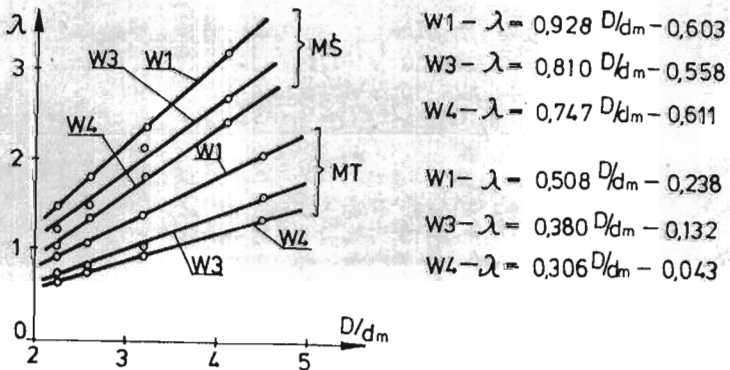
o średnicy  $D = 293$  i  $525$  mm, a w badaniach zasadniczych tylko mieszadła standardowe nr 1 i 4. Badania zasadnicze wykonane zostały według programu statycznego zdeternowanego monoselekcyjnego o modelu matematycznym:

$$\lambda = f(C, D/d_m, \nu, \omega_0, V), \quad (5)$$

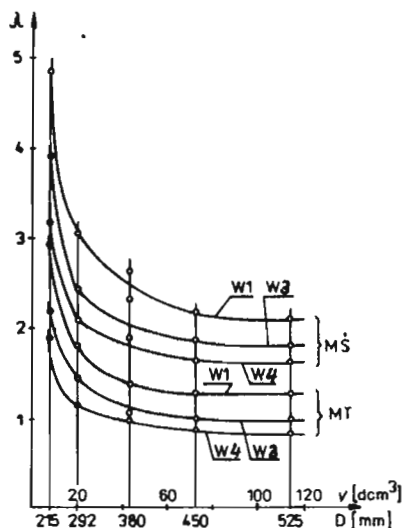
przyjętym w oparciu o analizę literatury i badania wstępne. W modelu (5) parametr  $C$  reprezentuje rodzaj mieszadeł, stosunek  $D/d_m$  uwzględnia stosunki wymiarowe zbiornika i mieszadła,  $\nu$  — rodzaj mieszanej cieczy,  $\omega_0$  — sztywność zespołu mieszającego, a objętość

Tablica 1

Średnica zbiornika $D$ [mm]	Średnica mieszadła $d_m$ [mm]		Mieszana ciecz			Rodzaj wału zespołu mieszającego		
	turbinowego	śmigłowego	rodzaj	lepkość $\eta_c$ [mPas]	gęstość $\rho_c$ [kg/m <sup>3</sup> ]	symbol	wymiary $d \times l$ [mm]	materiał
215	75	80	woda	1	1000	W1	Ø 12 × 1115	mosiądz
	100	110				W3	Ø 12 × 990	stal
292	75	80	woda	1	1000	W1	Ø 12 × 1115	mosiądz
			gliceryna	156	1215	W2	Ø 12 × 932	mosiądz
	100	110	roztwór melasy 3	610	1330	W3	Ø 12 × 990	stal
	140	140	roztwór melasy 2	1365	1450	W4	Ø 14 × 935	stal
roztwór melasy 1			2925	1640	W5	Ø 16 × 887	stal	
380	100	110	woda	1	1000	W1	Ø 12 × 1115	mosiądz
	140	140				W3	Ø 12 × 990	stal
	175	175				W4	Ø 14 × 935	stal
450	100	110	woda	1	1000	W1	Ø 12 × 1115	mosiądz
	140	140				W3	Ø 12 × 990	stal
	175	175				W4	Ø 14 × 935	stal
	200	200						
525	140	140	woda	1	1000	W1	Ø 12 × 1115	mosiądz
	175	175				W3	Ø 12 × 990	stal
	200	200				W4	Ø 14 × 935	stal



Rys. 6. Zależności  $\lambda = f(D/d_m)$  dla zespołów z mieszadłami turbinowymi (MT) i śmigłowymi (MŚ) z wałami W1, W3, i W4 w zbiorniku o  $D = 450$  mm



Rys. 7. Zależności  $\lambda = f(V)$  dla zespołów z miazadłami turbinowymi (MT) i śmigłowymi (MS) z wałami W1, W3 i W4 dla stosunku  $D/d_m = 3$

Tablica 2

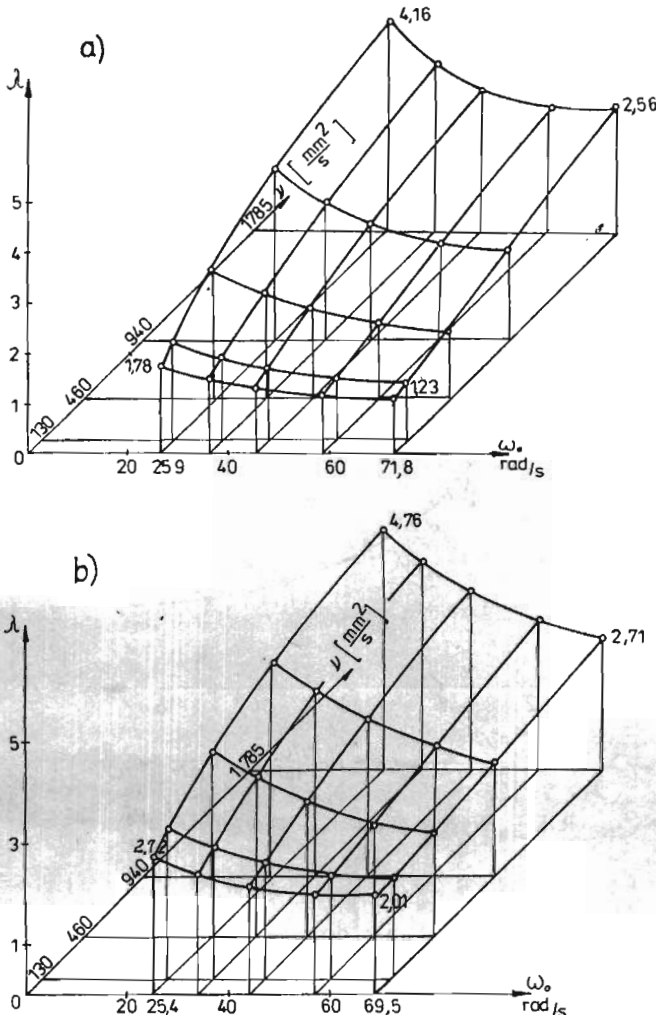
Rodzaj miazadła Stosunek $\frac{D}{d_m}$	Postać funkcji $\lambda = f(v, \omega_0)$ gdzie: $v$ [mm <sup>2</sup> /s], $\omega_0$ [rad/s]
Miazadło turbinowe tarczowe $\frac{D}{d_m} = 2,09$	$\lambda = 0,9726 + 1,6083 \cdot 10^{-3}v - 4,3789 \cdot 10^{-5}\omega_0 +$ $- 1,7779 \cdot 10^{-7}v^2 - 3,2606 \cdot 10^{-4}\omega_0^2 +$ $+ 3,9503 \cdot 10^{-9}v^2\omega_0 + 3,2190 \cdot 10^{-7}v\omega_0^2 + 3,5333 \cdot 10^{-6}\omega_0^3$
Miazadło turbinowe tarczowe $\frac{D}{d_m} = 3,89$	$\lambda = 2,9583 + 3,5343 \cdot 10^{-3}v - 5,7500 \cdot 10^{-2}\omega_0 +$ $- 0,8558 \cdot 10^{-4}v\omega_0 + 4,6572 \cdot 10^{-4}\omega_0^2 +$ $- 2,7582 \cdot 10^{-10}v^3 + 1,1606 \cdot 10^{-8}v^2\omega_0 + 5,3256 \cdot 10^{-7}v\omega_0^2$
Miazadło śmigłowe standardowe $\frac{S}{d_m} = 1 \quad \frac{D}{d_m} = 2,09$	$\lambda = 1,7269 + 1,5648 \cdot 10^{-3}v - 2,2123 \cdot 10^{-5}v\omega_0 +$ $- 3,6385 \cdot 10^{-7}v^2 - 6,5506 \cdot 10^{-4}\omega_0^2 +$ $+ 6,7868 \cdot 10^{-9}v^2\omega_0 + 0,7646 \cdot 10^{-5}\omega_0^3$
Miazadło śmigłowe standardowe $\frac{S}{d_m} = 1 \quad \frac{D}{d_m} = 3,65$	$\lambda = 3,8708 + 3,4580 \cdot 10^{-3}v - 4,8334 \cdot 10^{-2}\omega_0 +$ $- 4,8815 \cdot 10^{-5}v\omega_0 - 1,0563 \cdot 10^{-6}v^2 +$ $+ 1,7868 \cdot 10^{-8}v^2\omega_0 + 4,4635 \cdot 10^{-6}\omega_0^3$

$V$  mieszanej cieczy — wpływ skali aparatu modelowego. Badania te wykonane zostały na stanowisku badawczym, którym był mieszalnik modelowy, a zmienne parametry modelu (5) realizowane były przez wymienne elementy stanowiska zestawione w tablicy 1.



Uzyskane wyniki pomiarów współczynnika niestabilności turbulენტnej pozwoliły na opracowanie statystyczne funkcji  $\lambda = f(C, D/d_m)$ ,  $\lambda = f(C, V)$  i modelu (5). Przykładowe opracowania funkcji  $\lambda = f(D/d_m)$  i  $\lambda = f(V)$  dla mieszadeł turbinowych i śmigłowych standardowych przedstawione są na rysunkach 6 i 7. Analiza statystyczna wykazała, że zależności  $\lambda = f(D/d_m)$  są dobrze aproksymowane przez funkcje liniowe. Natomiast charakter zależności  $\lambda = f(V)$  wykazuje, że wpływ skali aparatu, który pomimo zachowania warunków podobieństwa geometrycznego i dynamicznego, występuje ale tylko dla zbiorników o małej pojemności. W sytuacji, gdy masa mieszanej cieczy jest ok. 100 razy większa od masy zespołu mieszającego, wpływ skali aparatu zanika. Spostrzeżenie to pozwoliło na uproszczenie modelu (5) do postaci:

$$\lambda = f(C, D/d_m, \nu, \omega_0), \quad (6)$$



Rys. 8. Wykresy funkcji  $\lambda = f(\nu, \omega_0)$  dla zespołu mieszającego z mieszadłem: a) turbinowym o  $D/d_m = 3,89$ , b) śmigłowym standardowym o  $D/d_m = 3,65$

który został opracowany w ten sposób, że dla dwóch wartości  $C$  (mieszadła turbinowe i śmigłowe) i dwóch wartości  $D/d_m$  opracowano statystycznie funkcje  $\lambda = f(\psi, \omega_0)$ . Funkcje te zestawione są w tabelicy 2 i przykładowe ich wykresy na rysunku 8. Liniowa zależność  $\lambda = f(D/d_m)$  umożliwia wyznaczenie wartości współczynników niestabilności turbulენტnej dla innych stosunków, praktycznie stosowanych,  $D/d_m = 3-4$  dla mieszadeł turbinowych i śmigłowych standardowych przez interpolację czy niewielką ekstrapolację liniową.

Uogólnienie tych wyników na inne typy mieszadeł szybkoobrotowych jest możliwe przez uzasadnienie tezy, że współczynnik niestabilności turbulენტnej dla wszystkich typów mieszadeł zależy od stosunku energii turbulencji do energii sprężystości zespołu mieszającego, czyli:

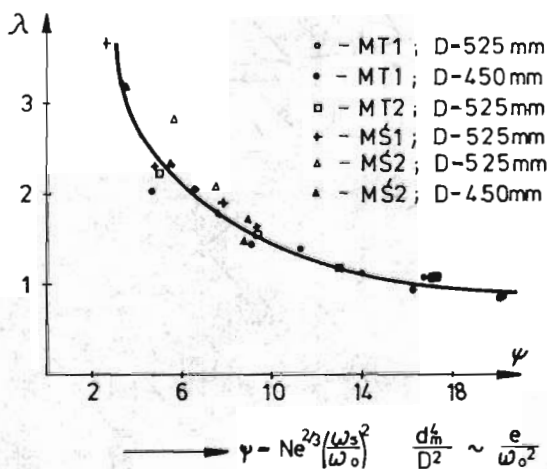
$$\lambda \sim \frac{e}{\omega_0^2}. \quad (7)$$

Jeżeli do wyrażenia (7) podstawimy zależność (3), przyjmując:

$$\varepsilon \sim \bar{\varepsilon} = \frac{N}{VQ} = \frac{4N_e \omega_s^3 d_m^5 \rho}{8\pi^4 D^2 H Q} \sim \frac{N_e \omega_s^3 d_m^5}{D^3} \text{ i } l \sim d_m,$$

to otrzymamy:

$$\frac{e}{\omega_0^2} \sim N_e^{2/3} \left( \frac{\omega_s}{\omega_0} \right)^2 \frac{d_m^4}{D^2}, \quad (8)$$



Rys. 9. Wykres funkcji  $\lambda = f\left(N_e^{2/3} \frac{\omega_s^2}{\omega_0^2} \frac{d_m^4}{D^2}\right)$

która po podstawieniu do (7) prowadzi do modelu matematycznego:

$$\lambda = f\left[N_e^{2/3} \left(\frac{\omega_s}{\omega_0}\right)^2 \frac{d_m^4}{D^2}\right], \quad (9)$$

uzasadniającego przedstawioną wyżej tezę.

Tablica 3

Lp.	Współczynnik niestabilności turbulentnej $\lambda$	Rodzaj mieszadła	Stosunek $\frac{D}{d_m}$	Średnica mieszadła $\frac{D}{[\text{mm}]}$	Częstość własna $\omega_0$ $\left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$	Liczba Reynoldsa $Re \cdot 10^{-5}$	Liczba Newtona $Ne$	$\psi = Ne^{2/3} \frac{\omega_0^2}{\omega_0^2} \frac{d_m^4}{D^2} 10^{-3}$
1	0,90	MT1	2,25	450	18,3	1,05	5,5	19,9
2	0,95	MT1	2,63	525	25,1	1,51	5,5	16,3
3	1,04	MT2	2,63	525	25,4	2,10	4,5	17,1
4	1,08	MT1	2,57	450	19,7	1,04	5,5	16,8
5	1,15	MT1	3,00	525	27,0	1,51	5,5	14,0
6	1,19	MT2	3,00	525	27,2	1,58	4,5	13,1
7	1,38	MT1	3,21	450	23,7	1,02	5,5	11,3
8	1,45	MT1	3,75	525	28,8	1,30	5,5	9,1
9	1,48	MŚ2	2,25	450	21,9	2,06	0,36	8,8
10	1,57	MT2	3,75	525	29,3	1,43	4,5	9,4
11	1,60	MŚ1	2,63	525	26,3	3,34	0,50	9,4
12	1,74	MŚ2	2,63	525	21,9	3,03	0,36	8,9
13	1,80	MŚ2	2,57	450	22,6	1,98	0,36	7,6
14	1,92	MŚ1	3,00	525	27,3	2,55	0,50	7,9
15	2,04	MT1	5,25	525	29,5	0,96	5,5	4,7
16	2,05	MT1	4,50	450	24,8	0,81	5,5	6,5
17	2,09	MŚ2	3,00	525	22,6	2,30	0,36	7,5
18	2,25	MT2	5,25	525	30,9	1,11	4,5	5,0
19	2,33	MŚ1	3,75	525	28,3	2,06	0,50	4,8
20	2,36	MŚ2	3,21	450	24,0	1,77	0,36	5,3
21	2,84	MŚ2	3,75	525	24,0	2,13	0,36	5,7
22	3,20	MŚ2	4,09	450	25,2	1,55	0,36	3,5
23	3,43	MŚ1	5,25	525	29,1	1,59	0,50	2,7

Korelacja zależności (9) widoczna jest na rysunku 9 dla czterech typów mieszadeł przedstawionych na rysunku 5, pracujących w zbliżonych warunkach, określonych danymi zawartymi w tabelicy 3.

## 5. Wnioski

1. W mieszalnikach mechanicznych energia mieszanej cieczy jest przyczyną wzbudzenia drgań samowzbudnych poprzecznych zespołów mieszających. W miarę uporządkowana cyrkulacja obwodowa mieszanej cieczy, przy której powstaje centralny lej, powoduje regularne drgania samowzbudne o charakterze precesji współbieżnej asynchronicznej. Początek tego zjawiska ma miejsce, gdy dno leja centralnego dochodzi w obszar mieszadła. Bardziej turbulentna cyrkulacja promieniowo-osiowa, występująca w mieszalnikach z przegrodami, wywołuje drgania samowzbudne stochastyczne niskoczęstotliwościowe.

2. W typowych konstrukcjach mieszalników drgania samowzbudne występują w obszarze prędkości obrotowych przewyższających podstawowe prędkości krytyczne. Ponieważ pojawienie się ich jest równoznaczne z niestabilnością pracy zespołów mieszających, to stabilne warunki pracy mieszalników z wałami giętkimi są ograniczone.

3. Obszar stabilnej pracy zespołów mieszających z wałami giętkimi w zbiornikach z przegrodami ograniczony jest współczynnikiem niestabilności turbulentnej  $\lambda$ , określonym zależnościami podanymi w tabelicy 2. Zależności te umożliwiają określenie tego współczynnika dla mieszadeł turbinowych tarczowych otwartych i śmigłowych standardowych dla dowolnych stosunków  $D/d_m$  przez interpolację liniową oraz umożliwiają oszacowanie jego wartości dla innych typów szybkoobrotowych mieszadeł, przez interpolację za pomocą parametru  $N_c^{2/3}$ .

## Literatura

1. О. Д. Афонин, А. И. Милченко, М. Ф. Михалев, *К расчёту валов быстроходных мешалок*, Хим. и Нефт. Машиностроение, 12, 1971
2. S. BURGER, *Einfluss hydrodynamischer Kräfteinwirkungen auf die Biegeschwingungen von Rührwellen*, Chemie Ing. Techn. Nr 6, 1971.
3. B. SIÓLKOWSKI, *O niektórych problemach dynamiki mieszadeł szybkoobrotowych*, BTN Seria B Nr 14 PWN Warszawa—Poznań 1982.
4. B. SIÓLKOWSKI, *Charakter wymuszenia burzliwego mieszanej cieczy na drgania poprzeczne wału*, Mater. VII Symp. Techniki Wibracyjnej i Wibroakustyki. Wyd. AGH Kraków 1984.
5. B. SIÓLKOWSKI, *Badania stateczności ruchu szybkoobrotowych mieszadeł*, Rozprawy Nr 15 AT-R Bydgoszcz 1986.
6. F. STRĘK, *Mieszanie i mieszalniki*, WNT Warszawa 1981.
7. F. LIEPE, H. O. MÖCKEL, H. WINKLER, *Untersuchungen über Homogenisieren und über Turbulenz in Rührmaschinen*, Chem. Techn. 23, 4/5, 1971.
8. S. NAGATA, M. NISHIKAWA, A. INOUE, Y. OKAMOTO, *Turbulence in nonbaffled mixing vessel*, J. Chem. Eng. Jap. 8, 3, 1975.
9. A. A. GÜNKEL, M. E. WEBER, *Flow phenoma in stirred tanks*, AIChE Journal Vol. 21, Nr 5, 1975.
10. W. FROST, T. H. MOULDEN, *Turbulence, Vol. 1, Fundamentals and Applications*, Plenum Press New York and London 1977.

11. H. BŁASIŃSKI, A. HEIM, C. KUNCEWICZ, *Zależność między mocą mieszania a przenoszeniem ciepła podczas mieszania cieczy pseudoplastycznych mieszadłami wstęgowymi*, Inżynieria Chemicz. VII, 3, 1977.
12. F. STRĘK, J. KARZ, *Optymalizacja geometrii mieszalnika cieczy*, Inżynieria Chem. i Procesowa 5, 1, 1984.
13. P. S. HARVEY, M. GREAVES, *Turbulent flow in an agitated vessel*, Part I i II, Trans. I. Chem. E., Vol. 60 1982.

## Р е з ю м е

## АВТОКОЛЕБАНИЯ РОТОРОВ МЕШАЛОК

В статье автор представил явление автоколебательных режимов работы валов быстроходных мешалок. В перемешивающих устройствах без перегородок автоколебания валов имеют вид прямой асинхронной прецессии, а в устройствах с перегородками являются стохастическими колебаниями с малой частотой.

## S u m m a r y

## SELF — EXCITED VIBRATION OF MIXER SYSTEMS

In the paper the behaviour of the self excited vibrations of shaft in the mixers of the liquid was shown. In the nonbaffled mixing vessel these vibrations are typical for the impellers with regular asynchronous precession. In baffled mixing vessels the vibrations have the low — frequency stochastic character.

*Praca wpłynęła do Redakcji dnia 2 lipca 1987 roku*