

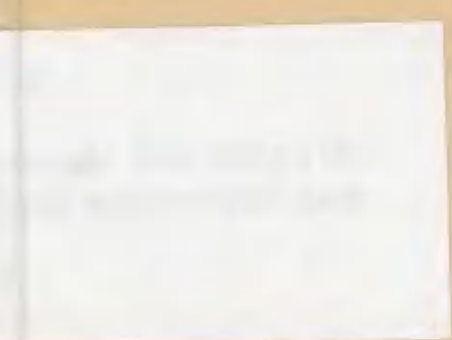
NW

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

Rozprawy
nr 15

BRONISŁAW SIOŁKOWSKI

**BADANIA STATECZNOŚCI RUCHU
SZYBKOOBROTOWYCH MIESZADEŁ**



BYDGOSZCZ — 1986

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

Rozprawy

nr 15

BRONISŁAW SIOŁKOWSKI

**BADANIA STATECZNOŚCI RUCHU
SZYBKOOBROTOWYCH MIESZADEŁ**

BYDGOSZCZ — 1986

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO
doc. dr hab. Juliusz Skonieczny

OPINIODAWCY

prof. dr hab. Józef Nizioł
prof. dr hab. inż. Jerzy Pikoń

REDAKTOR NAUKOWY

doc. dr hab. inż. Józef Szala

OPRACOWANIE REDAKCYJNE

mgr Halina Koziółkiewicz



Wydano za zgodą Rektora
Akademii Techniczno-Rolniczej
w Bydgoszczy

ISSN 0209-0597

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

Wyd. I Nakład 100 + 50 Ark. wyd. 7,47 Ark. druk 8,5 Papier kl. V.
Oddano do druku w maju 1986 r. Druk ukończono w czerwcu 1986 r.
MNiSzW Cena 99 zł
Prasowe Zakłady Graficzne RSW „Prasa-Książka-Ruch” w Bydgoszczy,
ul. Dworcowa 13
Zam. nr 1832/86. M-4

10 0. 28 7

S p i s t r e ś c i

	str.
Ważniejsze oznaczenia	5
1. Wstęp	7
1.1. Ogólne cechy dynamiki wirników	7
1.2. Ogólna charakterystyka szybkoobrotowych mieszadeł	14
2. Analiza dotychczasowego stanu wiedzy o dynamice szybkoobrotowych mieszadeł	18
2.1. Badania wpływu mieszanej cieczy na drgania wałów mieszadeł	18
2.1.1. Wpływ masy pozornej i sił tarcia na drgania wału ..	18
2.1.2. Hydrodynamiczne siły poprzeczne styczne i promienio- wa	23
2.1.3. Hydrodynamiczne siły wzdłużne /osiowe/	25
2.2. Określenie prędkości krytycznej wałów mieszadeł	25
2.2.1. Metoda nomogramów	25
2.2.2. Metoda zastępczej masy i sztywności	28
2.2.3. Metoda współczynników	30
2.2.4. Metoda oparta na regule Dunkerley'a	31
2.3. Badania stateczności wałów giętkich	34
2.4. Podsumowanie opisanych badań	39
3. Badania własne	42
3.1. Cel i zakres badań własnych	42
3.2. Koncepcja badań własnych	43
3.3. Stanowisko badawcze	48
3.3.1. Opis stanowiska badawczego	48
3.3.2. Analiza stanowiska badawczego	52
3.3.3. Metodyka pomiarów na stanowisku badawczym	55
3.4. Badania tłumiącego działania mieszanej cieczy	56
3.4.1. Badania poznawcze obniżenia częstości rezonansowej .	60
3.4.2. Badania tłumienia amplitudy rezonansowej	63
3.4.3. Badania efektywności stosowanych tłumików amplitud drgań rezonansowych	65
3.4.4. Badania optymalizacyjne tłumików walcowo-stożkowych mieszadeł śmigłowych	71
3.4.5. Podsumowanie badań działania tłumiącego	74
3.5. Badania wymuszającego działania mieszanej cieczy	78
3.5.1. Badania poznawcze charakteru wymuszenia	78

	str.
3.5.2. Badania kresu górnego statecznej pracy zespołu mieszającego	89
3.5.3. Podsumowanie badań wymuszającego działania mieszanej cieczy	98
3.6. Analiza stosowanych metod obliczeń prędkości krytycznych .	103
4. Wnioski	109
Literatura	113
Dodatek. Zestawienie tablic D1 + D9	119
Streszczenia	132

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- A - amplituda drgań poprzecznych wału, m, mm,
- A_k - amplituda rezonansowa, m, mm,
- c - współczynnik wpływu Maxwella, s^2/kg , s^2/kgm , s^2/kgm^2 ,
- C_1 - współczynnik siły stycznej oddziaływania mieszanej cieczy na mieszadło,
- d - średnica wału, m, mm,
- d_m - średnica mieszadła, m, mm,
- d_t - średnica tłumika, m, mm,
- D - średnica wewnętrzna zbiornika, m, mm,
- D_t - średnica tarczy, m, mm,
- e - promień niewyrównoważenia tarczy, odkształcenie statyczne osi wału, mm,
- E - moduł sprężystości podłużnej materiału wału, MPa,
- f - częstotliwość drgań, Hz,
- F - pole powierzchni, mm^2 ,
- h - wysokość tłumika, mm,
- h_m - wysokość ustawienia płaszczyzny mieszadła od dna zbiornika, mm,
- H - wysokość słupa cieczy w zbiorniku mieszalnika, mm,
- I - moment bezwładności przekroju wału względem osi zginania, mm^4 ,
- J - moment bezwładności masy tarczy względem średnicy, kgm^2 ,
- k - stała sprężystości wału, kg/s^2 , stosunek mas,
- K - współczynnik siły promieniowej oddziaływania mieszanej cieczy na mieszadło,
- l - długość odcinka wału, m, mm,
- l' - długość płasty mieszadła, mm,
- L - długość wału, m, mm,
- m - masa dyskretna, kg,
- m_m, M - masa mieszadła, kg,
- m_h - masa pozorną cieczy, kg,
- m' - masa jednostki długości wału, kg/mm,
- n - prędkość obrotowa zespołu mieszającego, obr/s,
- N - liczba pomiarów w jednoczynnikowym cyklu badań,
- p - częstość precesji wału, rad/s,

- P_{gr} - ciśnienie cieczy na tarczy mieszadła, MPa
 P - siła, N,
 - moc, W,
 R - opór czołowy mieszadła, kg/s,
 s - smukłość wału,
 t - czas, s,
 v - prędkość, m/s,
 V - objętość, m^3 , dm^3 ,
 α - kąty, $^\circ$,
 - parametry,
 β - stosunek powierzchni wykresów,
 δ - stosunek D/d_m ,
 ε - współczynnik obniżenia częstości rezonansowej,
 ρ_c - współczynnik lepkości dynamicznej mieszanej cieczy, mPas,
 ρ_o - współczynnik lepkości dynamicznej powietrza, mPas, Pas,
 ρ_w - współczynnik lepkości dynamicznej wody, mPas, Pas,
 κ - stosunek l/L ,
 λ - współczynnik niestateczności turbulentnej,
 μ - współczynnik uwielokrotnienia amplitudy,
 μ_k - współczynnik uwielokrotnienia amplitudy rezonansowej,
 ν - współczynnik lepkości kinematycznej cieczy, mm^2/s ,
 - częstotliwość pulsacyjnych ruchów cieczy, Hz,
 ρ - gęstość, kg/m^3 ,
 ρ_c - gęstość mieszanej cieczy, kg/m^3 ,
 ρ_w - gęstość wody, kg/m^3 ,
 ρ_o - gęstość powietrza, kg/m^3 ,
 ψ - droga katowa, rad,
 ϑ - stosunek D_t/L ,
 ω - prędkość katowa, częstość katowa /pulsacja/, rad/s,
 ω_k - częstość katowa rezonansowa /krytyczna/, rad/s,
 ω_o - częstość katowa rezonansowa drgań w powietrzu, rad/s,
 ω_c - częstość katowa rezonansowa drgań w mieszanej cieczy, rad/s,
 ω_s - częstość katowa początku niestateczności turbulentnej, rad/s.

1. WSTĘP

1.1. Ogólne cechy dynamiki wirników

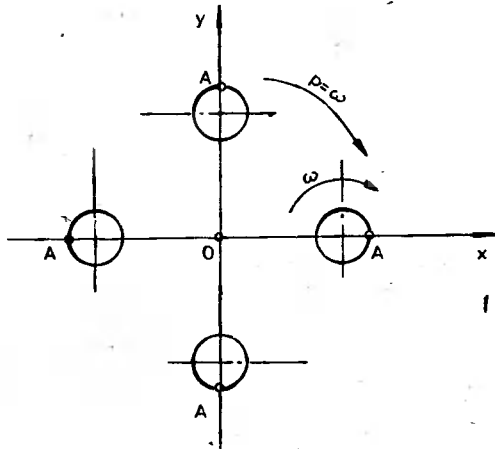
Rozwój współczesnych maszyn wirnikowych zmierza zarówno w kierunku zwiększenia mocy i prędkości obrotowych oraz rozszerzenia zakresu obrotów roboczych wirnika przy zachowaniu stateczności ruchu, jak i w kierunku stopniowego zmniejszania ciężaru konstrukcji, przy jednoczesnym stałym podwyższaniu współczynnika sprawności i stateczności. W szybkoobrotowych maszynach zagadnienie stateczności podstawowego ruchu, zmniejszenie do minimum szkodliwych drgań elementów odgrywają ogromną rolę. Wzbudzenie drgań o rosnących amplitudach, niedostateczna stateczność ruchu wirowania wału przeszkadzają w eksploatacji maszyn wirnikowych, a także bywają przyczyną poważnych awarii. Mimo dużego zainteresowania i ogromnej liczby opublikowanych prac, poświęconych analizie procesów dynamicznych przebiegających w układach wirujących, nie wszystkie szczegóły tego procesu zostały wyjaśnione. Istnienie najrozmaitszych źródeł wymuszeń drgań o różnych intensywnościach i częstościach, jak również wpływ czynników rozproszenia energii w układach wirujących o złożonych konfiguracjach, wymagają analizy, w której byłyby uwzględnione z jednej strony rzeczywiste obciążenia w połączeniu z procesem wirowania i ruchem drgającym, a z drugiej ruch wirujący i drgania byłyby rozpatrzone w powiązaniu ze stanem naprężeń elementów wirnika.

Szczególną cechą zjawisk dynamicznych występujących w układach wirujących jest fakt, że nie można oddzielić ruchu drgającego wirnika /drgania giętne, giętno-skrętne lub giętno-skrętno-wzdłużne wirującego wału, oraz drgania łożysk, podpór łożyskowych, czy całego korpusu/ od ruchu wirowania /chwilowych obrotów własnych wału wirnika/. Oba te ruchy są wzajemnie sprzężone. Podstawowym ruchem wirnika jest ruch obrotowy. Może on być równomierny lub nierównomierny i przebiegać z drganiami skrętnymi, co obserwuje się w układach wirnikowych posiadających gęsto rozmieszczone łożyska, dużą sztywność na zginanie i małą sztywność skręcania. W tego typu układach podstawowym zadaniem dynamiki jest badanie drgań skrętnych, przy założeniu, że sztywność wałów na zginanie i rozciąganie jest duża i drgania giętne oraz wzdłużne nie odgrywają istotnej roli.

Przy pominięciu drgań wzdłużnych wierniejszym obrazem przebiegu ruchu wirnika są jego sprzężone drgania skrętno-giętne. W tym przypadku zakłada się, że wał posiada podatność zarówno na skręcanie jak i zginanie. Drgania skrętne są przyczyną drgań giętych i odwrotnie. Przy założeniu tzw. małych drgań /drgań liniowych/ równania opisujące drgania giętne i równania

opisujące drgania skrętne są niezależne. Dokładniejsze ujęcie zadania prowadzi do układu równań nieliniowych, opisujących drgania skrętno-giętne wału. Analiza takiego układu jest oczywiście trudniejsza, ale daje możliwość wyjaśnienia i opisanie bardziej subtelnych zjawisk dynamiki wirników jak: rezonans parametryczny, samowzbudność i przepływ energii oraz inicjacja drgań giętych typu parametrycznego przez drgania skrętne [13, 14, 15].

Przy uproszczonej analizie, gdy wał ma dużą sztywność na skręcanie w porównaniu ze sztywnością zginania i jego prędkość kątowna jest jednakowa we wszystkich przekrojach, zakłada się, że występują tylko drgania giętne wału. Drgania giętne wirującego wału nazywane są drganiami obrotowymi, lub precesją wału dookoła nieruchomej osi. To ostatnie określenie łączy się z analogią ruchu wygiętej osi wału z ruchem precesyjnym bryły sztywnej dookoła nieruchomego punktu. Naturalny ruch precesyjny wirującego wirnika na odkształcalnym wale, wywołany siłami odśrodkowymi niewyważonych mas wirnika, jest ruchem precesyjnym prostym [96, 97]. Precesja przeciwbieżna /odwrotna/ wirnika nie może być wywołana siłami bezwładności niewyważonych mas wirnika, ponieważ wektory tych sił zawsze wirują zgodnie z prędkością obrotową wału [43]. Jeżeli prędkość kątowna ruchu precesyjnego wygiętej osi wału jest równa prędkości kątownej własnej wału $p = \omega$, to jest to precesja synchroniczna i w takim ruchu naprężenia gnące w wale są stałe /rysunek 1.1/.



Rys.1.1. Schemat ruchu precesyjnego prostego synchronicznego wału

Ruch taki jest superpozycją dwóch ortogonalnych drgań o analogicznych częstościach i fazach drgań poprzecznych. Jest on z technicznego punktu widzenia stateczny w takim zakresie prędkości, w jakim dopuszczalna jest wartość amplitudy precesji [7, 8]. Tak sprecyzowane warunki statecznego ruchu na ogół są spełnione w przypadkach technicznie wyważonych wirników pracujących na tzw. wałach sztywnych, czyli pracujących w obszarze prędkości dokrytycznych. Zaburzenia pojawiające się w takich warunkach pracy

mogą chwilowo zmieniać amplitudę precesji, ale nie zaburzają synchronii ruchu.

W obszarze podstawowej prędkości krytycznej, która po pominięciu efektów żyroskopowych równa jest podstawowej częstości drgań własnych nieobracającego się wału, dynamiczna sztywność wału dąży do zera, a amplitudy precesji rosną nieograniczenie, gdy nie ma tarcia zewnętrznego lub do maksymalnej wartości z uwzględnieniem tarcia. Ruch precesyjny jest wówczas niestateczny, ale zachowuje synchronię.

W obszarze zakrytycznym wzrasta dynamiczna sztywność wału i następuje tzw. uspokojenie drgań, związane z przyspieszeniem Coriolisa [17], aż do następnej prędkości krytycznej. Tak precyzuje drgania giętne wałów giętkich elementarna teoria drgań. Tak wały rzeczywiste zachowują się, gdy nie ma sił tłumiących i zaburzających /z wyjątkiem sił odśrodkowych/. Znane są obecnie zjawiska pojawiania się drgań samowzbudnych w obszarze zakrytycznym wirujących wałów, wywołanych tarciami wewnętrznymi [9, 39, 54, 55]. Przy prędkościach przewyższających prędkość krytyczną, siły tłumienia wewnętrznego działają zgodnie z kierunkiem ruchu wirowania i jeżeli są dostatecznie duże w porównaniu z siłami tarcia zewnętrznego, to mogą spowodować wzbudzenie drgań niegasnących, typu precesji asynchronicznej. W takim przypadku prędkość precesji jest bliska podstawowej częstości krytycznej.

Podobne zjawisko o charakterze precesji asynchronicznej, z prędkością równą podstawowej częstości własnej można zaobserwować w wirnikach wirówek pracujących w pobliżu drugiej harmonicznej częstości drgań własnych [19]. Wirniki te charakteryzują się dużą podatnością wysięgnikowych wałów z zamocowaną na końcu dużą masą. Przy zmianie postaci drgań, czemu przeciwstawia się duża masa, następuje wytrącenie z synchronii ruchu precesyjnego i przejście w niebezpieczny technicznie ruch asynchroniczny.

Precesyjny ruch wirnika złożony z prędkości obrotowej własnej i prędkości precesji jest naturalnym ruchem wirnika. Pierwszy z tych ruchów jest związany z programowym funkcjonowaniem wirnika, a drugi jest jego zaburzeniem. Idealnym ruchem wirnika byłby więc wyłącznie ruch obrotowy. W rzeczywistości jest on ruchem zaburzonym, a przyczyny zaburzeń są różnorodne. Niektóre z nich wynikają z samych warunków pracy wirnika, inne z niedokładności wykonania elementów wirnika i ich montażu, a jeszcze inne z różnej intensywności zużywania się tych części w czasie eksploatacji.

Jedną z najpoważniejszych przyczyn zaburzeń ruchu wirującego stanowią odśrodkowe siły bezwładności, powstające wskutek niepokrywania się osi wirowania z jedną z głównych centralnych osi bezwładności układu wirującego. Niejednakowe usytuowanie tych osi jest powodowane specyfiką konstrukcji części wirujących lub procesu roboczego wirnika, wskutek nieidealnego wyrównoważenia technologicznego, czy wskutek nierównomiernego zużywania się części. Można stwierdzić, że pewne niewyrównoważenie wystąpi w rzeczywistości zawsze, a więc ruch precesyjny wywołany niewyrównoważeniem jest ruchem naturalnym, a w procesie zapobiegania jego skutkom dąży się do minimalizacji amplitudy. Przy precesji synchronicznej strzałka ugięcia wału zależy zarówno od wartości amplitud sił bezwładności, jak i od usytuowania

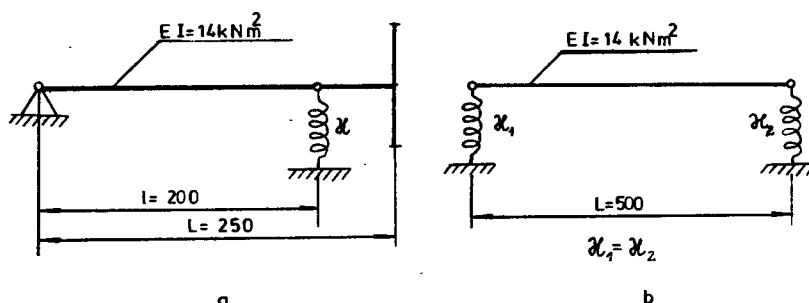
wartości prędkości kątowej w widmie częstości własnych układu. Odśrodkowe siły bezwładności działają bowiem jak zewnętrzne okresowe wymuszenie i mogą wywoływać zjawisko rezonansu, które w tym przypadku nosi nazwę stanu krytycznego pierwszego rodzaju.

Drgania obrotowe kołowe wymagają izotropii promieniowej sztywności wału. W przypadku gdy wał ma niejednakowe własności sprężyste w płaszczyznach zginania, w czasie wirowania mogą pojawić się efekty podobne do efektu obserwowanego w układach wymuszanych parametrycznie, tzn. istnieje zakres prędkości kątowych, w których wirowanie jest niestateczne, precesja synchroniczna przechodzi w asynchroniczną [6, 10, 36, 55, 89]. W przypadku różnych sztywności w dwóch kierunkach ortogonalnych /wał owalny albo spłaszczony/ pasmo niestateczne leży między częstościami i w otoczeniu częstości własnych obu kierunków. Podobne zjawisko występuje jeżeli na wale osadzone są stosunkowo sztywne tarcze i bębny o różnych głównych momentach bezwładności względem osi prostopadłych do osi wirowania /jest to tzw. przypadek anizotropii własności bezwładnościowych [55, 99] /.

W przypadku niepiónowego usytuowania ciężkiego wirnika, gdy elementy jego znajdują się pod działaniem pola grawitacyjnego, siły ciężkości wywołując nierównomierność obrotów mogą spowodować tzw. stan krytyczny drugiego rodzaju. Zjawisko to wyraźnie występuje, gdy wał ma charakter anizotropowy lub stosunkowo duże niewyważenie wirnika. Oczywiście obok pola grawitacyjnego, przyczyną powstawania stanów krytycznych drugiego rodzaju mogą być działania pól innego rodzaju, np. pole magnetyczne. Wartość obrotów krytycznych drugiego rodzaju równa jest w przybliżeniu połowie podstawowej częstości krytycznej wału [30, 36, 43, 55].

Sposób ułożyskowania i podparcia wału odgrywa nie małą rolę w pracy wirnika. Łożyska i podpory łożyskowe spełniają ważne funkcje: ustalają położenie wału, przenoszą obciążenia statyczne i dynamiczne powstające przy ruchu wału, zwiększają podatność układu, w wielu przypadkach są amortyzatorami drgań. Obecność łożysk i podpór łożyskowych w istotny sposób wpływa na dynamiczne warunki w układzie wirującym. Z punktu widzenia prawidłowości pracy maszyny wirnikowej, łożyska i podpory łożyskowe mogą przynosić korzystne efekty, np. mogą tłumić drgania, jak i stanowić źródło nowych zakłóceń wirującego ruchu. Ruch kulek, czy rolek w łożyskach tocznych, może powodować powstanie drgań parametrycznych wału [37, 86]. Łożyska ślizgowe są źródłem destabilizujących sił hydrodynamicznych, wywołujących drgania samowzbudne wału i przejście jego w ruch precesyjny asynchroniczny [17, 62, 63, 90, 91]. Podatność podpór zmniejsza prędkość krytyczną wału i amplitudy rezonansowe drgań wału [21, 36, 43]. Z wyników pracy [21] można oszacować przy jakim stosunku sztywności podpory do sztywności wirnika można podporę traktować jako doskonale sztywną. I tak dla modelu wirnika z rysunku 1.2a stosunek ten wynosi około 40, a dla modelu z rysunku 1.2b około 100. Różna podatność podparcia w dwóch kierunkach powoduje różne amplitudy drgań wału $x_{\max} \neq y_{\max}$ z rys. 1.1/, czyli tor ruchu precesyjnego jest elipsą. Anizotropia własności sprężystych poszczególnych podpór w połączeniu ze skręceniem względem siebie głównych

płaszczyzn sztywności poszczególnych podpór, przy znacznym niewyważeniu, może doprowadzić do precesji odwrotnej wału. Podobne zjawisko precesji odwrotnej wału może powstać przy wzbudzeniu kinematycznym, pochodzącym od drgań korpusu, z którym połączone są podatne podpory.



Rys.1.2. Modele wirnika

a/ przewieszony z tarczą

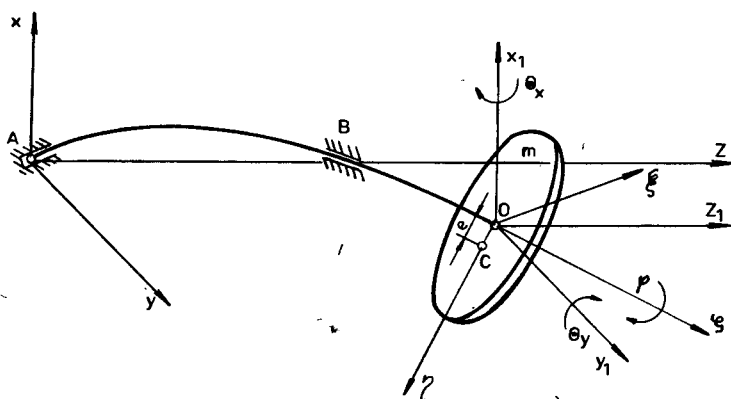
b/ międzypodporowy jednorodny

Zagadnienie drgań rezonansowych wału znacznie się komplikuje, gdy wał mający niejednakowe sztywności zginania podparty jest w podatnych podporach również typu anizotropowego. Występuje wtedy szereg obszarów niestaceczności, powstających w pobliżu $1/2, 1/3, 1/4, \dots$ wartości prędkości krytycznych odpowiedniego wirnika izotropowego. Niekorzystny wpływ różnicy sztywności podpór jest tym większy im wał jest bardziej elastyczny w stosunku do podpór. A więc jeżeli anizotropia wirnika jest nieunikniona, to podpory powinny być dostatecznie sztywne i izotropowe [89].

Tłumienie drgań, będące przejawem rozproszenia energii mechanicznej, ma wielorakie znaczenie w dynamice wirników: np. energetycznie jest zjawiskiem ujemnym, ale tłumiąc amplitudy drgań wymuszonych, łagodząc przejście przez strefę rezonansową, czy likwidując szybko drgania impulsowe, spełnia rolę pozytywną. Przyczynami tłumienia drgań wirników są: tarcie wewnętrzne, tarcie konstrukcyjne, tarcie w połączeniach ruchowych oraz opory hydrodynamiczne, aerodynamiczne i elektromagnetyczne. Tarcie wewnętrzne zależne od naprężeń, temperatury i od stanu materiału, dla większości materiałów konstrukcyjnych, szczególnie metalowych, nie jest duże w stosunku do tarcia konstrukcyjnego, uzależnionego od amplitudy i częstotliwości drgań, wielkości i czasu obciążenia oraz parametrów geometrycznych i strukturalnych [60]. Tarcie w połączeniach ruchowych ma charakter różnorodny. Przy braku smarowania ma charakter tarcia suchego, a przy obfitym smarowaniu tarcia wiskotycznego liniowego lub nieliniowego. Zmienne siły tarcia suchego i wewnętrznego w pewnych przypadkach mogą powodować powstawanie drgań samowzbudnych. Opory aerodynamiczne /ruch wirnika w powietrzu/ są pomijalnie małe. Natomiast opory hydrodynamiczne, a szczególnie ruch wirników w płynach o większej lepkości, silnie tłumią amplitudy i zmniejszają częstotliwości drgań [81]. Ruch wirników w ośrodkach płynnych doznaje nie

tylko tłumienia drgań, ale właściwości cieczy mogą również wzbudzać drgania, np. niestateczność wywołana tarciem płynnym w łożyskach ślizgowych, czy drgania samowzбудne wirników mieszadeł [79].

Procesy dynamiczne przebiegające w układach wirnikowych są bardzo złożone. Uwzględnienie przy teoretycznej analizie wszystkich czynników wpływających na przebieg procesu dynamicznego układu prowadziłoby do otrzymania tak skomplikowanych zależności, że ich analiza stałaby się niezwykle uciążliwa i mało efektywna, nawet przy zastosowaniu nowoczesnych maszyn liczących. Z tego względu, w zależności od rodzaju wirnika i zakresu analizy, badania prowadzone są na modelach wirników uwzględniających tylko niektóre parametry procesu. Przykładowo, na rysunku 1.3 przedstawiony jest model wirnika jednomasowego w łożyskach idealnych.



Rys.1.3. Model wirnika jednomasowego o sześciu stopniach swobody

Wirnik zaprezentowany jest w postaci sztywnej tarczy o masie m i głównych momentach bezwładności w punkcie O J_x , J_y i J_z , przy czym punkt O przesunięty jest w płaszczyźnie środkowej tarczy o wartość e /promień niewyrównoważenia/ od środka ciężkości tarczy C . Wirnik zamocowany jest do wirującego, podatnego, bezinercyjnego wału ułożyskowanego przegubowo - przesuwnie w bezinercyjnych i bezwzględnie sztywnych łożyskach. Położenie wirnika określają współrzędne x, y, z układu współrzędnych kartezjańskich i θ_x, θ_y i φ układu współrzędnych Resela. Wirnik posiada więc sześć stopni swobody. Współrzędne $x(t), y(t), \theta_x(t)$ i $\theta_y(t)$ opisują drgania giętne, współrzędna $\varphi(t)$ ruch obrotowy i drgania skrętne $[\varphi(t) = \omega t + \Psi(t)]$, a $z(t)$ drgania wzdłużne.

Równanie ruchu /model matematyczny/ wirnika z rysunku 1.3 jest następujące:

$$A \ddot{q} + B \dot{q} + C q = P \quad (1.1)$$

gdzie:

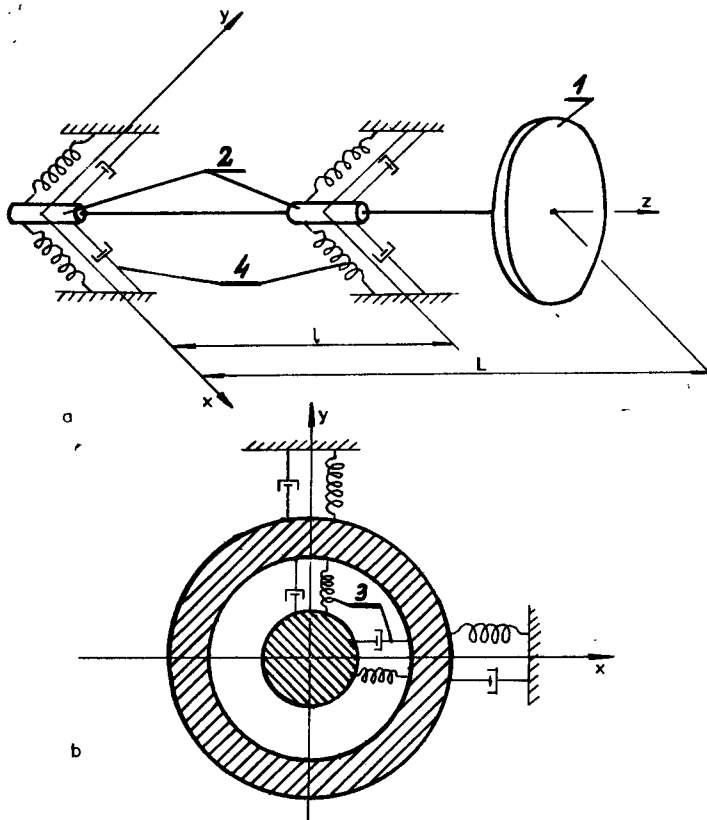
A, B, C - najczęściej macierze kwadratowe współczynników mas, dysypacji energii i sztywności wału

$$q = \begin{pmatrix} x \\ y \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \psi \\ z \end{pmatrix} - \text{macierz kolumnowa współrzędnych uogólnionych}$$

P - macierz kolumnowa uogólnionych obciążeń zewnętrznych wirnika

Wał w tym modelu może być izotropowy $/EI_\xi = EI_\eta/$ lub anizotropowy $/EI_\xi \neq EI_\eta/$, co znajduje swoje odbicie w macierzy współczynników sztywności.

Na rysunku 1.4 przedstawiony jest model analogicznego wirnika jak na rysunku 1.3, z tym, że jego wał ułożyskowany jest w łożyskach o masach m_1 oraz momentach bezwładności $J_{\xi_1}, J_{\eta_1}, J_{z_1} / 1 = 1, 2/$ podpartych sprężystość w sztywnym korpusie.



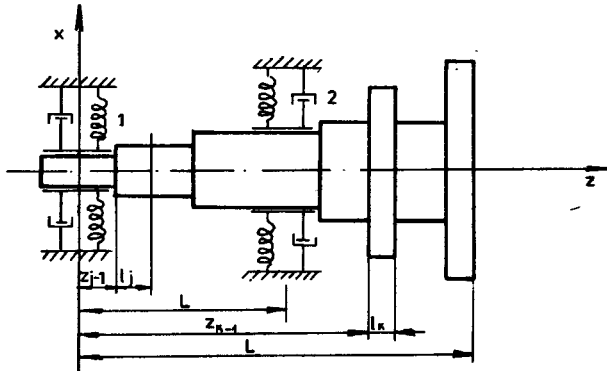
Rys.1.4. Model wirnika jednomasowego o inercjalnych sprężysto-tłumiących podporach

a) schemat ogólny b) przekrój przez łożysko

1 - wał, 2 - masa łożysk, 3 - sprężysto-tłumiące podparcie wału /film olejowy/,
4 - sprężysto-tłumiące podparcie łożyska /podpory umocowane do sztywnego korpusu/

Przy założeniu dużej sztywności wzdłużnej i skrętnej wirnik posiada 12 stopni swobody.

Natomiast na rysunku 1.5 przedstawiony jest model wirnika w postaci inercyjnych sztywnych tarcz oraz inercyjnego odkształcalnego wału, podpartego sprężystie w bezmasowych łożyskach na kołowo-symetrycznych podporach [21].



Rys.1.5. Model wirnika złożonego ze sztywnych inercyjnych tarcz oraz inercyjnego odkształcalnego wału

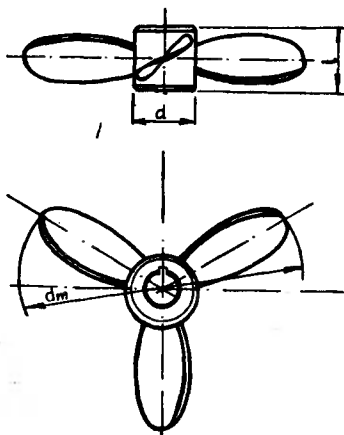
Model ten przystosowany jest do numerycznej analizy giętych drgań własnych i wymuszonych wirników, przy zastosowaniu metody elementów skończonych.

1.2. Ogólna charakterystyka szybkoobrotowych mieszadeł

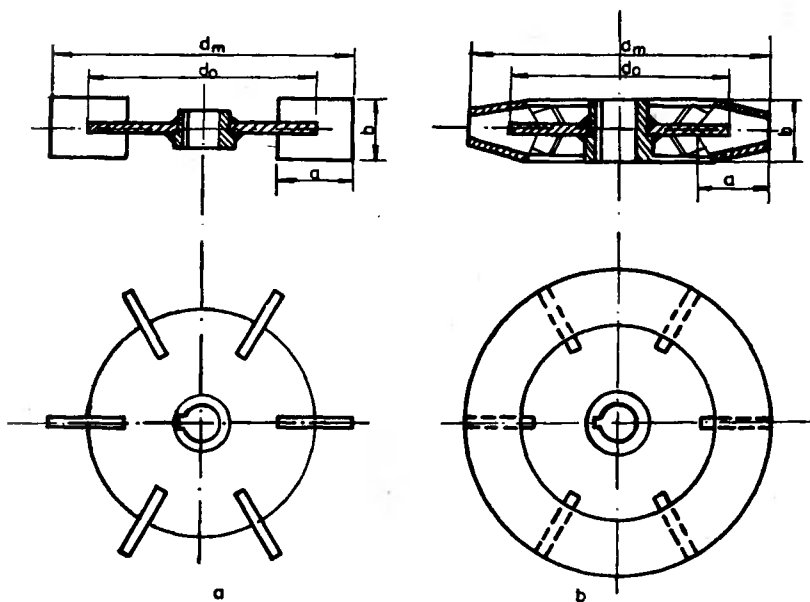
Mieszadła jako elementy mieszalników /aparatów, w których następuje mieszanie ze sobą różnych substancji stałych, ciekłych i gazowych/ dzielą się na wysoko- i niskoobrotowe. Do grupy mieszadeł wysokoobrotowych, istotniejszych ze względów dynamicznych, zalicza się mieszadła śmigłowe oraz turbinowe różnych typów, jak również specjalne typy mieszadeł, np. tarczowe z zębami. Mieszadła te w zależności od kształtu łopatek oraz ich ustawienia mogą wytwarzać strumień cieczy promieniowy, osiowy lub mieszany promieniowo - osiowy. Pracują one najczęściej w zbiornikach z przegrodami. Posiadają szeroki zakres zastosowania, określony lepkością cieczy /od 1 do 10^4 mPas/ [85].

Na rysunkach 1.6 i 1.7 przedstawione są typowe /BN-71/2771-01, BN-63/2221-04, BN-62/2221-01/ mieszadła śmigłowe i turbinowe otwarte i zakryte, a na rysunku 1.8 szybkoobrotowe mieszadła tarczowe z taśmą zębatą i profilowane wytwarzające duże naprężenia ścinające. Prędkości kątowe i obwodowe tych mieszadeł wynoszą: śmigłowych $\omega = 44 + 183$ rad/s ($n = 420 + 1750$ obr/min; $v = 3 + 20$ m/s); turbinowych $\omega = 12,5 + 126$ rad/s ($n =$

= $120 \div 1200$ obr/min; $v = 3 \div 10$ m/s); tarczowych $\omega = 63 \div 314$ rad/s (n =
 = $600 \div 3000$ obr/min; $v = 5 \div 35$ m/s).



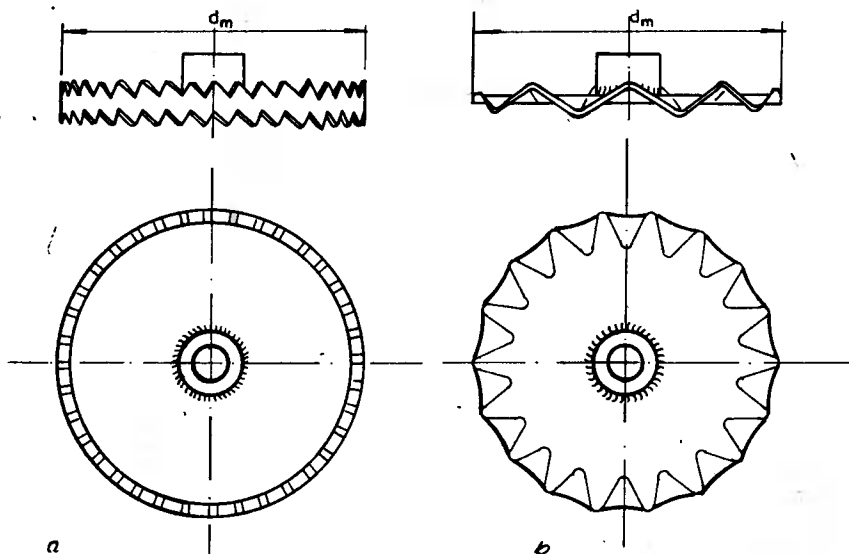
Rys.1.6. Mieszadło śmigłowe według BN-71/2471-01



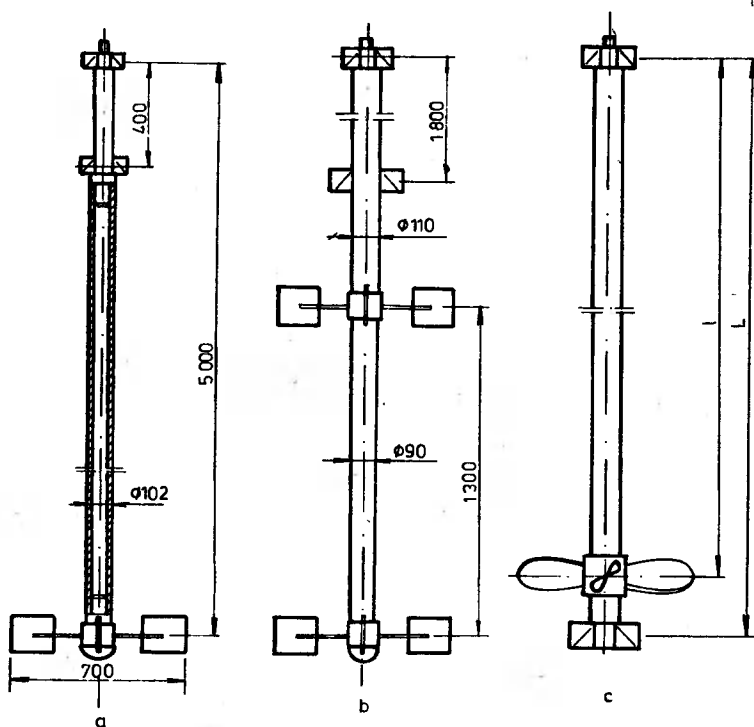
Rys.1.7. Mieszadło turbinowe:

- a) tarczowe otwarte z łopatkami prostymi według BN-63/2221-04
 b) tarczowe zamknięte z łopatkami prostymi według BN-62/2221-01

Mieszadło wraz z wałem tworzą zespół mieszający, który z mechanicznego punktu widzenia jest wirnikiem [46]. Na rysunku 1.9 przykładowo podane są rozwiązania wirników mieszadeł i ich ułożyskowań [67].



Rys.1.8. Mieszadło tarczowe:
a) tarczowe z taśmą zębatą b) tarczowe profilowane



Rys.1.9. Typowe wirniki mieszadeł:
a) rurowy jednomieszadłowy jednostronnie podparty
b) pełny dwumieszadłowy jednostronnie podparty
c) pełny jednomieszadłowy dwustronnie podparty

Cechą charakterystyczną zespołów mieszających jest złożony rozkład masy /ciągły wału i dyskretny mieszadeł/ oraz stosunkowo duża podatność. Przedstawione wirniki mieszadeł, jako typowe dla wielu reaktorów, mieszalników ciągłych i innych aparatów inżynierii procesowej, sytuowane są przeważnie w pozycji pionowej w podporach kołowo-symetrycznych /promiennie izotropowych/, konstruowanych w postaci stojaków, służących równocześnie do mocowania elementów układu napędowego /silnika elektrycznego, przekładni itp./.

Mechaniczne warunki pracy mieszadeł są stosunkowo łatwe, gdyż zdecydowana większość mieszadeł pracuje ze stałą prędkością obrotową, bez gwałtownych zmian obciążenia. Ujemny natomiast wpływ na napęd i elementy wirnika wywiera samo środowisko chemiczne w jakim pracuje. Z tego względu wymagane jest stosowanie specjalnych materiałów oraz rozwiązań łożyskowych, uszczelnień itp.

2. ANALIZA DOTYCHCZASOWEGO STANU WIEDZY O DYNAMICE SZYBKOOBROTOWYCH MIESZADEŁ

Badania z zakresu dynamiki mieszadeł szybkoobrotowych zapoczątkowane zostały w latach sześćdziesiątych, gdy wynikła potrzeba intensywniejszego mieszania, a więc budowy mieszadeł o zwiększonych prędkościach obrotowych. Autorzy pozycji [33, 47] podają, że wały wielu mieszadeł szybkoobrotowych pracują w pobliżu prędkości krytycznych $\omega = 0,7 + 0,9 \omega_k$, a niektóre w obszarze zakrytym $\omega = 1,2 + 1,3 \omega_k$, ale ich praca cechuje się wzmocnionymi drganiami, negatywnie wpływającymi na trwałość łożysk, dźwików itp. Prace badawcze nad tym problemem poszły w dwóch kierunkach ze sobą się sprzęgających. Fewna część prac [1, 16, 47, 48, 72, 75, 76, 77, 78, 93, 94] poświęcona została badaniom wpływu mieszanej cieczy na drgania wałów mieszadeł, a w innych [1, 25, 26, 48, 68, 69, 72, 74, 94, 95] autorzy przedstawili problem dokładniejszego określania obrotów krytycznych wałów mieszadeł, celem uniknięcia pracy wałów w obszarze krytycznym.

2.1. Badania wpływu mieszanej cieczy na drgania wałów mieszadeł

Mieszadła z racji swej funkcji, pracując w zamkniętym obszarze mieszanego czynnika, wywołują przestrzenny ruch cyrkulacyjny. Mieszany czynnik natomiast wywołuje wielorakie oddziaływanie zwrotne, które ma nie tylko charakter tłumiący, ale i wymuszający. Oddziaływanie to w postaci sił hydrodynamicznych można podzielić na oddziaływanie głównego strumienia cyrkulacyjnego i oddziaływanie strumieni lokalnych. Pierwsze z nich ma charakter zdeterminowany, a drugi stochastyczny.

Ze względu na źródło pochodzenia i kierunek działania siły hydrodynamicznego oddziaływania zdeterminowanego można podzielić na:

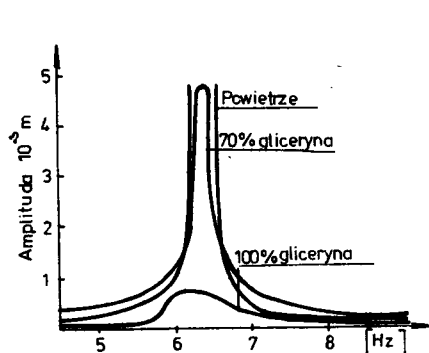
- 1) siły pochodzące od bezwładności masy towarzyszącej /pozornej/ cieczy,
- 2) siły tarcia cieczy o elementy mieszadła,
- 3) siły poprzeczne styczne i promieniowe pochodzące od parcia i odrzutu cieczy,
- 4) siły wzdłużne pochodzące od parcia i odrzutu cieczy.

2.1.1. Wpływ masy pozornej i sił tarcia na drgania wału

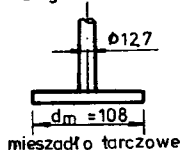
Jak wiadomo opory ruchu wirnika w powietrzu są małe, a więc prędkość krytyczna obracającego się mieszadła w powietrzu pokrywa się z częstością własną, co ułatwia jej znalezienie. Gdy obracający się zespół mieszający

zanurza się w cieczy lepkiej, to w wyniku różnicy ciśnień i sił adhezji pewna część cieczy zacznie poruszać się wraz z mieszadłem i masa zespołu pozornie się zwiększa. Powoduje to obniżenie prędkości krytycznej. Równocześnie z efektem masy pozornej występuje efekt tłumienia amplitudy drgań, szczególnie w zakresie obrotów krytycznych.

Autorzy pracy [93] jako jedni z pierwszych badali wpływ lepkości cieczy na charakterystyki amplitudowe wału. Na rysunkach 2.1 i 2.2 przedstawione są efekty ich badań.

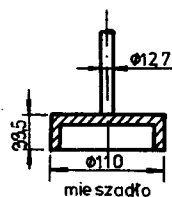
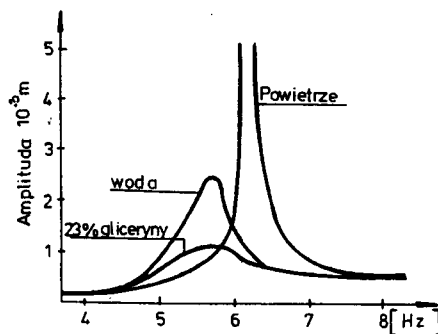


długość wału 750 mm



mieszadło tarczowe

Rys. 2.1. Charakterystyki amplitudowe wału z mieszadłem tarczowym /gładka tarcza/ [93]



mieszadło

Rys. 2.2. Charakterystyki amplitudowe wału z mieszadłem w postaci cylindra [93]

Na rysunku 2.1 przedstawione są krzywe rezonansowe dla modelu mieszadła tarczowego, obracającego się w powietrzu i glicerynie 70- i 100-procentowej. Z krzywych tych widać silny efekt tłumienia amplitudy i mały wpływ pozornej masy na obniżenie częstotliwości rezonansowej. Natomiast na rysunku 2.2 przedstawione są krzywe rezonansowe modelu mieszadła w kształcie cylindra /duża przestrzeń cienia hydrodynamicznego/, wirującego w powietrzu, wodzie i glicerynie 73-procentowej. Widać tu silny efekt tłumienia amplitudy i zdecydowane zmniejszenie częstotliwości rezonansowej w przybliżeniu równe dla wody i gliceryny.

Autor pracy [16] badając wpływ siły bezwładności pozornej masy cieczy

$$\vec{F}_w = -m_h \ddot{\vec{r}} \quad (2.1)$$

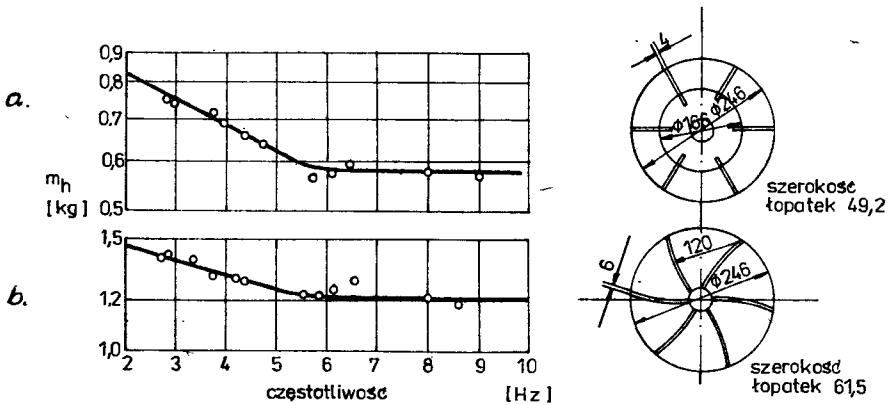
gdzie:

m_h - wartość masy pozornej
 $\ddot{\vec{r}}$ - pochodna ugięcia wału w środku mieszadła

wykazał, że wartość masy pozornej zależy od:

- 1) wielkości i kształtu mieszadła,
- 2) ciężaru właściwego cieczy mieszanej,
- 3) stosunku średnicy mieszadła do średnicy zbiornika i kształtu zbiornika,
- 4) częstości drgań wału.

Przykładowo w pracy [16] dla mieszadeł turbinowych otwartych podane są zależności wartości masy pozornej od częstości drgań wału /rys.2.3/.



Rys.2.3. Zależność masy pozornej od częstości [16]:

- a) dla mieszadła turbinowego z łopatkami prostymi
- b) dla mieszadła turbinowego z łopatkami wygiętymi

Silę tłumienia amplitudy drgań autor, pozycji [16] określa jako

$$\bar{P}_d = - \xi_c |\dot{r}|^\gamma \bar{t}^0 \quad (2.2)$$

gdzie:

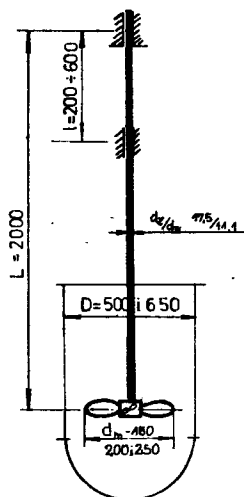
ξ_c - współczynnik tłumienia zależny od lepkości cieczy i wymiarów mieszadła

γ - wykładnik tłumienia zależny wyłącznie od wymiarów mieszadła

\bar{t}^0 - wektor styczny do trajektorii środka mieszadła

Według badań autora wykładnik tłumienia wynosi $0,1 \leq \gamma \leq 0,5$ i sprawia, że tłumienie lepkiej cieczy jest pośrednim między tłumieniem liniowym wiskotycznym a tłumieniem tarcia suchym. Wartości współczynnika tłumienia ξ_c autor pracy [16] nie podaje.

Chcąc uniknąć żmudnej pracy wyznaczania wartości masy pozornej dla różnych typów i wielkości mieszadeł i mieszalników, autorzy pracy [48] na podstawie swoich badań wyprowadzili wzory na prędkość krytyczną wału mieszadeł turbinowych i śmigłowych w cieczy lepkiej. Na stanowisku badawczym, którego schemat podany jest na rysunku 2.4, określali częstości krytyczne drgań w powietrzu ω_0 i cieczy ω_c .



Rys. 2.4. Schemat stanowiska badawczego [48]

Jako ciecz służyła gliceryna, której przy zmianach temperatury lepkość $\eta_c = 0,016 \pm 1,4$ Pas, przy zachowaniu prawie stałej gęstości $\rho_c = 1230$ kg/m³. Wyniki badań opracowali w postaci funkcji

$$\frac{\omega_o^2 - \omega_c^2}{\omega_c^2} = f\left(\frac{\eta_c}{\eta_o}, \frac{d_m}{D}\right) \quad (2.3)$$

przy czym stosunek η_c/η_o jest stosunkiem lepkości cieczy mieszanej do lepkości wody. Do przyjęcia takiego stosunku jako miernika zależności częstości drgań w cieczy w stosunku do częstości drgań w powietrzu upoważnił autorów pracy [48] fakt, że częstość drgań w wodzie była mniejsza o 3-5 % w stosunku do częstości drgań w powietrzu. Po opracowaniu wyników badań otrzymali następujące równania wg funkcji (2.3):

- dla wału z mieszadłem turbinowym zamkniętym

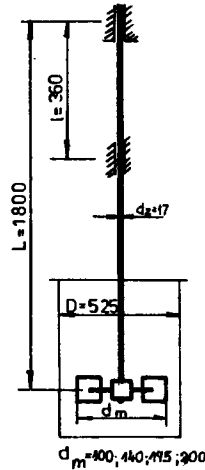
$$\frac{\omega_o^2 - \omega_c^2}{\omega_c^2} = 0,025 \left(\frac{\eta_c}{\eta_o}\right)^{0,7} \left(\frac{d_m}{D}\right)^{0,9} \quad (2.4)$$

- dla wału z mieszadłem śmigłowym trójłopatkowym

$$\frac{\omega_o^2 - \omega_c^2}{\omega_c^2} = 0,115 \left(\frac{\eta_c}{\eta_o}\right)^{0,43} \left(\frac{d_m}{D}\right)^{1,3} \quad (2.5)$$

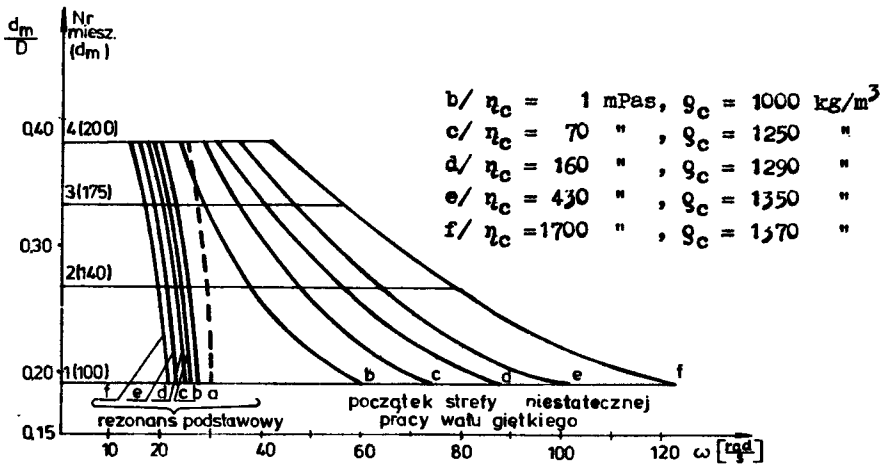
W badaniach swych autorzy pracy [48] spotkali się z największym obniżeniem częstości krytycznej wału wynoszącym około 30%.

W pracy [78] autor niniejszego opracowania opublikował wyniki rozszerzonych badań z pracy [76]. Badania wykonane zostały na stanowisku, którego schemat podany jest na rysunku 2.5. Mieszaną cieczą była woda i wodne roztwory melasy o czterech stężeniach.



Rys.2.5. Schemat stanowiska badawczego [76, 77, 78]

Wyniki badań obniżenia częstości oraz dane mieszanych cieczy podane są na rysunku 2.6,



Rys.2.6. Wpływ mieszanej cieczy na stateczność wału mieszadła [78]:

- | | |
|------------------------------|--------------------------------|
| a) ruch w powietrzu | d) ruch w roztworze melasy II |
| b) ruch w wodzie | e) ruch w roztworze melasy III |
| c) ruch w roztworze melasy I | f) ruch w roztworze melasy IV |

a odpowiadające im równanie kryterialne ma postać

$$\frac{\omega_o^2 - \omega_c^2}{\omega_c^2} = 0,18 \left(\frac{\eta_c}{\eta_o} \frac{\rho_c}{\rho_o} \right)^{0,17} \left(\frac{d_m}{D} \right)^{0,9} \quad (2.6)$$

gdzie:

ω_o, ω_c - jak wyżej

$\gamma_0 \cdot \rho_0$ - współczynnik lepkości dynamicznej i gęstość powietrza
 $\gamma_c \cdot \rho_c$ - współczynnik lepkości dynamicznej i gęstość mieszanej cieczy

W ten sposób autor uwzględnił również pozorną masę wody, która zgodnie z pracami [76, 77, 93] odgrywa pewną rolę.

2.1.2. Hydrodynamiczne siły poprzeczne styczne i promieniowe

Hydrodynamiczne siły poprzeczne są efektem parcia cieczy na poruszające się mieszadło i reakcji wytworzonego strumienia cieczy. Pierwsze zależą od składowych ruchów mieszadła, a drugie od składowych poziomych strumieni cyrkulacyjnych w mieszalnikach.

Autor pracy [16] siły poprzeczne ujmuje łącznie jako perturbację wychylenia środka mieszadła od osi zbiornika i określa je zależnością

$$\bar{P}_Q = C_\Gamma C_Q \frac{\pi}{2} \rho_c b d_m^2 (\bar{\omega} \times \dot{\bar{r}}) \quad (2.7)$$

gdzie:

C_Γ - współczynnik krążenia /cyrkulacji/
 C_Q - współczynnik parcia poprzecznego
 b - wysokość łopatek mieszadła
 $\bar{\omega}$ - wektor obrotu własnego mieszadła
 $d_m, \rho, \dot{\bar{r}}$ - jak we wzorach (2.2), (2.3) i (2.4)

Współczynniki C_Γ i C_Q zależne są od typu mieszadła i prędkości kątowej. Iloczyn tych współczynników jako funkcję prędkości kątowej ω podano w pracy [16] dla bliżej nieokreślonych warunków badań.

Autorzy pracy [1] rozdzielili siły poprzeczne na styczną

$$T = C_1 \rho_c d_m^3 \omega^2 A \quad (2.8)$$

i promieniową

$$P = b_1 \rho_c d_m^3 \omega^2 A \quad (2.9)$$

gdzie:

C_1 - współczynnik siły stycznej przy drganiach kołowych /precesji synchronicznej/
 b_1 - współczynnik siły promieniowej
 A - wielkość odchylenia bocznego środka ciężkości mieszadła od osi wiru

pozostałe oznaczenia - jak we wzorze (2.7).

Współczynniki C_1 i b_1 są zależne od typu mieszadła, stosunku średnicy zbiornika do średnicy mieszadła $\Gamma_D = \frac{D}{d_m}$ i liczby Reynoldsa Re . Wartości tych współczynników dla mieszadeł turbinowych zamkniętych i otwartych oraz śmigłowych podane są na wykresach w pracy [1]. Niezrozumiałym jest fakt, że wartości współczynnika b_1 są ujemne dla małych liczb Re /do około $Re = 10^3$ / i dodatnie dla większych wartości liczb Re . Sugeruje to, że przy

ruchu turbulentnym siły promieniowe działają na zewnątrz toru precesji, a więc współdziałają z siłami bezwładności niewyważonych mas, co jest niezgodne z doświadczeniami [81].

Autor niniejszego opracowania w pracy [75] hydrodynamiczne siły poprzeczne podzielił na:

- siły styczne obrotu własnego,
- siły styczne precesji,
- stochastyczne siły styczne wymuszające,
- siły promieniowe.

Siły styczne obrotu własnego wywołują moment oporowy

$$M = \frac{L_m d_m^5 \rho_c \omega^2}{8\pi^3} \quad (2.10)$$

gdzie:

L_m - bezwymiarowy współczynnik mocy, zależny od liczby Reynoldsa oraz wielkości i kształtów mieszadła i zbiornika
 pozostałe oznaczenia - jak w poprzednich wzorach.

W przypadku perturbacji ruchu obrotowego występuje przyrost momentu oporowego o

$$\Delta M_s = \frac{L_m d_m^5 \rho_c \omega}{4\pi^3} \dot{\varphi} \quad (2.11)$$

gdzie:

$\dot{\varphi}$ - przyrost prędkości kątowej ω .

Zdeterminowane siły styczne precesji określone zostały analogicznie jak w pracy [1], a stochastyczne siły styczne bez ujęcia ilościowego opisane zostały jako wynik odbitych strumieni cyrkulacji okrężnej od przegród mieszalnika i innych elementów zabudowy zbiornika.

Siły promieniowe autor niniejszego opracowania wyprowadził jako reakcję dynamiczną wpływającego z mieszadła strumienia, a więc działającą promieniowo do środka mieszalnika. Bez względu na wartość prędkości kątowej zwrot ją nie ulega zmianie, a wartość określona jest zależnością

$$P_r = K \rho_c d_m^3 \omega^2 e \quad (2.12)$$

gdzie:

$$K = \frac{8 K_D^2}{\pi^2 k} \left(\frac{d_m}{D} \right)^3 \quad (2.13)$$

e - dynamiczne ugięcie wału w miejscu zamocowania mieszadła

K_D - bezwymiarowa stała wydajności pompowania /można ją znaleźć w pracy [85] /

$k = \frac{h}{d_m}$ - stosunek wysokości wirnika do jego średnicy

Z postaci wzoru (2.13) widać, że $K > 0$.

2.1.3. Hydrodynamiczne siły wzdłużne /osiowe/

Niektórzy autorzy prac [1, 16, 64] uważają, że wpływ sił wzdłużnych na krzywe rezonansowe jest mały i nie warto się nimi zajmować. Autor pracy [72] zwraca uwagę, że siły wzdłużne mogą mieć dość istotne znaczenie, ale jako siły osiowe rozpatruje siły ciężkości wirnika, które w zależności od konstrukcyjnego rozwiązania maszyny mogą być siłami rozciągającymi lub ściskającymi. W mieszadłach występują tylko te pierwsze.

Autor niniejszego opracowania w pracy [75] wyprowadził zależności na siłę osiową powierzchniową, występującą głównie w mieszadłach turbinowych

$$P_{z1} = (P_{\text{gr}2} - P_{\text{gr}1}) F \quad (2.14)$$

i osiową siłę odrzutu występującą głównie w mieszadłach śmigłowych

$$P_{z2} = 1,274 a^2 \rho_c \omega^2 d_m^4 \quad (2.15)$$

gdzie:

$P_{\text{gr}2}, P_{\text{gr}1}$ - ciśnienia pod i nad mieszadłem

F - pole powierzchni parcia

pozostałe oznaczenia -⁴ jak we wzorach (2.12) i (2.13).

Znaczenie tych sił podkreślone zostało teoretycznie w pracy [76] i doświadczalnie w pracy [81]. Z analizy doświadczalnej wynika, że znaczenie tych sił występuje w zbiornikach bez przegród, a wynikiem ich są drgania samowzbudne typu precesji asynchronicznej.

2.2. Określenie prędkości krytycznej wałów mieszadeł

W mieszadłach szybkoobrotowych o średnicy wału decydują drgania, a więc określenie prędkości krytycznej, szczególnie podstawowej, jest bardzo ważnym zadaniem w fazie projektowania. Z tego względu temu zagadnieniu poświęconych jest wiele prac, w których prezentowanych jest kilka przybliżonych metod wyznaczania prędkości krytycznej.

2.2.1. Metoda nomogramów

Zespół autorów prac [48, 94] przy obliczaniu prędkości krytycznej wałów mieszadeł wirujących w cieczy zastosował metodę dwustopową. Najpierw określono prędkość krytyczną bez uwzględnienia wpływu cieczy ω_c , a następnie uwzględniono wpływ mieszanej cieczy

$$\omega_c = \frac{\omega_0}{A} \quad (2.16)$$

gdzie:

A - współczynnik uwzględniający wpływ mieszanej cieczy:

$$A = \sqrt{1 + 0,025 \left(\frac{\eta_c}{\eta_0}\right)^{0,7} \left(\frac{d_m}{D}\right)^{0,9}} \quad (2.17)$$

dla mieszadeł turbinowych zamkniętych wg zależności (2.4) oraz

$$A = \sqrt{1 + 0,115 \left(\frac{\eta_c}{\eta_0}\right)^{0,43} \left(\frac{d_m}{D}\right)^{1,3}} \quad (2.18)$$

dla mieszadeł śmigłowych trójłopatkowych wg zależności (2.5).

W celu wyznaczenia ω_0 przyjęto model wału pryzmatycznego o jednostkowej masie m' [kg/m] ze skupioną masą mieszadła M [kg]. Zamocowanie wału w sześciu typowych wariantach uwzględniono warunkami brzegowymi wprowadzonymi do uproszczonego pierwszego równania drgań poprzecznych belki

$$y^{IV} - \alpha^4 y = f(x) \quad (2.19)$$

a więc pominięto wpływ momentów żyroskopowych wału i mieszadła. Z rozwiązania równania (2.19) przy pomocy funkcji Kryłowa wyznaczono parametr

$$\alpha = (k, a) \quad (2.20)$$

gdzie:

$$k = \frac{M}{m' L} \quad (2.21)$$

$$a = \frac{l_1}{L}$$

i zestawiono go w postaci wykresów podanych na rysunku 2.7.

Disponując parametrem α z jego zależności wyznaczono

$$\omega_0 = \frac{\alpha^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m'}} \quad (2.22)$$

gdzie:

EI - sztywność zginania przekroju wału pryzmatycznego

Dla wału pryzmatycznego z dwoma mieszadłami, podpartego w sposób podany na rysunku 2.8, przy pomocy układu równań

$$EI \frac{d^4 y_1}{dx^4} - m \omega^2 y_1 = 0$$

$$EI \frac{d^4 y_1}{dx^4} - m \omega^2 y_1 = F(x) \quad (2.23)$$

$$EI \frac{d^4 y_2}{dx_o^4} - m \omega^2 y_2 = 0$$

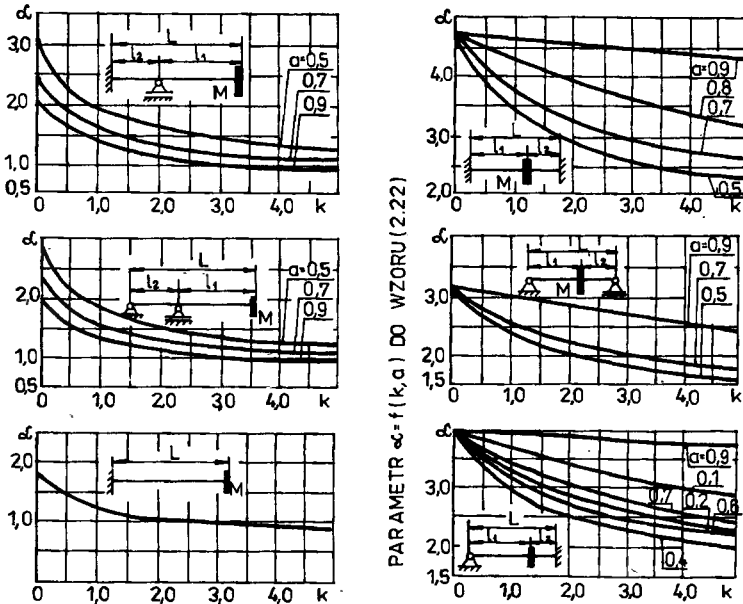
gdzie:

$F(x)$ - siła masowa masy M_2

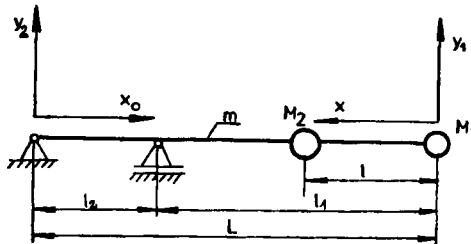
wprowadzono podobną zależność do (2.22)

$$\omega_{0,2} = \frac{\alpha_{1,2}^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (2.24)$$

w której $\omega_{0,1}$ jest częstotliwością podstawową, a $\omega_{0,2}$ drugą częstotliwością harmoniczną.



Rys.2.7. Zależność $\alpha = f(a, k)$ dla różnych przypadków zamocowania wału [48]



Rys.2.8. Schemat zespołu dwumasowego [94]

Parametry α_1 i α_2 jako funkcje

$$\alpha_{1,2} = f_{1,2}(k, a, a_1) \quad (2.25)$$

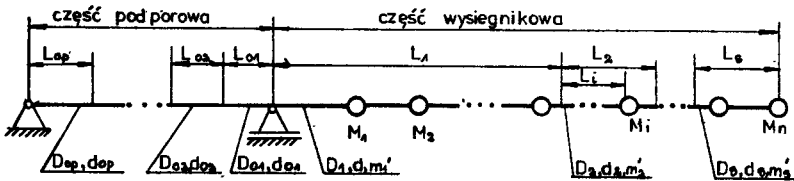
gdzie:

$$k = \frac{M}{n L} \quad , \quad 1/a = \frac{1}{L} \quad , \quad a_1 = \frac{l_1}{L} \quad (2.26)$$

przedstawione są na rysunku 2 w pracy [94].

2.2.2. Metoda zastępczej masy i sztywności

W pracy [25] przedstawiona jest przybliżona metoda obliczenia podstawowej częstości stopniowanego wału wysięgnikowego mieszadła z wieloma mieszadłami. Na rysunku 2,9 przedstawiony jest model wału w postaci belki o stopniowanej bezmasowej części podporowej i stopniowanej inercyjnej części wysięgnikowej, na której skupione są masy mieszadeł.



Rys.2.9. Wielomasowy model zespołu mieszającego [25,26]

Autor wychodzi z założenia, że momenty żyroskopowe wału i mieszadeł oraz masa części podporowej nie mają istotnego wpływu na częstość podstawową drgań poprzecznych.

Przedstawiony model wału w zaprezentowanej metodzie zastąpiony jest układem o jednym stopniu swobody, którego drgania własne są wyrażone znany wzorem

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (2.27)$$

gdzie:

K - zastępczy współczynnik sztywności

M - zastępcza masa części wysięgnikowej wału i mas mieszadeł

Zastępczy współczynnik sztywności wyraża się zależnością

$$K = \frac{3EI}{(1+L)L^2} = \frac{3E\pi(D_1^4 - d_1^4)}{64(1+L)L^2} \quad (2.28)$$

gdzie:

D_1, d_1 - średnice: zewnętrzna i wewnętrzna /w przypadku wału pełnego $d_1 = 0$ / pierwszego odcinka części wysięgnikowej

l, L - długości zredukowane części podporowej i wysięgnikowej wału wynoszące:

$$l = \sum_{k=1}^p \psi_k L_{ok} \quad (2.29)$$

przy czym

$$\psi_k = \sqrt[4]{\frac{D_1^2 + d_1^2}{D_{ok}^2 + d_{ok}^2}} \quad (2.30)$$

oraz

$$L = \sum_{j=1}^s \varphi_j L_j \quad (2.31)$$

przy czym

$$\varphi_j = \sqrt[4]{\frac{D_j^2 + d_j^2}{D_j^2 + d_j^2}} \quad (2.32)$$

Wyrażenia D_{ok} , d_{ok} , D_j , d_j i L_j oznaczone są na rysunku 2.9.

Zastępcza masa części wysięgnikowej wału i mas mieszadeł obliczona jest przy pomocy zależności

$$M = \sum_{i=1}^h F_1^2 M_i + \frac{1}{L^2 (1+L)^2} \left\{ m_1' a_1^3 \left[\left(\frac{1}{2} + \frac{a_1}{5} \right) a_1 + \frac{1^2}{3} \right] + \right. \\ \left. + m_2' a_2^3 \left[\left(\frac{1}{2} + \frac{a_2}{5} \right) a_2 + \frac{1^2}{3} \right] + \dots + m_s' a_s^3 \left[\left(\frac{1}{2} + \frac{a_s}{5} \right) a_s + \frac{1^2}{3} \right] \right\} \quad (2.33)$$

gdzie:

$$F_1 = \frac{\xi_1 (1 + \xi_1)}{L (1 + L)} \quad (2.34)$$

przy czym

$$\xi_1 = l_1 \quad (2.35)$$

dla pierwszego odcinka części wysięgnikowej wału,

$$\xi_1 = L_1 + \varphi_2 L_1 \quad (2.35a)$$

dla drugiego odcinka części wysięgnikowej wału,

$$\xi_1 = L_1 + \varphi_2 L_2 + \varphi_3 L_1 \quad (2.35b)$$

dla trzeciego odcinka części wysięgnikowej wału itd., zaś

$$a_1 = L_1$$

$$a_2 = L_1 + \varphi_2 L_2$$

⋮

⋮

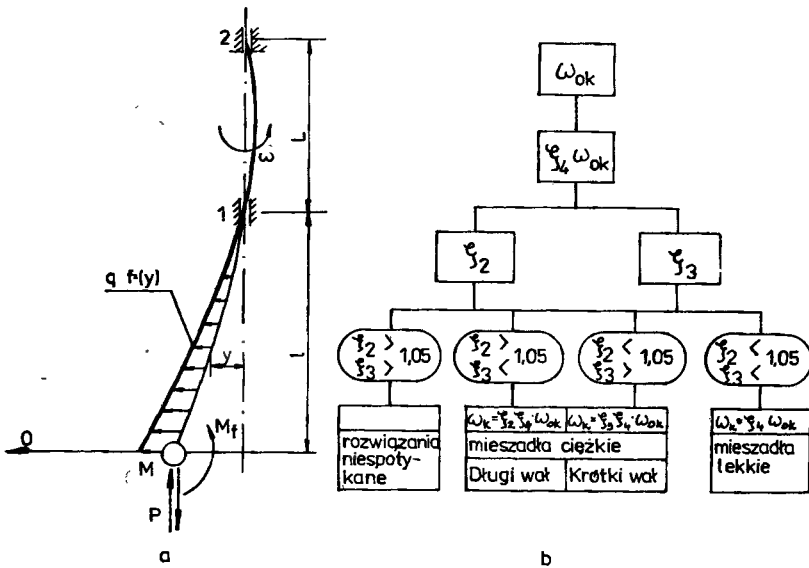
$$a_s = L_1 + \varphi_2 L_2 + \dots + \varphi_s L_s = L \quad (2.36)$$

Obliczone tą metodą częstości podstawowe nie różnią się więcej niż o 4,5 % od zmierzonych.

W pracy [26] ten sam autor w oparciu o metodę przedstawioną wyżej podaje sposób obliczenia średnicy wału projektowanego mieszalnika.

2.2.3. Metoda współczynników

Autor pracy [72] przedstawił bardzo dogodny dla praktyki inżynierskiej uproszczony sposób obliczenia prędkości krytycznej wału z pojedynczym mieszadłem wirującym w cieczy. Sposób ten dotyczy wałów pryzmatycznych w części wysięgnikowej o sztywności przekroju $EI = \text{const.}$ Na rysunku 2.10a przedstawiony jest model takiego wału, a na rysunku 2.10b algorytm obliczeń prędkości krytycznej ω_k .



Rys.2.10. a) model zespołu mieszającego

b) algorytm obliczenia obrotów krytycznych [72]

Prędkość krytyczną wału z mieszadłem w powietrzu ω_{ok} i bez uwzględnienia momentów żyroskopowych i sił wzdłużnych autor proponuje obliczyć z zależności

$$\omega_{ok} = \sqrt{\frac{3EI}{l^3 (M + 0,25n) (1 + B)}} \quad (2.37)$$

gdzie:

M - masa mieszadła

n - masa części wysięgnikowej wału

$$B = A \left(\frac{I}{I} \right) \left(\frac{I_1}{I_L} \right)$$

(2.38)

przy czym A jest stałą uwzględniającą sposób podparcia w łożysku 2:

- dla doskonałego utwierdzenia $A = 0,75$,
- dla doskonałego podparcia $A = 1$.

Wpływ sił wzdłużnych, momentów żyroskopowych i sił hydraulicznych w metodzie tej uwzględnia się współczynnikami

$$\omega_k = \xi_1(2) \xi_3 \xi_4 \omega_{ok} \quad (2.39)$$

Współczynnik siły wzdłużnej:

- ściskającej

$$\xi_1 = \alpha_1 \sqrt{\frac{(1+B) \left(1 - \frac{\alpha_1}{3} B \operatorname{tg} \alpha_1\right)}{3 \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\alpha_1} + \frac{\alpha_1}{3} B \operatorname{tg} \alpha_1 - 1\right)}} \quad (2.40)$$

- rozciągającej

$$\xi_2 = \alpha_1 \sqrt{\frac{(1+B) \left(1 + \frac{\alpha_1}{3} B \operatorname{th} \alpha_1\right)}{3 \left(\frac{\alpha_1}{3} B \operatorname{th} \alpha_1 - \frac{\operatorname{th} \alpha_1}{\alpha_1} + 1\right)}} \quad (2.41)$$

gdzie:

$$\alpha = \sqrt{\frac{P}{EI}} \quad (2.42)$$

Współczynnik uwzględniający momenty żyroskopowe

$$\xi_3 = \left\{ \frac{1}{2} \left[1 - K \frac{3+B}{3(1+B)} + \sqrt{1 - K \frac{2B^2 + 4B + 3}{3(1+B)^2} + K^2 \left(\frac{3+B}{3(1+B)} \right)^2} \right] \right\}^{-\frac{1}{2}} \quad (2.43)$$

gdzie:

$$K = \frac{J_0}{3Ml^2} \quad (2.44)$$

przy czym J_0 jest momentem bezwładności mieszadła względem osi obrotu.

Współczynnik uwzględniający siły hydrauliczne ξ_4 proponuje się przyjmując na podstawie pracy [48], a więc według wzorów (2.17) i (2.18) $|\xi_4 = A|$.

2.2.4. Metoda oparta na regule Dunkerley'a

Autorzy prac [66, 67] przedstawiając wpływ różnych parametrów konstrukcyjnych na drgania wałów mieszadeł przyjęli regułę Dunkerley'a do obliczania prędkości krytycznej wału z kilkoma mieszadłami

$$\frac{1}{\omega_{kr}^2} = \frac{1}{\omega_{kr,w}^2} + \frac{1}{\omega_{kr,1}^2 K_{1\min}^2} + \frac{1}{\omega_{kr,2}^2 K_{2\min}^2} + \dots + \frac{1}{\omega_{kr,n}^2 K_{n\min}^2} \quad (2.45)$$

gdzie:

- ω_{kr} - częstość krytyczna drgań własnych układu
 $\omega_{kr,w}$ - częstość krytyczna wału mieszadła /bez mieszadeł/
 $\omega_{kr,1}, \omega_{kr,2}, \dots, \omega_{kr,n}$ - częstości krytyczne bezmasowego wału z masami poszczególnych mieszadeł
 $K_{1min}, K_{2min}, \dots, K_{nmin}$ - minimalne wartości współczynników wpływu momentów żyroskopowych kolejnych mieszadeł

Częstość krytyczną wału mieszadła proponują w/w autorzy obliczać z zależności

$$\omega_{kr,w} = (\alpha 1)_n^2 \sqrt{\frac{EI}{m' l^4}} \quad (2.46)$$

którą wyprowadzili z uproszczonego równania drgań poprzecznych belki $/y^{IV} - \alpha^4 y = 0/$. W przypadku wału o skokowo zmiennych średnicach proponują sztywność EI oraz jednostkową masę m' obliczać w oparciu o zastępczą średnicę wału

$$d_z = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n d_i^2 l_i}{\sum_{i=1}^n l_i}} \quad (2.47)$$

natomiast parametr $(\alpha 1)_n$, charakteryzujący kolejne częstości krytyczne, a zależny od sposobu podparcia wału, dla sześciu typowych podparć, analogicznie jak w pracy [48], zestawili w tablicy podanej na rysunku 2.11.

Do obliczenia częstości krytycznych $\omega_{kr,n}$ bezmasowego wału z masami skupionymi poszczególnych mieszadeł, dla tych samych typowych podparć wału zestawili gotowe wzory podane na rysunku 2.12. Współczynniki uwzględniające wpływ momentów żyroskopowych proponują wprowadzać tylko dla mieszadeł typu tarczowego /turbinowo-dyskowe otwarte, turbinowe zamknięte i tarczowe/, w innych przypadkach przyjmować $K_{nmin} = 1$. Wartość współczynnika momentu żyroskopowego należy obliczyć z równań:

- dla precesji prostej

$$\varkappa \frac{J_1}{m} \left(1 - \frac{J_0}{J_1}\right) K^4 - \left[1 + \frac{c_{\alpha\alpha}}{c_{rr}} \frac{J_1}{m} \left(1 - \frac{J_0}{J_1}\right)\right] K^2 + 1 = 0 \quad (2.48)$$

- dla precesji odwrotnej

$$\varkappa \frac{J_1}{m} \left(1 + \frac{J_0}{J_1}\right) K^4 - \left[1 + \frac{c_{\alpha\alpha}}{c_{rr}} \frac{J_1}{m} \left(1 + \frac{J_0}{J_1}\right)\right] K^2 + 1 = 0 \quad (2.49)$$

Schemat obliczeniowy	Parametr α_{c1}/n
	$\Delta \alpha_{c1}/n = \frac{U/\alpha_{c1/2}}{S/\alpha_{c1/2}} \cdot \frac{T/\alpha_{c1/2}}{S/\alpha_{c1/2}} \cdot \frac{0}{S[\alpha_{c1/2} - l_2]} = 0$
	$\Delta \alpha_{c1}/n = \frac{T/\alpha_{c1/2}}{U/\alpha_{c1/2}} \cdot \frac{V/\alpha_{c1/2}}{S/\alpha_{c1/2}} \cdot \frac{0}{S[\alpha_{c1/2} - l_2]} = 0$
	$\alpha_{c1/1} = 1,875 \quad \alpha_{c1/2} = 4,694$ dla $n > 2 \quad \alpha_{c1}/n = \frac{2n-1}{2} \pi$
	$\alpha_{c1/1} = 4,730 \quad \alpha_{c1/2} = 7,853$ dla $n > 2 \quad \alpha_{c1}/n = \frac{2n+1}{2} \pi$
	$\alpha_{c1}/n = n, \quad n = 1, 2, 3, \dots$
	$\alpha_{c1/1} = 3,927 \quad \alpha_{c1/2} = 7,069$ dla $n > 2 \quad \alpha_{c1}/n = \frac{4n+1}{4} \pi$
	S, T, U, V - funkcje Kryłowa

Rys.2.11. Tablica wartości parametru $(\alpha_{c1})_n$ [69]

Schemat	Częstotliwość krytyczna ω_{kr} [1/s]
	$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{12EI}{m l_1^2 (4l_1 + 3l_2)}}$
	$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{2EI}{m l_1^2}}$
	$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{2EI}{m l_1^3}}$
	$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{2EI l_1^3}{m l_1^2 l_2}}$
	$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{2EI l_1^3}{m l_1^2 l_2}}$
	$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{12EI l_1^3}{m l_1^2 (4l_1 + 3l_2)}}$

Rys.2.12. Tablica wzorów na częstotliwość krytyczną masy mieszczącej na sprężystym bezinercyjnym wale [69]

gdzie:

χ - kombinacja współczynników wpływu Maxwella

$$\chi = \frac{c_{rr} c_{\alpha\alpha} - c_{r\alpha}^2}{c_{rr}^2} \quad (2.50)$$

m - masa mieszadła

J_0 - masowy moment mieszadła względem osi obrotu

J_1 - masowy moment mieszadła względem osi prostopadłej do osi obrotu

W celu obliczenia momentów bezwładności mieszadła autorzy pracy podają metodę zastąpienia mieszadeł z ewentualnymi tłumikami cienką tarczą, której momenty łatwo wyliczyć. Z wyliczonych z równań (2.48) i (2.49) ośmiu wartości rzeczywistych i zespolonych współczynnika K , należy do wzoru (2.45) podstawić wartość rzeczywistą minimalną.

W oparciu o metodę przedstawioną w pracy [68] autorzy pracy [95] przygotowali programy obliczeń wałów mieszadeł na maszynie matematycznej Odra 1204 lub ZAM-41 i H-3200.

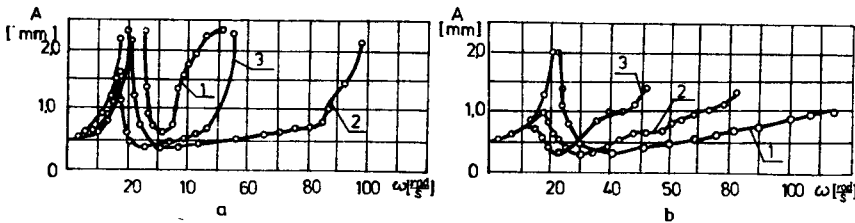
2.3. Badanie stateczności wałów giętkich

Oprócz działania tłumiącego opisanego w podrozdziale 2.1 mieszana ciecz wpływa istotnie na ograniczenie obszarów statecznej pracy wałów mieszadeł. Zagadnieniem stateczności, nie rozwiązany szczegółowo, zajmowali się autorzy następujących prac [1, 16, 47, 76, 77, 78, 94].

W pracy [47] autorzy przedstawili wyniki badań stateczności wałów z mieszadłami śmigłowymi i turbinowymi zamkniętymi /rys.2.4/. Na stateczność ruchu sztywnego wału z mieszadłem śmigłowym lub turbinowym zamkniętym zmieniające się własności fizyczne mieszanej cieczy w procesie mieszania nie wykazują praktycznie żadnego wpływu. Zupełnie inny jest efekt wpływu mieszanej cieczy na wał giętki, tj. na wał obracający się z prędkością kątową większą od podstawowej prędkości krytycznej. Dla wału giętkiego z mieszadłem śmigłowym początek strefy niestatecznego ruchu jest złożoną funkcją zależną od własności mieszanej cieczy /gęstości i lepkości/, energii cyrkulacji strumienia oraz rozmiarów i charakterystyk masowych układu wał - mieszadło. W zależności od liczbowych stosunków wyszczególnionych parametrów początek strefy niestatecznego ruchu może przewyższać o 1,5 + 2 razy wartość podstawowej częstości drgań giętych, a nawet w niektórych przypadkach pojawiać się bezpośrednio za nią. Nie występuje w tym przypadku tzw. zjawisko samocentrowania się wałów giętkich, które jest zjawiskiem charakterystycznym dla wałów wirujących w powietrzu. Nieco inny, stwierdzili autorzy pracy [47], jest wpływ mieszanej cieczy na stateczność wału z mieszadłem turbinowym zamkniętym. Przejście przez krytyczną prędkość z takim mieszadłem było bardziej spokojne niż tego samego wału z mieszadłem śmigłowym. Za rezonansem występował stan samocentrowania z niedużymi amplitudami. W miarę dalszego równomiernego wzrostu obrotów wału, któremu

towarzyszył wzrost energii strumienia i powstawał centralny lej, zgięta oś wału bardziej deformowała się i zaczynała nierównomiernie obracać się wokół osi łożysk. W zależności od kojarzenia różnych wzajemnych ilościowych stosunków w/w parametrów powstaje stan niestatecznego obrotu, zwany stanem precesji odwrotnej.

Nieco inny zespół autorów pracy [94] badał stateczność wałów z podwójnymi mieszadłami turbinowymi zamkniętymi, współpracującymi ze zbiornikami z przegrodami i bez przegród. Doświadczalnie zdjęte charakterystyki amplitudowe przedstawione zostały na rysunku 2.13.



Rys.2.13. Charakterystyki amplitudowe wału z dwoma mieszadłami:
 a) turbinowymi zamkniętymi w zbiorniku bez przegród
 b) turbinowymi otwartymi w zbiorniku z przegrodami
 1 - $d_m = 100$ mm, 2 - $d_m = 150$ mm, 3 - $d_m = 200$ mm

Badania wykonane zostały na stanowisku opisanym w pracy [47] /rys.2.4/ z wałami $\phi 14$ i $\phi 18$ mm o długości $L = 2070$ mm w zbiorniku $\phi 650$ mm wypełnionym wodą.

Zespół autorów pracy [1] wykonał badania stateczności wałów z mieszadłami turbinowymi zamkniętymi i otwartymi oraz śmigłowymi w zbiorniku z przegrodami i bez przegród. Warunków badań autorzy szczegółowo nie określili, ale można się spodziewać, gdyż kilku autorów jest tych samych co w pracach [47, 94], że badania wykonane były na stanowisku opisanym w pracy [47] /rys.2.4/. Przykładowo autorzy podali charakterystyki amplitudowe dla wału z mieszadłem turbinowym zamkniętym $\phi 75$ mm w zbiorniku $\phi 300$ mm napełnionym do wysokości $H=D$ wodą i wodnym roztworem gliceryny oraz bez napełnienia /drgania w powietrzu: rys.2.14/. Symbolem ω_s zaznaczone są początki strefy niestatecznego ruchu wału giętkiego. Ruch z prędkością $\omega > \omega_s$ cechuje stopniowe występowanie drgań biharmonicznych, jako rezultatu nałożenia się na precesję synchroniczną drgań z podstawową częstotliwością własną. Jeżeli w zbiorniku nie wystąpi głęboki centralny lej, to ruch precesyjny synchroniczny wału przechodzi w precesję asynchroniczną prostą, a w przypadku wystąpienia centralnego leja precesja synchroniczna przechodzi w precesję odwrotną. W obu przypadkach prędkość precesji jest bliska podstawowej częstotliwości drgań własnych. Prędkość kątową początku strefy niestatecznej pracy wałów giętkich określona została zależnością

$$\omega_s = \frac{b_2}{C_1} \omega_c \quad (2.51)$$

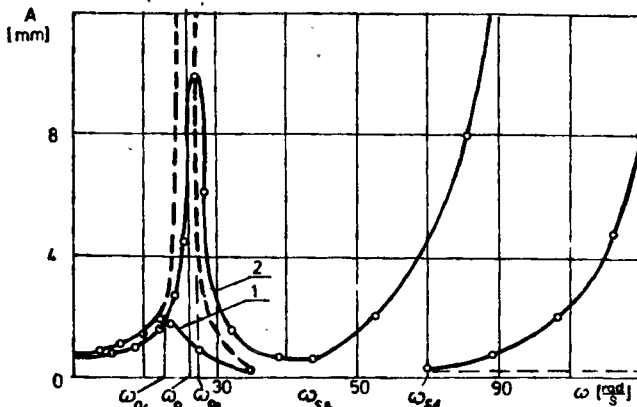
gdzie:

ω_c - prędkość krytyczna wału z mieszadłem w cieczy

C_1 - współczynnik hydrodynamicznej stycznej siły poprzecznej (2.8)

b_2 - współczynnik oporu mieszadła przy ruchach poprzecznych

Oba współczynniki C_1 i b_2 są funkcjami liczby Reynoldsa i stosunku D/d_m .



Rys.2.14. Charakterystyki amplitudowe wału mieszadła turbinowego

zakrytego o $d_m = 75$ mm w zbiorniku o $D = 300$ mm:

1 - w wodnym roztworze gliceryny

$\rho_c = 1240$ kg/m³ i $\eta_c = 370$ mPas/

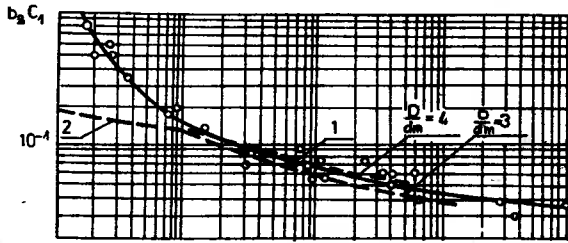
2 - w wodzie

Na rysunku 2,15 przedstawione są zależności C_1 i b_2 w funkcji Re dla $D/d_m = 3+4$. Z wykresów tych widać, że strefy statecznej pracy $b_2 > C_1$ dla wszystkich typów mieszadeł są bardzo małe przy większych liczbach Reynoldsa.

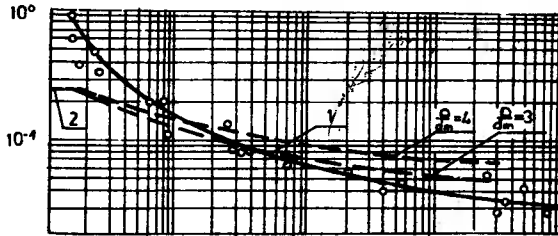
W konkluzji wszystkich trzech prac [1, 47, 94] jednoznacznie stwierdzono, że tylko wały pracujące w obszarze podkrytycznym zapewniają poprawną eksploatację szybkoobrotowych mieszalników.

W pracy [16] po omówieniu sił hydrodynamicznego oddziaływania mieszanej cieczy na mieszadło /podrozdział 2.1.2/ autor zwraca uwagę na to, że każda omówiona siła określona wzorem (2.1), (2.2) lub (2.7) posiada część zdeterminowaną, wynikającą z ruchu głównego i część stochastyczną, wynikającą z ruchu turbulentnego. Łącznie oddziaływanie turbulentne w miarę natężenia ruchu /wzrostu intensywności mieszania/ powoduje zaburzenia precyzyjnego ruchu wału mieszadła. Dokładniej obszaru statecznej pracy wału autor nie określa.

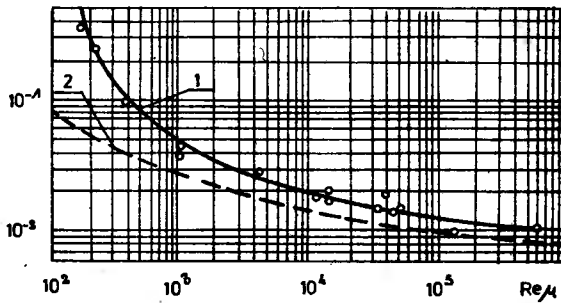
Autor niniejszej pracy wykonał [76] analizę teoretyczną stateczności wału z mieszadłem cieczy w oparciu o siły zdeterminowane promieniowe, styczne i wzdłużne działające na układ o siedmiu stopniach swobody, w którym masa wału została zastąpiona dwiema masami dyskretnymi, a mieszadło zostało zastąpione tarczą. Z analizy tej wynika, że siły hydrodynamiczne ograniczają obszar stateczności wału giętkiego.



a.



b.



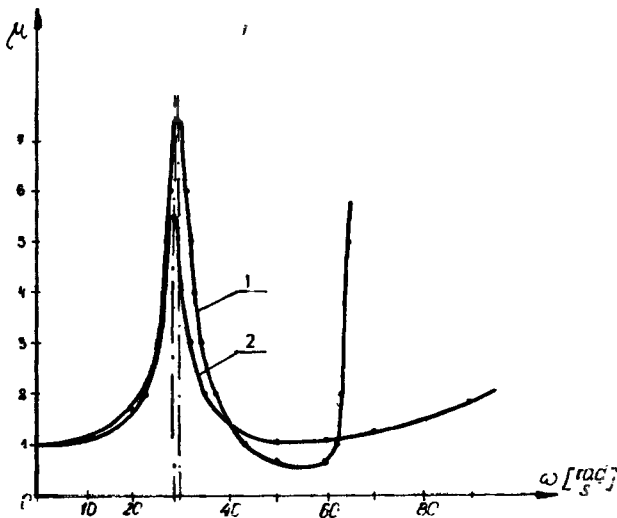
c.

Rys.2.15. Zależności: 1- $b_2 = f_1(Re_c, D/d_m)$, 2- $C_1 = f_2(Re_c, D/d_m)$:
 a) dla miazdzą turbinowego zamkniętego
 b) dla miazdzą turbinowego otwartego
 c) dla miazdzą śmigłowego

Badania doświadczalne wykonane na stanowisku przedstawionym schematycznie na rysunku 2.5, a przedstawione w pracach [77, 78], potwierdziły analizę teoretyczną w stosunku do miazdzą turbinowych otwartych, pracujących w wodzie w zbiorniku bez przegród i z przegrodami. Przedstawione w tych pracach oscylogramy przemieszczeń poprzecznych wału i charakterystyki amplitudowe drgań wału upoważniają do wyrażenia następujących spostrzeżeń:

- w całym obszarze podkrytycznym łącznie z obszarem podstawowego rezonansu i częściowo w obszarze ponadkrytycznym ruch wału z miazdzą był ruchem precesyjnym prostym synchronicznym;
- w obszarze nadkrytycznym, w różnej odległości od rezonansu podstawowego, zależnej od stosunku średnicy zbiornika do średnicy miazdzą i zabudowy zbiornika, następowało zakłócenie ruchu synchronicznego.

Jeżeli zbiornik nie posiadał przegród, to przeważała cyrkulacja okrężna i tworzył się centralny lej i gdy zbliżał się on do płasty mieszadła, to następowało przejście w precesję prostą asynchroniczną z prędkością równą podstawowej częstotliwości własnej, z równoczesnym gwałtownym wzrostem amplitudy. Natomiast gdy zbiornik posiadał przegrody, to wówczas nie występował lej centralny, ale pojawiało się stochastyczne zaburzenie regularnych drgań obrotowych /precesji synchronicznej/ o stopniowo narastających amplitudach w miarę wzrostu obrotów. Przykładowo na rysunku 2.16 przedstawione są charakterystyki amplitudowe wału z mieszadłem turbinowym otwartym o $d_m = 100$ mm w zbiorniku o $D = 525$ mm napełnionym wodą do wysokości $H = 460$ mm. Mieszadło znajdowało się na wysokości $h = 230$ mm od dna zbiornika. Krzywa 1 przedstawia ruch mieszadła w zbiorniku bez przegród, a 2 z przegradami.



Rys.2.16. Charakterystyki amplitudowe wału z mieszadłem turbinowym odkrytym o $d_m = 100$ mm w zbiorniku:
1 - bez przegród, 2 - z przegradami

W pracy [78], oprócz tłumienia częstotliwości rezonansowej opisanego w podrozdziale 2.1.1, autor badał wpływ lepkości cieczy na stateczność wału z mieszadłem turbinowym otwartym w zbiorniku z przegradami. Wyniki badań zestawione są w prawej części rysunku 2.6. Przedstawiono tam początek strefy niestatecznej pracy wału giętkiego w zależności od stosunku d_m/D i rodzaju /lepkości i ciężaru właściwego/ cieczy. Odpowiadająca tym wykresom formuła matematyczna ma postać

$$\omega_{2c} = \frac{\omega_{20}}{\sqrt{1 + 745 \left(\frac{\eta_c}{\eta_0} \frac{\rho_0}{\rho_c} \right)^{-0,26} \left(\frac{d_m}{D} \right)^{2,9}}} \quad (2.52)$$

gdzie:

- ω_{20} - druga harmoniczna częstość drgań w powietrzu
- η_c - lepkość mieszanej cieczy
- ρ_c - gęstość mieszanej cieczy
- η_0 - lepkość powietrza
- ρ_0 - gęstość powietrza

2.4. Podsumowanie opisanych badań

Na podstawie omówionych w rozdziale 2 prac badawczych można stwierdzić, że wiele problemów dynamiki mieszadeł szybkoobrotowych nie jest szczególnie opracowanych. Najmniej rozpoznany jest wpływ mieszanej cieczy na drgania wałów. Niewątpliwie mieszana ciecz tłumi amplitudy rezonansowe drgań wału, zmniejsza wartość podstawowej częstości krytycznej i wymusza nieprzemijające drgania w obszarze za podstawową prędkością krytyczną.

Tłumienie amplitud drgań poprzecznych wału jest znaczne, ale tylko w obszarze rezonansowym. Jest to charakterystyczne dla tarcia zewnętrznego, a więc i w przypadku oporów mieszanej cieczy zjawisko jest aktualne, co widać na rysunkach 2.1, 2.2, 2.13 i 2.14. Tłumienie amplitud wału jest spotęgowane składowymi promieniowymi hydrodynamicznymi siłami wpływającymi strumieni cieczy z mieszadła. Ten szczegół tłumienia nie jest absolutnie zbadany. Jedynie w pracy [47] autorzy stwierdzają, że przejście przez rezonans mieszadła turbinowego było bardziej spokojne niż mieszadła śmigłowego. Bezpośrednio z tłumieniem amplitudy drgań wiąże się zagadnienie stosowania tłumików. O zastosowaniu tłumików drgań wałów mieszadeł wiadomo już z prac [33, 69, 85], w których zaleca się stosowanie tłumików /stabilizatorów/ walcowych lub stożkowych w przypadkach, gdy mieszadło pracuje w cieczach o znacznej lepkości i gęstości. W pracy [36] przebadano moc mieszania płynów newtonowskich oraz rozrzedzanych ścinaniem mieszadłem turbinowym otwartym z łopatkami prostymi oraz dziewięciu mieszadłami turbinowymi zaopatrzonymi w pierścienie stabilizujące o zmiennej geometrii w układzie standardowym z przegrodami i bez przegród. Nieznaczny wpływ stabilizatora na moc mieszania ujęto ilościowo w postaci bezwymiarowych korelacji. W żadnej z wymienionych prac nie mówi się o skuteczności zastosowanych tłumików.

Zmniejszenie wartości podstawowej częstości krytycznej wirującego wału mieszadła w cieczy jest wyjaśnione w sensie jakościowym. Wyjaśniona jest przyczyna zmniejszania częstości krytycznej, a mianowicie jest nią masa cieczy pozornej "przyczepionej" do mieszadła. W pracy [16] widać wyraźnie, że jej wpływ istotny jest dla przepływów laminarnych /częstości

mieszadła od kilku do około $30 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ /. Ze wzrostem burzliwości przepływu cieczy przez mieszadło ilość cieczy pozornej maleje. Ujęcie tego problemu ilościowo jest niezmiernie trudne, a metoda określenia zmniejszenia częstości krytycznej zastosowana w pracach [48, 78] nie ma cech ogólności. Jest aktualna dla obszaru niskich częstości krytycznych, zmieniających się w pasmie badanym, a więc od kilkunastu do około $30 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$.

Trzeci efekt wpływu mieszanej cieczy na drgania wału z mieszadłem, a mianowicie wzbudzenie dodatkowych drgań, nakładających się na drgania obrotowe, czyli ograniczenie stateczności ruchu wałów giętkich jest również słabo rozpoznany. Autorzy prac [47, 76, 77] są zgodni, że mieszana ciecz zakłóca naturalny stateczny ruch precesyjny prosty synchroniczny wału giętkiego i powoduje przejście tego ruchu w niestateczny ruch asynchroniczny prosty lub nawet w ruch asynchroniczny odwrotny [47]. Natomiast określenie granicy statecznej pracy wałów giętkich jest w literaturze potraktowane bardzo powierzchownie. Autorzy prac [1, 47, 48, 94], bazując na doświadczeniach wykonanych na zespołach z wałami bardzo elastycznymi $/\omega_0 = 15 + 25 \frac{\text{rad}}{\text{s}} /$, spotkali się z dość istotnymi skutkami niewielkiej już burzliwości i wyciągnęli wniosek, że jedynie warunki pracy wałów sztywnych /pracujących w obszarze podkrytycznym/ są właściwe dla szybkoobrotowych zespołów mieszających. Z tego względu dalszych badań nie kontynuowali. Podobne stanowisko zajął autor pracy [64]. Autor niniejszego opracowania, badając stateczność wału giętkiego o trochę większą sztywność $/\omega_0 = 25 + 30 \frac{\text{rad}}{\text{s}} /$, spotkał się z pewnym, liczącym się już obszarem statecznej pracy wału giętkiego, szczególnie dla większych gęstości mieszanej cieczy i dużych stosunków średnic $D/d_m = 3,5 + 5,2$.

Lepiej przedstawia się sprawa określenia obrotów krytycznych zespołów mieszających, a więc część bardziej użyteczna dynamiki mieszadeł. Metody nomogramów [48, 94], zastępczej masy i sztywności [25, 26, 74], współczynników [72], czy opartej na regule Dunkerley'a [68, 69, 95] są metodami przybliżonymi, ale powszechnie uznanymi jako wystarczająco dokładne do obliczeń inżynierskich. Można tylko przeanalizować ich stopień dokładności w porównaniu z dokładniejszą i coraz popularniejszą metodą elementów skończonych. Pewne wątpliwości budzić może tylko stosowanie wzoru (2.47) do wyznaczania średnicy zastępczej dla wałów stopniowanych. Pomijanie w metodach tych wpływu odkształcalności podpór łożyskowych wału jest uzasadnione, gdyż w obecnych rozwiązaniach konstrukcyjnych kołowo-symetryczna sztywność jest wielokrotnie większa od sztywności wału. W przypadkach nowych rozwiązań, o bardziej sztywnych wałach, lub podporach tłumiąco-amortyzujących, sztywność podpór trzeba będzie uwzględnić. Wydaje się, że uwzględnienie wpływu momentów żyroskopowych dla przypadku precesji odwrotnej, jako bezwzględnie niestatecznej, w metodzie przedstawionej w pracach [68, 69, 95] nie jest uzasadnione i niepotrzebnie zaniża wartość częstości krytycznej, przez co zwiększa średnicę projektowanego wału sztywnego.

Brak dostatecznej informacji o wpływie mieszanej cieczy na drgania zespołu mieszającego zdecydowanie utrudnia poprawne projektowanie wałów zespołów mieszających. Wycinkowość wykonanych badań modelowych doprowadzi-

ła do wytworzenia się poglądu, szczególnie akcentowanego w pracach [1, 47, 48, 94], że tylko wały sztywne są właściwe dla szybkoobrotowych zespołów mieszających. Odbiciem tego poglądu są sprecyzowane w pracach [64, 66, 68, 69, 85] warunki, według których wały zespołów mieszających należy tak projektować, aby pracowały z prędkościami:

$$\omega \leq (0,7 + 0,8) \omega_0 \quad \text{w cieczy o } \rho_c \leq 300 \text{ mPas i } \rho_c \leq 1500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

oraz

$$(2.53)$$

$$\omega \leq (0,55 + 0,6) \omega_0 \quad \text{w cieczy o } \rho_c > 300 \text{ mPas i } \rho_c > 1500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Natomiast wały giętkie można stosować w mieszalnikach o dużych pojemnościach $V \geq 25 \text{ m}^3$, w których $D/d_m > 4$ i wówczas prędkość kątowna powinna wynosić

$$(1,35 + 1,6) \omega_{01} \leq \omega \leq 0,7 \omega_{02} \quad (2.54)$$

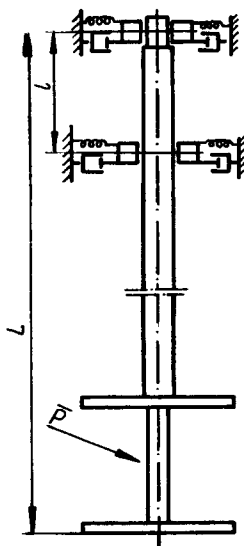
Zalecenia te okazały się zbyt krępujące dla projektantów aparatury. Dla wielu procesów inżynierii chemicznej, w których wymagane są niezbyt wysokie obroty mieszadeł, proponowany sposób wymiarowania jest zadowalający, ale dla pewnych grup procesów, np. wytwarzanie zawiesiny proszków ciał stałych w cieczy, czy rozpuszczanie gazów w cieczy /np. /np. uwodornianie tłuszczów/, wymagających wyższych prędkości obrotowych, zalecenia te prowadzą do bardzo trudnych rozwiązań konstrukcyjnych zespołów mieszających. Przykładowo: rozpuszczalnik o objętości $V = 2 \text{ m}^3$ /600 kg związków soli w 2 m^3 rozpuszczalnika przy stosunku $\rho_m/\rho_c = 2,5$ i $D/d_m = 3,85$ wymaga prędkości kątowej mieszadła śmigłowego $\omega = 100 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$. Można tu zastosować wał giętki o średnicy $d = 50 \text{ mm}$ i $\omega_0 = 50 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ lub wał sztywny o średnicy $d = 150 \text{ mm}$ i $\omega_0 = 140 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$. Żeby jednak można było zastosować wał giętki, należy prowadzić dalsze badania w tej dziedzinie.

3. BADANIA WŁASNE

3.1. Cel i zakres badań własnych

Celem prezentowanej pracy badawczej jest uzyskanie informacji niezbędnej do poprawnego projektowania, wykonywania i eksploatacji szybkoobrotowych zespołów mieszających o szerokim zakresie prędkości roboczych, pracujących w obszarach przed i za prędkością krytyczną pierwszego rodzaju. Osiągnięcie tego celu, jak wykazano w rozdziale 2.4, wymaga dalszych badań teoretycznych i doświadczalnych. Istniejący stan informacji nie zezwala na rozwiązanie teoretyczne ogólnego modelu szybkoobrotowego zespołu mieszającego, którego obraz może być taki jak na rysunku 3.1.

Jest to model inercyjnego wału o masie rozłożonej wzdłuż osi z zamocowanymi inercyjnymi mieszadłami o masie rozłożonej w postaci sztywnej tarczy lub o masie skupionej na osi wału. Wał ułożyskowany jest jednostronnie w inercyjnych łożyskach, podpartych w podporach sprężysto-tłumiących. Na swobodny koniec wału oddziałuje wektor zewnętrznych sił tłumiących i wymuszających, pochodzących od strumieni mieszanej cieczy. Kompleksowe rozwiązanie przedstawionego modelu, w aspekcie określenia warunków statecznej pracy, jest przy obecnym stanie wiedzy niemożliwe. Zasadniczą trudnością, jak wynika z rozdziału 2.4, jest brak ścisłych danych o wektorach sił tłumiących i wymuszających. Pozostaje więc metoda etapowa, polegająca na analizie drgań swobodnych w celu wyznaczenia prędkości krytycznych ω_{01} i ω_{02} zespołu mieszającego poruszającego się w powietrzu i analizie wpływu mieszanej cieczy.



Rys.3.1. Ogólny model szybkoobrotowego zespołu mieszającego

Zaprezentowana metoda realizacji celu pracy determinuje dwa problemy badawcze.

1. Jak zmienia się i jakie są przyczyny zmian oddziaływania mieszanej cieczy, w poszczególnych jej skutkach /obniżenie częstości rezonansu podstawowego, tłumienie amplitudy rezonansowej i zaburzenie precesyjnego ruchu wału giętkiego/, na szybkoobrotowe zespoły mieszające

o zakresie częstości własnych $\omega_0 = 20 + 50 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$?

2. Czy stosowane metody obliczeń prędkości krytycznych /rezonansowych/ ω_0 zespołów mieszających są wystarczająco dokładne i umożliwiają projektowanie zespołów z wałami sztywnymi i giętkimi ?

Pierwszy problem badawczy może być rozwiązany przez ogólniejsze badania doświadczalne modelowe w stosunku do badań dotychczas wykonywanych i opublikowanych w pracach [1, 16, 47, 48, 76, 77, 78, 80, 81, 93, 94], a założony zakres częstości własnych, znacznie szerszy niż w badaniach dotychczas zrealizowanych, jest adekwatny do stosowanych prędkości roboczych szybkoobrotowych mieszadeł $\omega = 12,5 + 183 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$. Stosowanie jednostronnie ułożyskowanych zespołów mieszających, pracujących z prędkością $\omega > 75 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ w obszarze przed rezonansem podstawowym, co zaleca się w pracach [47, 64, 68, 69] prowadzi do bardzo grubych wałów. Natomiast zespół o częstości podstawowej $\omega_0 \approx 50 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ może pracować z prędkością $75 < \omega < 200 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$, jeżeli wymuszenie turbulentne mieszanej cieczy nie zaburzy precesyjnego ruchu synchronicznego zespołu mieszającego.

Drugi problem badawczy można rozwiązać metodą analizy teoretycznej wykorzystując metody teorii drgań. Należy tu przeanalizować stosowane metody obliczeń pod względem ich dokładności, uzasadnić przypadki, w których należy uwzględnić wpływ momentów żyroskopowych na częstość własną i zaproponować metodę, umożliwiającą wyznaczenie częstości pierwszej i drugiej harmonicznej drgań własnych ω_{01} i ω_{02} , gdyż projektowanie wałów giętkich wymaga znajomości dwóch pierwszych częstości własnych.

Pierwszy problem badawczy, posiadający więcej cech poznawczych, a więc posiadający większą wartość naukową, jest podstawowym problemem dla niniejszej pracy.

Adekwatny do problemów badawczych zakres badań własnych można podzielić na następujące etapy.

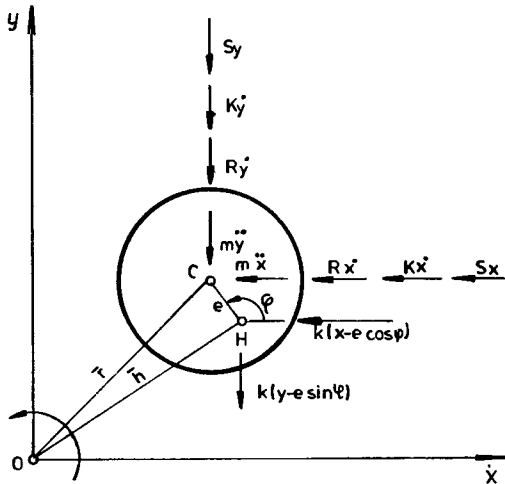
1. Badania poznawcze i utylitarne tłumienia amplitudy drgań rezonansowych i obniżenia częstości rezonansowych.
2. Badania poznawcze i optymalizacyjne tłumików drgań rezonansowych.
3. Badania poznawcze i identyfikacyjne wymuszenia drgań przez czynnik mieszany.
4. Badania utylitarne granicy statecznej pracy zespołów z wałami giętkimi.
5. Analiza stosowanych metod obliczeń prędkości krytycznych i zaproponowanie jednej ze znanych, nowoczesnych i uniwersalnych metod, adekwatnej do potrzeb projektowania zespołów mieszających.

3.2. Koncepcja badań własnych

Do realizacji przeważającej części badań własnych niezbędny jest obiekt badań. Może nim być stanowisko badawcze pokazane schematycznie na rysunku 2.5 z odpowiednio szerokim asortymentem wymiennych elementów. Opis stanowiska badawczego podany będzie w następnym podrozdziale. Modelem dy-

namicznym zespołu mieszającego tego stanowiska /obiętku badań/ może być stosunkowo prosty model przedstawiony na rysunku 1.3. Może on być wykorzystany do przybliżonej analizy teoretycznej niektórych form oddziaływania mieszanej cieczy na zespół mieszający. Z kolei analiza ta ułatwi przyjęcie modeli matematycznych dla niektórych etapów badań własnych.

Jak już wspomniano model zespołu mieszającego przedstawiony na rysunku 1.3 jest modelem dyskretnym jednomasowym w postaci krążka. Zakładając $z = \text{const}$ oraz $\varphi(t) = \omega t$ otrzymamy model drgań obrotowych, podczas których środek krążka /przy $e=0$ / porusza się w płaszczyźnie Oxy /rys.3.2/.



Rys.3.2. Jednomasowy model zespołu mieszającego

Jeżeli ponadto pominiemy ruch obrotowy krążka wokół osi Ox i Oy /zaniedbamy wpływ momentów żyroskopowych/, to otrzymany układ podobny będzie do analizowanego w pracy [81], dla którego równanie ruchu jest następujące:

$$m \ddot{z} + R \dot{z} + k'z = k e e^{i\omega t} - S(t, \omega) \quad (3.1)$$

gdzie:

m - masa układu złożona z masy mieszadła m_m , masy pozornej cieczy m_h i częściowej masy wału $\alpha m' L$, w której współczynnik α zależy od sposobu podparcia wału

$$m = m_m + m_h + \alpha m' L \quad (3.2)$$

R - siła oporu czołowego przypadająca na jednostkę prędkości, według zależności (2.8)

$$R = C_1 \rho_C d_m^3 \omega \quad (3.3)$$

k' - suma siły sprężystości i reakcja dynamiczna wypływającego z mieszadła strumienia cieczy (2.12), przypadająca na jednostkę przemieszczenia środka mieszadła

$$k' = k + K' = k + K \varrho_c d_m^3 \omega^2 \quad (3.4)$$

$S(t, \omega)$ - stochastyczne oddziaływanie turbulencji mieszanej cieczy na mieszadło przy określonej prędkości kątowej ω

z - współrzędna zespolona

$$z = x + iy \quad (i = \sqrt{-1})$$

Dla obszaru warunków pracy, gdy $\omega < \omega_s / \omega_s$ - prędkość, od której siły turbulencji odgrywają istotną rolę; z doświadczenia wynika, że w większości przypadków $\omega_s > \omega_{o1}$ / równanie (3.1) przyjmuje postać

$$m \ddot{z} + R \dot{z} + k' z = k e^{i\omega t} \quad (3.1')$$

a jego rozwiązaniem jest funkcja zespolona

$$z = A e^{i(\omega t - \psi)} \quad (3.5)$$

opisująca drgania obrotowe masy m_m . W równaniu (3.5)

$$A = \frac{e}{\sqrt{\left[1 - \frac{(m - K \varrho_c d_m^3) \omega^2}{k}\right]^2 + \left(\frac{c_1 \varrho_c d_m^3 \omega^2}{k}\right)^2}} \quad (3.6)$$

jest amplitudą, a

$$\psi = \arctg \frac{c_1 \varrho_c d_m^3 \omega^2}{k - (m - K \varrho_c d_m^3) \omega^2} \quad (3.7)$$

fazą drgań obrotowych.

Z wyrażenia (3.6) można wyznaczyć współczynnik uwielokrotnienia odkształcenia dynamicznego wału w stosunku do odkształcenia statycznego jako

$$\mu = \frac{A}{e} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \frac{(m - K \varrho_c d_m^3) \omega^2}{k}\right]^2 + \left(\frac{c_1 \varrho_c d_m^3 \omega^2}{k}\right)^2}} \quad (3.8)$$

Badając ekstremum wyrażenia (3.8) jako funkcję częstości ω otrzymamy maksymalną /rezonansową/ wartość współczynnika uwielokrotnienia amplitudy i częstość krytyczną drgań mieszadła w postaci:

$$\mu_k = \frac{(m - K \varrho_c d_m^3)^2 + (c_1 \varrho_c d_m^3)^2}{c_1 \varrho_c d_m^3 \sqrt{(c_1 \varrho_c d_m^3)^2 + 2(m - K \varrho_c d_m^3)^2}} \quad (3.9)$$

$$\omega_k = \sqrt{\frac{k}{m - K \varphi_c d_m^3 + \frac{(C_1 \varphi_c d_m^3)^2}{m - K \varphi_c d_m^3}}} \quad (3.10)$$

Przedstawiona analiza uproszczonego modelu zespołu mieszającego wskazuje na parametry, od których zależy obniżenie częstotliwości rezonansowej i tłumienie amplitudy rezonansowej. Będzie ona pomocną przy określeniu modeli matematycznych współczynników określających skutki oddziaływania mieszanej cieczy na zespoły mieszające. Skutki te, wyszczególnione w rozdziale 2, określimy niżej opisanymi współczynnikami:

- obniżenie częstotliwości rezonansowej określać będziemy współczynnikiem obniżenia częstotliwości rezonansowej

$$\xi = \frac{\omega_k}{\omega_0} = \frac{n_k}{n_0} \quad (3.11)$$

gdzie:

ω_k - częstotliwość krytyczna zespołu mieszającego w mieszanej cieczy

n_k - prędkość obrotowa krytyczna zespołu mieszającego w mieszanej cieczy

ω_0 - częstotliwość krytyczna w powietrzu

n_0 - prędkość obrotowa w powietrzu

- tłumienie amplitudy rezonansowej określać będziemy współczynnikiem wielokrotnienia amplitudy drgań rezonansowych

$$\mu_k = \frac{A_k}{e} \quad (3.12)$$

gdzie:

A_k - amplituda rezonansowa drgań zespołu mieszającego

e - odkształcenie statyczne osi wału w miejscu pomiaru amplitudy

- wzbudzenie technicznie niestatecznych drgań stochastycznych określać będziemy współczynnikiem niestateczności turbulentnej

$$\lambda = \frac{\omega_s}{\omega_0} = \frac{n_s}{n_0} \quad (3.13)$$

gdzie:

ω_s, n_s - odpowiednio prędkość kątowna i obrotowa, powyżej której amplitudy drgań stochastycznych są już niebezpiecznie duże

Z zależności (3.10), określającej częstotliwość krytyczną zespołu mieszającego, wynika że

$$\omega_k = f(k, m, \varphi_c, d_m, C_1, K) \quad (3.14)$$

jest złożoną funkcją wielu czynników o różnej intensywności wpływu. Dla zespołów z mieszadłami śmigłowymi, wytwarzającymi cyrkulację wtórną o przewodzie kierunku osiowego, $K = 0$, a więc zależność (3.10) przyjmuje postać

$$\omega_k = \sqrt{\frac{k}{m + \frac{(c_1 \rho_c d_m^3)^2}{m}}}$$

z której wyraźnie widać, że przy stałym k istotną rolę odgrywa m_h /masa pozorną cieczy (3.2)/, a następnie hydrodynamiczne działanie styczne mieszanej cieczy. Natomiast dla różnych wartości k /różnych sztywności wału/ wpływy te będą różne.

Z kolei z zależności (3.12) i (3.9), określających współczynnik uwielokrotnienia amplitudy rezonansowej, wynika że

$$\mu_k = f(e, m, \rho_c, d_m, c_1, K) \quad (3.15)$$

jest złożoną funkcją o przewodzie tych samych czynników, które decydują o obniżeniu częstości rezonansowej.

Z dotychczasowych badań [77, 78] można wnioskować, że współczynnik niestateczności turbulentnej λ będzie zależny od rodzaju mieszadła, sztywności wału, rodzaju cieczy oraz wymiarów mieszadła i zbiornika. Można to ująć następującą funkcją:

$$\lambda = f(C, \omega_o, \rho_c, \eta_c, d_m, D, V) \quad (3.16)$$

gdzie:

C - stała zależna od rodzaju mieszadła

Jeżeli odrębnie potraktujemy rodzaje mieszadeł, to zależność (3.16) można zapisać w formie

$$F(\omega_s, \omega_o, \rho_c, \eta_c, d_m, D, V) = 0 \quad (3.17)$$

która nadaje się bezpośrednio do analizy wymiarowej. Przyjmując ω_s , ρ_c i d_m jako wielkości wymiarowo niezależne, a reprezentujące podstawowe wymiary: [kg], [m] i [s] w oparciu o analizę podaną w [50] zależność (3.17) można przekształcić do postaci

$$F\left(\frac{\omega_s}{\omega_o}, \frac{D}{d_m}, \frac{\eta_c}{\rho_c d_m^2 \omega_o}, \frac{V}{d_m^3}\right) = 0 \quad (3.18)$$

z której wynika, że

$$\lambda = f\left(\frac{D}{d_m}, \frac{\eta_c}{\rho_c d_m^2 \omega_o}, \frac{V}{d_m^3}\right) \quad (3.19)$$

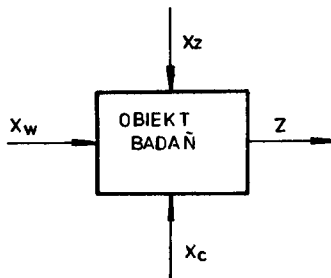
Z zależności (3.19) wynika, że dla danego rodzaju mieszadła współczynnik niestateczności turbulentnej zależy od stosunku średnic D/d_m , od rodzaju mieszanej cieczy, przy czym wpływ własności mieszanej cieczy jest różny dla różnych sztywności wałów oraz od wielkości zbiornika.

Wszystkie omówione współczynniki $\bar{\epsilon}$, μ_k , λ da się wyznaczyć z doświadczalnych charakterystyk amplitudowych dla różnych kombinacji zespołów mieszających, zbiorników i mieszanych cieczy.

3.3. Stanowisko badawcze

3.3.1. Opis stanowiska badawczego

Do realizacji przedstawionego w podrozdziale 3.1 zakresu badań własnych autor przyjął metodę systemową, której obiektem badań /rys.3.3/ jest mieszalnik modelowy /rys.3.4/ wraz z zachodzącym w nim procesem mieszania czynnika ciekłego.



Rys.3.3. Schemat obiektu badań doświadczalnych jako systemu:

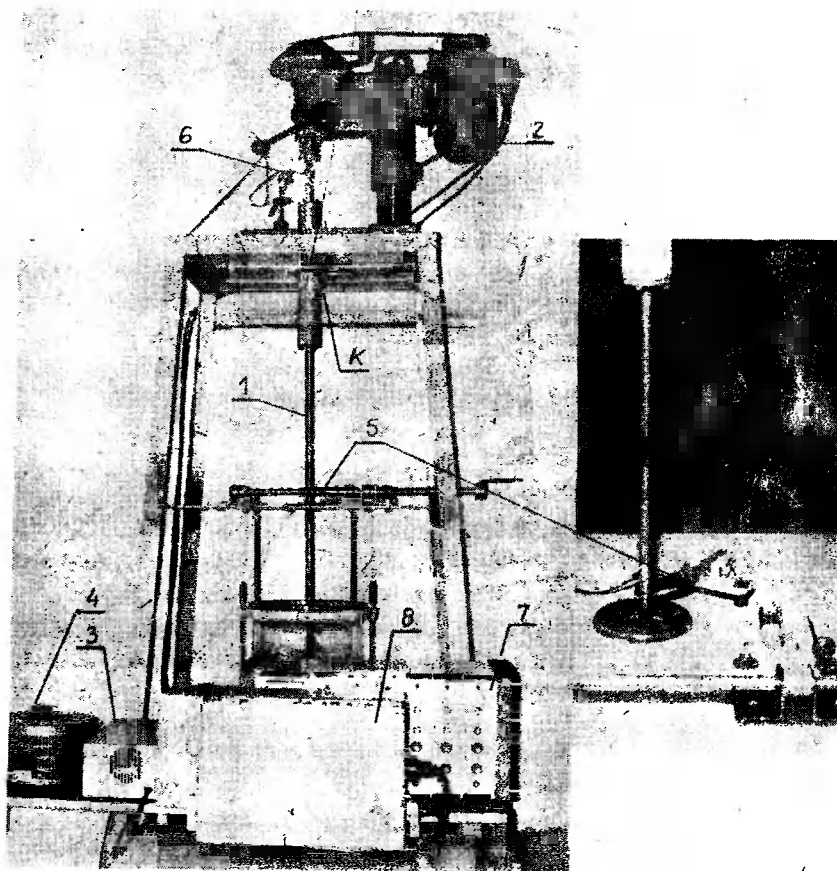
x_w, x_z, x_c - przestrzeń wejścia
 z - przestrzeń wyjścia

Obiekt badań ma na wejściu zbiory czynników sterowalnych przed badaniami x_c /parametry stałe/, sterowalnych w czasie badań x_w /parametry zmienne/ oraz niesterowalnych x_z /zakłócenia/. Stanowią one przestrzeń wejścia. Przestrzeń wyjścia z obiektu badań stanowią parametry zarejestrowane na taśmie rejestratora w postaci procesu stochastycznego, określającego amplitudy drgań obrotowych wału i w postaci zdeterminowanych wskaźników obrotów wału oraz podstawy czasu. Parametry przestrzeni wyjścia pozwalają na wyznaczenie charakterystyk amplitudowych $\mu = f(\omega)$, z których można odczytać μ_k oraz ω_k i ω_g jako parametrów niezbędnych do określenia współczynników $\bar{\epsilon}$ i λ .

W skład czynników sterowalnych wejścia wchodzi:

- rodzaje mieszadeł: turbinowe i śmigłowe bez tłumików i z tłumikami o określonej konstrukcji i wymiarach,
- cechy geometryczne mieszadeł; jako niezależną wielkość przyjęto średnicę mieszadła d_m .

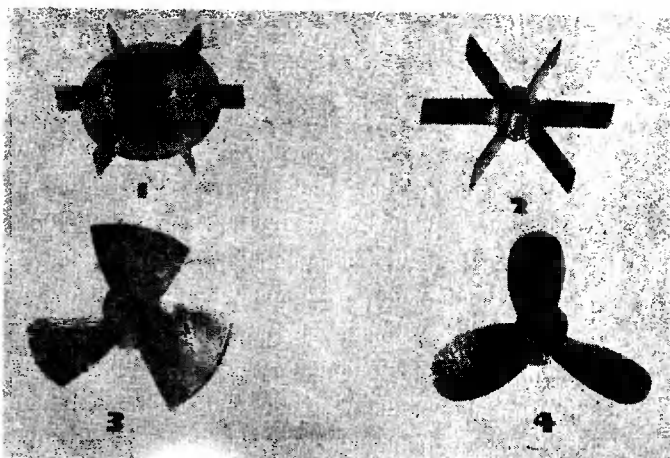
- cechy geometryczne zbiorników; zabudowy zbiorników i rodzaje den /płaskie i wypukłe/ oraz średnica wewnętrzna D ,
- sztywności wałów mieszadeł, określone częstością własną podstawową drgań obrotowych w powietrzu ω_0 , a zdeterminowaną jego wymiarami /średnicą d , długością L i rozstawem łożysk l / oraz masą mieszadła,
- rodzaj mieszanej cieczy; newtonowska o gęstości ρ_c i lepkości η_c i nienewtonowska o gęstości ρ_c i średniej lepkości η_{sr}^I ,
- względne położenie mieszadła i zbiornika /zagiębnienie mieszadła h_m /,
- prędkość kątowna zespołu mieszającego ω .



Rys.3.4. Stanowisko badawcze:

- 1 - zespół mieszający
- 2 - silnik napędowy typu PZ0b-22b
- 3 - prostownik
- 4 - autotransformator regulacyjny typu TaR-2,5
- 5 - elektrooporowy przetwornik amplitudy drgań
- 6 - indukcyjny przetwornik prędkości obrotowych
- 7 - mostek TDA-6
- 8 - rejestrator pętlicowy typu K-115

Niektóre z używanych do badań mieszadeł pokazane są na rysunku 3.5, a ich dane zestawione są w tabelicy 3.1.



Rys.3.5. Przykłady zastosowanych mieszadeł:

- 1 - turbinowe tarczowe otwarte /standardowe/
- 2 - turbinowe otwarte o pełnej długości łopatek
- 3 - śmigłowe o poszerzonych łopatkach
- 4 - śmigłowe standardowe

Tablica 3.1

Lp.	Typ mieszadła	Średnica mieszadła d_m [mm]	Masa mieszadła m_m [g]
1	Turbinowe tarczowe /standardowe/	75,100,140,175,200	65,90,140,305,395
2	Turbinowe o pełnej długości łopatek /standardowe/	100,140,175,200	75,125,240,450
3	Śmigłowe o poszerzonych łopatkach	75,100,140,175,200	75,100,125,175,235
4	Śmigłowe standardowe	80,110,140,175,200	75,85,95,160,220

Inne badane mieszadła /mieszadła z tłumikami/ omówione będą w odpowiednim rozdziale pracy. Wszystkie mieszadła wykonane zostały w oparciu o normy branżowe i dokumentację wykonaną przemysłową. Używane do badań zbiorniki wykonane zostały jako metalowe z dnami płaskimi o średnicach $D = 525, 450, 380$ i 215 mm oraz szklany z dnem płaskim i wymiennie wypukłym koszykowym o średnicy $d = 292$ mm. Wszystkie zbiorniki zaopatrzone zostały w typowe przegrody w postaci czterech pionowych listew o szerokości $B = 0,1 D$. Przyjęte wymiary mieszadeł i zbiorników umożliwiły wykonanie badań dla przedziału stosunków $D/d_m = 2,09 \div 5,25$, podczas gdy typowy przedział tych stosunków wynosi $3 \div 4$.

Stosowane wały, wchodzące wraz z mieszadłami w skład zespołów mieszających, posiadały różne wymiary i długości /w poszczególnych etapach badań będą one dokładnie określone/ i wykonane były jako pełne i rurowe, przemiatyczne i stopniowane, stalowe i mosiężne.

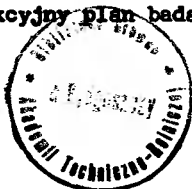
Wszystkie badane zespoły mieszające /poz.1 rys.3.4/ podparte były jednostronnie w stosunkowo sztywnym korpusie łożyskowym.

Pomiar amplitud drgań obrotowych realizowany był przy pomocy przetworników elektrooporowych naklejonych na cienkiej sprężystej beleczce, opartej o wał zespołu mieszającego w położeniu nad zbiornikiem w odległości około 820 mm od łożyska górnego /poz.5 rys.3.4/. Sygnały przetwornika wzmacniane w mostku 7 rejestrowane były rejestratorem 8. Natomiast prędkości obrotowe zespołu w postaci impulsów prądowych z przetwornika indukcyjnego 6 przez wzmacniacz 7 również podawane były do tego samego rejestratora pętlicowego. Prędkości obrotowe zespołów mieszających regulowane były za pośrednictwem ciągłej zmiany rezystancji autotransformatorem regulacyjnym 4 w obwodzie silnika napędowego prądu stałego 2.

Jako cieczy mieszane w badaniach używane były płyny reostabilne newtonowskie i rozrzedzone ścinaniem. Charakterystyki używanych płynów podane będą w opisach poszczególnych etapów badań. Napełnienie zbiorników cieczą we wszystkich etapach badań było do wysokości równej średnicy zbiornika $H = D$. Natomiast centryczne ustawienie mieszadeł w cieczy wynosiło $h_m = H/2$ lub $h_m = d_m$.

Z dużej liczby sterowalnych czynników przestrzeni wejścia, pewna ich ilość, w wyniku badań rozpoznawczych, przyjęta została jako parametry stałe x_c . Zaliczają się do nich, oprócz cech geometryczno-konstrukcyjnych elementów zespołów mieszających, zabudowy zbiorników i położenia mieszadeł względem zbiorników. Zabudowa zbiornika odgrywa istotną rolę w cyrkulacji mieszanej cieczy, z tego względu inne są charakterystyki drgań zespołu mieszającego w zbiorniku bez przegród i z przegradami [76, 77]. Ponieważ przegrody są powszechnie stosowane w zbiornikach i burzliwości strumieni cieczy są tu intensywniejsze, badania o charakterze użytkowym wykonane zostały tylko w zbiornikach z przegradami. W pracy [81] autor wykazał, że rodzaj dna nie ma istotnego wpływu na przebieg charakterystyki amplitudowej, dlatego zdecydowana większość badań wykonana została w zbiornikach z dnami płaskimi, ale wykorzystane zostały niektóre wyniki pomiarów w zbiorniku z dnem wypukłym. W tej samej pracy autor wykazał, że istotny wpływ na tłumienie amplitudy rezonansowej ma położenie centryczne mieszadła względem zbiornika, dlatego prawie wszystkie pomiary wykonane zostały przy położeniu mieszadła określonym wysokością $h_m = H/2$.

Pozostałe czynniki sterowalne /rodzaj mieszadła, średnica zbiornika, średnica mieszadła, rodzaj wału, rodzaj cieczy i prędkość obrotowa zespołu mieszającego/ zaliczone zostały do zbioru czynników zmiennych x_w , ale w poszczególnych cyklach badań, z wyjątkiem prędkości obrotowej zespołu mieszającego, traktowane były jako parametry centralne, chwilowo ustalone. Zastosowany więc był monoselekcyjny plan badań [45, 71].



W poczet czynników zakłócających /przypadkowych/ lub niemierzalnych systematycznych/ x_z można zaliczyć:

- turbulentne oddziaływanie strumienia cieczy na zespół mieszający,
- różne odkształcenia statyczne osi wału w miejscu pomiaru amplitudy w różnych wykonaniach wału,
- odchyłki owalności wału,
- zakłócenia własne przyrządów pomiarowych,
- udarowości wynikające z luzów,
- rezonanse własne niektórych innych elementów stanowiska i inne.

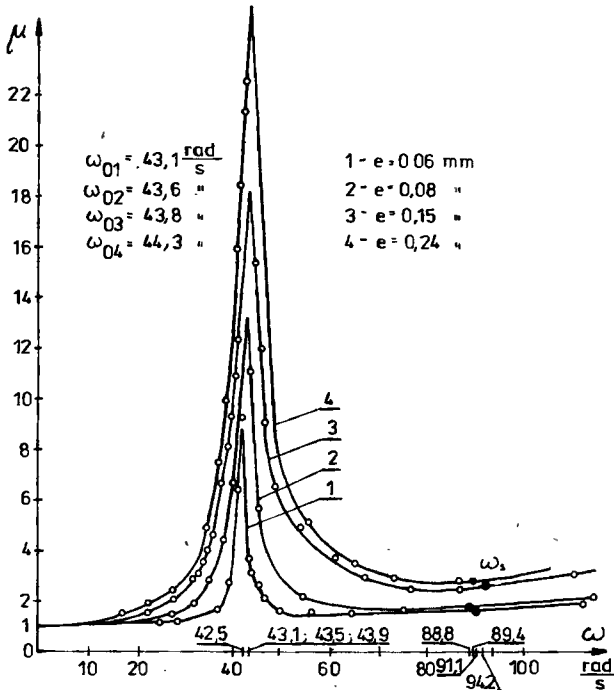
3.3.2. Analiza stanowiska badawczego

Przedstawione na rysunku 3.4 stanowisko badawcze z wymiennymi mieszadłami, wałami i zbiornikami jest pomniejszoną i uproszczoną kopią standardowych obiektów rzeczywistych. Wobec powyższego, oprócz spełnienia potrzeb zakresu badań, stanowisko badawcze musi spełniać warunki podobieństwa do obiektów rzeczywistych i nie wносить zbyt dużych zakłóceń w pomiarach interesujących wielkości.

Wymiennosc elementów stanowiska zapewnia jego adekwatność do zakresu badań. Natomiast warunki podobieństwa będą spełnione, jeżeli w procesie mieszania na stanowisku badawczym wystąpią identyczne moduły podobieństwa /liczby Reynoldsa, Froude'a, Webera i inne/ i spełnione będą warunki jednoznaczności. Warunki jednoznaczności stanowisko badawcze spełnia, bo główne jego elementy /zbiorniki i mieszadła/ są geometrycznie podobne do zestawów standardowych. Pomimo zachowania skali podobieństwa geometrycznego, można się spodziewać różnic w ilościowych pomiarach parametrów dynamicznych zespołów mieszających na stanowisku badawczym o różnych wymiarach jego elementów, gdyż zjawisko takie występuje w problemie pomiarów mocy mieszania [85].

Z czynników zakłócających wyszczególnionych w poprzednim podrozdziale najistotniejszy, poza turbulentnym oddziaływaniem mieszanej cieczy, jest fakt różnych odkształceń statycznych osi wału w miejscu pomiaru amplitudy. Badane wały posiadały dużą smukłość, stąd ich wykonanie było utrudnione i w efekcie posiadały one dość znaczne odchylenia od prostoliniowości. Po zmontowaniu odchylenia osi wałów od położenia pionowego w miejscu pomiaru amplitudy wynosiły $e = 0,12 + 0,25$ mm, a w miejscu zamocowania mieszadła $e' = 0,6 + 1,5$ mm. Charakter krzywizny osi nie był badany. Z teorii sprężystości wiadomo, że krzywizna osi wału zwiększa jego sztywność, a więc powinna ze wzrostem krzywizny wzrastać częstość własna. Również amplitudy drgań poprzecznych powinny wzrastać, gdyż ramiona niewyważonych mas wzrastają o wielkość krzywizny statycznej wału. W celu określenia istotności wpływu błędów wykonania wałów na jego charakterystyki amplitudowe, po zakończonych badaniach zasadniczych, wykonane zostały badania specjalne z wałem $\phi 17/18$. Przed badaniem został on w miarę dokładnie wyprostowany i po poszczególnych fazach pomiarowych stopniowo odkształcany giętnie. Wyniki badań w formie wykresów charakterystyk ampli-

tudowych podane są na rysunku 3.6, a obliczone współczynniki ϵ , μ_t i λ w tabelicy 3.2.



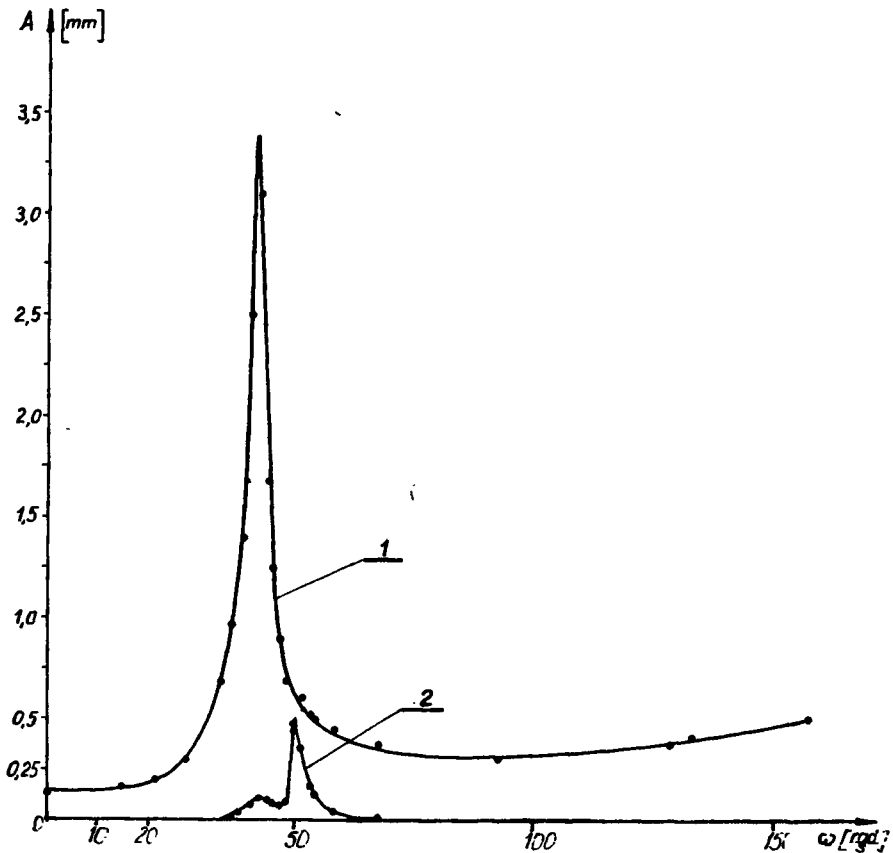
Rys. 3.6. Charakterystyki amplitudowe wału ϕ 17/18 o różnym stopniu krzywizny

Tabelica 3.2

Będane współczynnik	Wartości odkształcenia statycznego osi wału w miejscu pomiaru amplitudy e [mm]			
	0,06	0,08	0,15	0,24
Obniżenie częstości rezonansowej ϵ	0,985	0,990	0,993	0,991
Uwielokrotnienie amplitudy rezonansowej μ_t	8,5	12,0	16,5	21,8
Niestateczność turbulenta λ	2,06	2,05	2,08	2,13

Bez statystycznego badania istotności z danych tabelicy 3.2 widać, że niedokładność wykonania wałów wpływa na wartość współczynnika uwielokrotnienia amplitudy rezonansowej drgań wału, a nie ma wpływu na współczynniki obniżenia częstości rezonansowej i niestateczności turbulenta.

Pozostałe zakłócenia albo deformują kształt kreślonej amplitudy zmian położenia osi wału, albo nakładając się na obwiednię wykresu amplitudy utrudniają jej odczyty. Są one w dużej mierze eliminowane w trakcie odczytywania wartości amplitud lub w fazie kreślenia charakterystyk amplitudowych z poszczególnych cykli badań. Np. na rysunku 3.7 przedstawione są charakterystyki drgań wału i stojaka łożyskowego w punkcie K zaznaczonym na rysunku 3.4. Były to drgania poprzeczne z maksymalnymi amplitudami o kierunku leżącym w płaszczyźnie rysunku. Drgania górnej części korpusu stanowiska oraz napędu były analogiczne. Z tego wynika, że układ napędowy zbudowany na bazie wiertarki stołowej wraz ze stojakiem łożyskowym, zamocowanym do płyty wiertarki stanowią sztywną całość, a obserwowane drgania elementów stanowiska dotyczą zespołu mieszającego, korpusu stanowiska i beleczi, na której naklejonny jest przetwornik elektrooporowy amplitudy drgań wału /poz.5 rys.3.4/.



Rys.3.7. Charakterystyki amplitudowe:

1 - wału ϕ 17/18

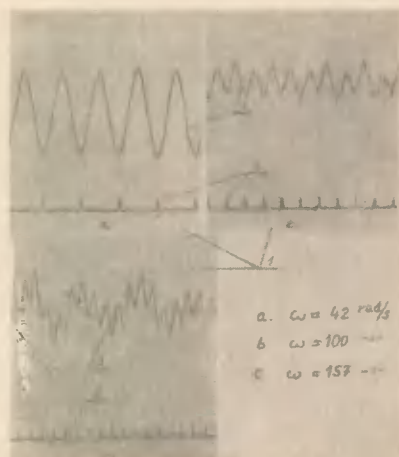
2 - korpusu łożyskowego /stojaka/ stanowiska badawczego

Z rysunku 3.7 widać, że oddziaływanie drgań korpusu stanowiska poprzez stojak łożyskowy na wał zespołu mieszającego występuje w wąskim paśmie prędkości kątowej / około $52,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ / i jest łatwo eliminowane w fazie kreślenia charakterystyk amplitudowych. Drgania własne beleczki z przetwornikiem elektrooporowym nie miały wpływu na pomiar amplitud drgań wału, bo jej częstość własna podstawowa występowała przy prędkości kątowej wału około $419 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$.

Na zakończenie tego podrozdziału warto wspomnieć, że dla czterech z badanych wałów wykonane były charakterystyki sztywności w zakresie występujących odkształceń w czasie badań. Wszystkie one miały kształt liniowy, co upoważnia do stwierdzenia, że stanowisko badawcze jako układ mechaniczny było układem geometrycznie liniowym. Potwierdzeniem tego jest fakt, że we wszystkich charakterystykach rezonansowych piki krzywych rezonansowych są symetryczne względem prostej równoległej do osi rzędnych, wystawionych w punkcie ω_k .

3.3.3. Metodyka pomiarów na stanowisku badawczym

Wspomniane już wyjście z obiektu badań było rejestrowane na taśmie rejestracyjnej, której przykłady podane są na rysunku 3.8.



Rys.3.8. Przykłady odcinków taśmy rejestratora

Każdy odcinek taśmy, odpowiadający pewnej wartości czynnika sterownego /prędkości obrotowej/, wymagał określenia wartości tego czynnika. Do tego celu służyła podstawa czasu /znacznik 1/ i długość posuwu taśmy na jeden obrót zespołu /znacznik 2/. Podczas każdej wartości prędkości obrotowej występowały zmiany położenia środka przekroju wału w miejscu pomiaru, zarejestrowane w postaci ciągłej procesy o charakterze mniej lub bardziej stochastycznym /znacznik 3/. Prędkości obrotowe i odpowiadające im amplitudy przemieszczeń poprzecznych wału z poszczególnych odcinków taśmy

były określane jako wartości średnie na całym odcinku taśmy. Z tym, że w obszarze zaburzeń turbulentnych, w celu wyznaczenia prędkości obrotowej n_g / ω_g , wartości średnie amplitud określane były z dziesięciu amplitud maksymalnych, co wyjaśnione zostanie w jednym z następných podrozdziałów. Odczytane z taśmy średnie wartości amplitud mnożone były przez współczynnik przełożenia, określony doświadczalnie dla każdego zestawienia czułości i zakresów pomiarowych aparatury. W celu sporządzenia jednej charakterystyki amplitudowej wykonywanych było od kilkunastu do około 35 pomiarów z zagęszczeniem w obszarze rezonansowym lub w obszarze zaburzeń turbulentnych, w zależności od tego, czy przedmiotem badań były efekty tłumienia, czy wymuszenia.

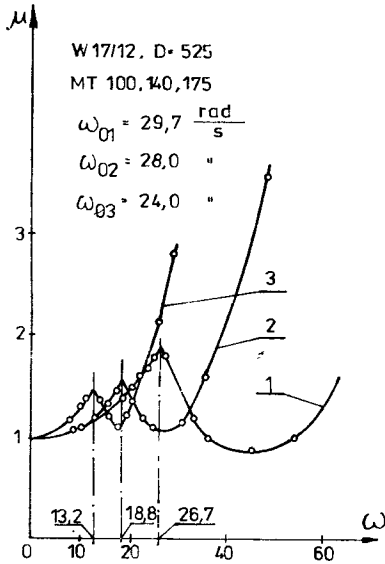
Pomiary częstości własnej drgań zespołu mieszającego w powietrzu ω_0 / n_0 dla każdego zespołu mieszającego realizowane były w oparciu o drgania gasnące zespołu w spoczynku, gdyż jak wykazano w badaniach rozpoznawczych, wpływy momentów żyroskopowych i opór ruchu w powietrzu były niezauważalne. Podobne porównanie drgań poprzecznych układu w spoczynku i w trakcie wirowania mieszadła w mieszanej cieczy wykazały znaczne różnice częstości własnych, co świadczy o istotnym wpływie cyrkulacji cieczy na charakterystyki rezonansowe.

Na rysunku 3.9 przedstawionych jest 29 przykładowych charakterystyk rezonansowych różnych zespołów mieszających, określonych symbolami średnic wałów /np. W17/12/ rodzajami i średnicami mieszadeł /np. MT100, MS80/ pracujących w zbiornikach o określonej średnicy D. W opisie charakterystyk podane są prędkości kątowe rezonansowe drgań w powietrzu ω_0 , na osiach odciętych podane są prędkości kątowe krytyczne wirujących zespołów w cieczy i na niektórych charakterystykach zaznaczone są prędkości ω_g , od których wpływ zaburzeń turbulentnych jest już istotny dla pracy układu. Na niektórych charakterystykach są uwagi: bez tłumika i z tłumikiem. Wskazują one na porównawczą metodykę badań skuteczności działania tłumików.

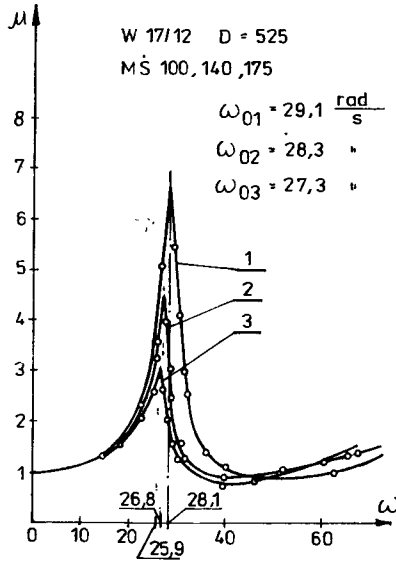
Z przytoczonych w tym rozdziale informacji można stwierdzić, że rozważany obiekt badań był obiektem dynamicznym o liniowych odkształceniach w badanym obszarze. Koncepcja badań własnych narzuciła monoselekcyjny plan badań, tzn. dla danego zestawu ustalonych zmiennych wejścia obiekt posiadał jedno wejście i jedno wyjście.

3.4. Badania tłumiącego działania mieszanej cieczy

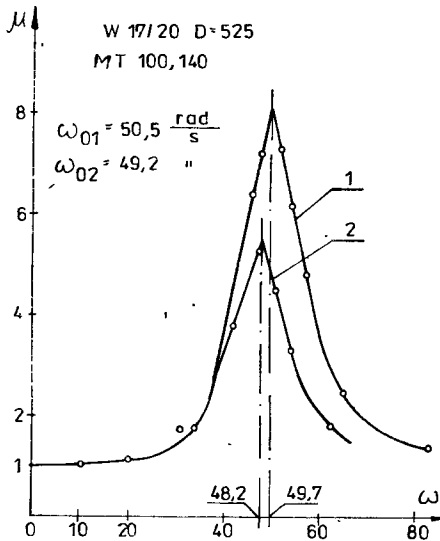
Z podsumowania aktualnego stanu wiedzy o dynamice mieszadeł wiadomo, że tłumiące działanie mieszanej cieczy zmniejsza amplitudę rezonansową zespołu mieszającego i obniża jej częstość. Z teorii drgań z kolei wiadomo, że te dwa efekty tłumienia są ze sobą sprzężone jako dwa efekty tej samej przyczyny, a mianowicie sił tłumienia. Specyfiką tłumiącego działania cieczy jest fakt dodatkowego obniżania częstości rezonansowej, wywołanego pozornym wzrostem masy mieszadła przez przyleganie towarzyszącej cieczy, a tłumienie amplitudy spotęgowane jest reakcjami hydrodynamicznymi



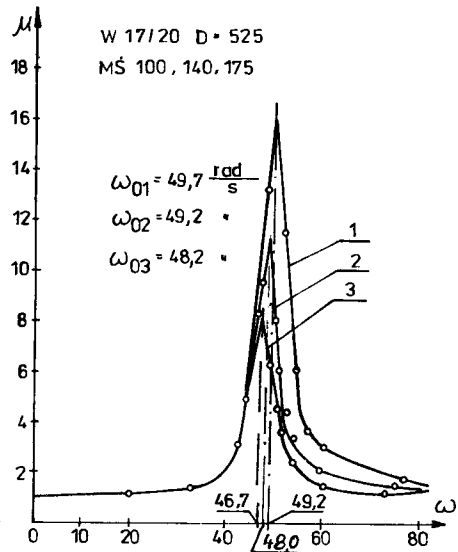
a.



b.

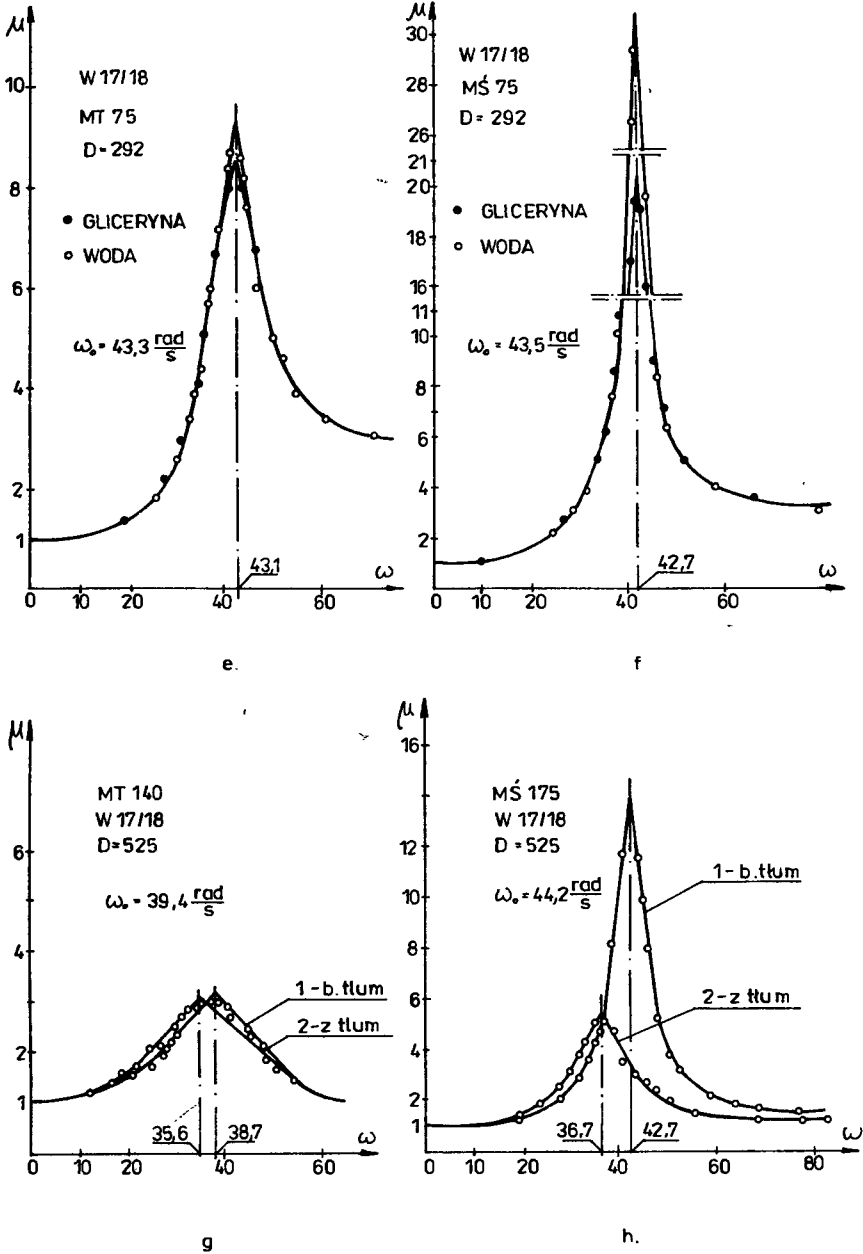


c.

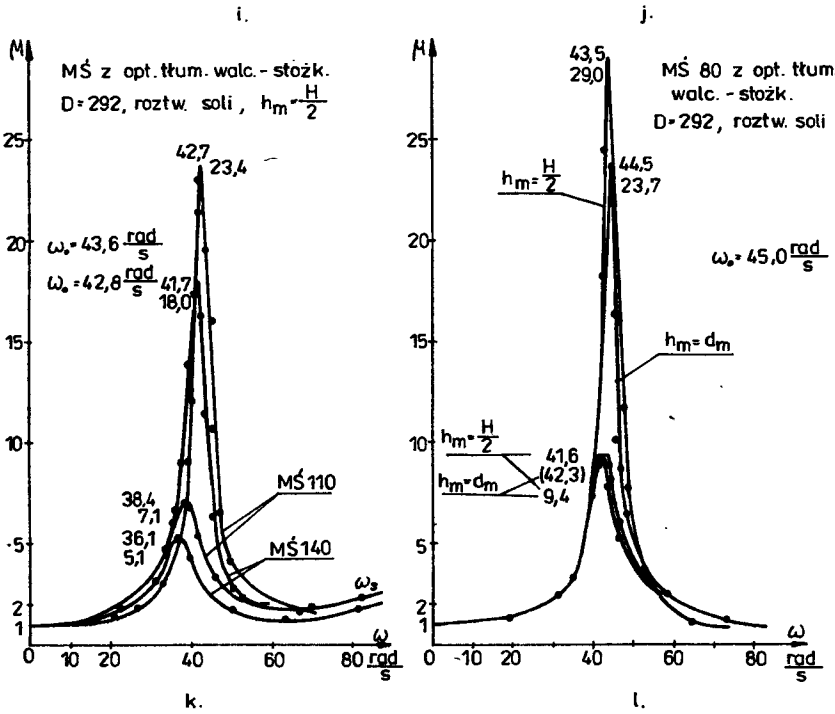
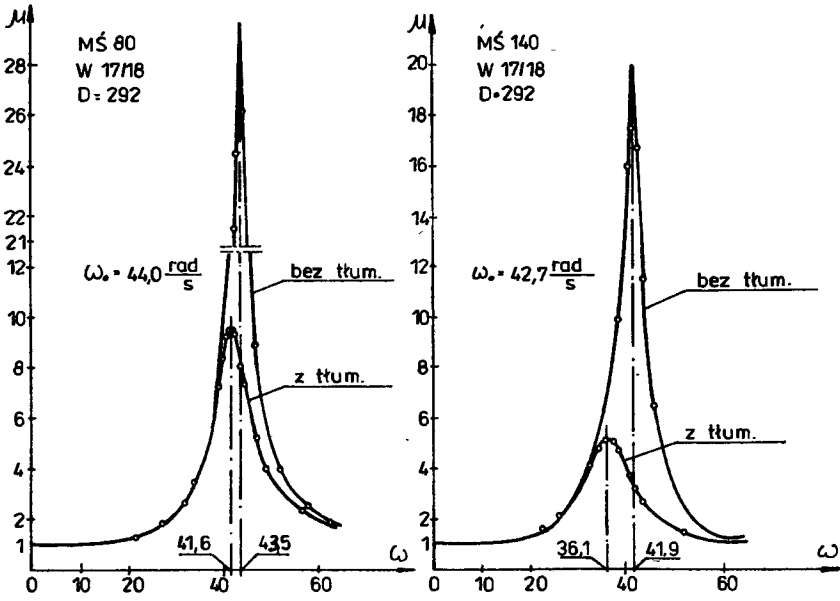


d.

Rys.3.9. Przykładowe charakterystyki amplitudowe



Rys.3.9. Przykładowe charakterystyki amplitudowe - cd.



Rys.3.9. Przykładowe charakterystyki amplitudowe - cd.

wypływających z mieszadła strumieni cieczy. Ilość przylegającej cieczy zależy od charakteru przepływu cieczy przez mieszadło i kształtów kanałów przepływowych. Ze wzrostem intensywności mieszania /ze wzrostem częstości własnej ω_0 / ilość towarzyszącej cieczy maleje /maleje grubość warstwy przyściennej/. Natomiast wzrost tłumienia wywołany reakcjami hydrodynamicznymi zależy od kierunku wypływających strumieni. Z tego względu można sądzić, że:

1. Bardzo duże obniżenie częstości rezonansowej, dochodzące do 30 i więcej %, spotykane w dotychczasowych badaniach jest efektem stosowania bardzo elastycznych wałów o częstości własnej $\omega_0 < 30 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ z mieszadłami turbinowymi.
2. Bardzo intensywne tłumienie amplitudy rezonansowej występuje tylko w zespołach mieszających z mieszadłami turbinowymi, z których wypływające strumienie posiadają przeważające kierunki promieniowe.
3. Radykalnemu obniżeniu częstości rezonansowej powinno towarzyszyć radykalne tłumienie amplitudy, tak że przejście przez rezonans w czasie rozruchu lub praca w pobliżu prędkości rezonansowej nie będzie powodować wielokrotnie większych amplitud drgań, groźnych dla wałów i współpracujących elementów mieszalnika. Zalecany więc w pracy [48] warunek bezpiecznych prędkości kątowych zespołów mieszających $\omega < 0,7 \omega_c$ /około $0,5 \omega_0$ / jest zbyt asekuracyjny.
4. Stosowanie tłumików drgań rezonansowych w celu poprawienia stateczności pracy zespołów mieszających jest istotne dla zespołów mieszających z mieszadłami śmigłowymi, pracującymi w pobliżu rezonansu podstawowego.

Przedstawione punkty są szczegółowszym ujęciem problemu badawczego /tezami pracy badawczej/ w części tłumiącego działania mieszanej cieczy.

3.4.1. Badania poznawcze obniżenia częstości rezonansowej

Celem tego fragmentu badań własnych jest uzasadnienie tezy pierwszej, mówiącej o tym, że bardzo duże, dochodzące do 30 i więcej %, obniżenie częstości rezonansowej zespołów mieszających występuje w zespołach z wałami bardzo elastycznymi /o $\omega_0 < 30 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ / i z mieszadłami turbinowymi. W oparciu o zależności (3.11), (3.14) i (3.10) oraz możliwości realizacyjne badań, można przyjąć model matematyczny tego fragmentu badań jako nieznaną postać funkcji

$$\varepsilon = f\left(C, \frac{D}{d_m}, \omega_0, \varphi_c, \eta_c, D\right) \quad (3.20)$$

W modelu tym C jest parametrem uwzględniającym rodzaj mieszadła, którego znaczenie jest oczywiste. Zmienna ω_0 , jako częstość kołowa drgań własnych zespołu mieszającego, uwzględnia sztywność wału i jego masę, które występują w zależności (3.10). Zmienne φ_c i η_c charakteryzują własności mieszanej cieczy. Pierwsza z nich wchodzi bezpośrednio do zależności (3.10), a druga jest czynnikiem liczby Reynoldsa, od której zależą wartości współ-

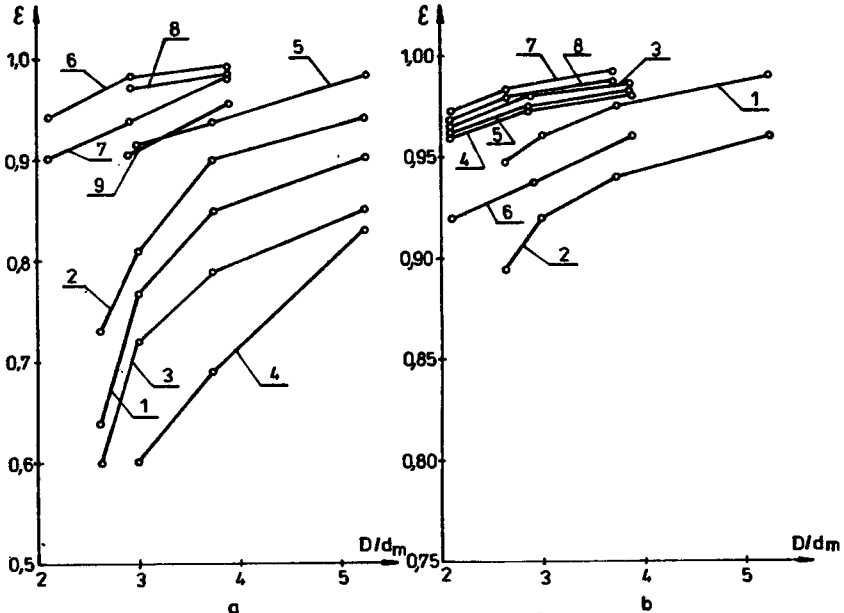
czynników C_1 i K . Simpleks D/d_m , popularny w badaniach procesów mieszania i zmienna D charakteryzują wymiary przestrzeni obejmujących procesy technologiczne, od których zależą siły tłumienia.

Przyjmujemy, jako adekwatny do celu i obiektu badań, postaci modelu matematycznego i posiadanych już informacji, program badań określany w teorii eksperymentu jako program statyczny zdeterminowany monoselekcyjny jednokrotny / PS/DS-M:U / [71]. Umożliwia on badanie wpływu jednego czynnika na funkcję obiektu przy pozostałych czynnikach ustalonych w sposób selekcyjny. Wybór układów wartości czynników ustalonych zależy od celu badań /wymaganych informacji/ i możliwości techniczno-organizacyjnych badań. W rozważanym przypadku przyjęte zostały cztery rodzaje mieszadeł o kształtach i wymiarach podanych na rysunku 3.5 i w tabelicy 3.1, dwa zbiorniki z przegrodami o średnicach $D = 292$ i 525 mm, cztery egzemplarze wałów oraz trzy ciecze. Z danych tych selekcyjnie wybranych zostało 54 układów badawczych jednoczynnikowych, pogrupowanych w 17 zestawów realizacji badań, przedstawiających funkcje $\xi = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$, przy pozostałych czynnikach ustalonych na różnym poziomie wartości. Zestawienia tych układów, z podaniem ich cech charakterystycznych, oraz wyniki badań tłumienia podane są w tablicach D1 i D2. Niektóre układy badawcze jednoczynnikowe powtarzane były trzy lub cztery razy /sporządzane były trzy lub cztery charakterystyki amplitudowe w różnym czasie, po przebrojeniu stanowiska/, co pozwoliło na oszacowanie dokładności wykonywanych pomiarów. Obliczone błędy, jako stosunki niepewności pojedynczych pomiarów do wartości średnich $\bar{\xi} / \frac{t_w S(\xi)}{\bar{\xi}} \times 100$ / w %, wyników kolumn 7 tablic D1 i D2 wynoszą od $\pm 0,5$ do ± 3 % przy poziomie ufności 0,95.

Z wyników pomiarów /z wartości kolumn 7 tablic D1 i D2 sporządzone zostały wykresy funkcji $\xi = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$ dla zespołów z mieszadłami turbinowymi /rys.3.10a/ i śmigłowymi /rys.3.10b/. Przedstawione wykresy funkcji $\xi = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$ są w zasadzie zbiorami punktów pomiarowych poszczególnych zestawów realizacji badań, połączonymi odcinkami linii prostych, ale ich informatywność jest już duża i należy sądzić, że wystarczająca do uzasadnienia tezy badawczej. Ogólnie można stwierdzić, że funkcje $\xi = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$ są we wszystkich przypadkach monotonicznie rosnące, przy czym szybkość przyrostu ich wartości jest malejąca.

Merytoryczne uzasadnienie wykresów rozważanych funkcji jest następujące. Jeżeli wyjdzie się z założenia, że główną przyczyną obniżenia częstości rezonansowej są siły oporu ruchu mieszadła, to wszystkie czynniki zwiększające te siły w stosunku do sił sprężystości wału będą obniżały wartości współczynnika ξ . Opory ruchu mieszadeł turbinowych są znacznie większe niż mieszadeł śmigłowych, stąd widać większe obniżenie częstości w zespołach z mieszadłami turbinowymi w stosunku do zespołów z mieszadłami śmigłowymi. Spostrzeżenie to uzasadnia porównanie wykresów 5 i 4 z rysunku 3.10a z wykresami 1 i 2 z rysunku 3.10b. Ze wzrostem stosunku D/d_m rośnie swobodna droga ruchu wpływających strumieni cieczy z mieszadła, maleje ich średnia prędkość, a więc maleje intensywność turbulencji i lepkość turbulentna, a z nią maleje opór ruchu, dlatego rośnie wartość współczyn-

nika ξ . Ze wzrostem lepkości fizycznej $/\eta_0/$ mieszanej cieczy opory ruchu mieszadeł rosną, stąd współczynnik jest mniejszy /wykresy 1 i 3, 6 i 8 oraz 7 i 9 na rysunku 3.10a i wykresy 3 i 5, 4 i 6 oraz 7 i 8 na rysunku 3.10b/. Łatwo zauważyć, że dla większych wartości ω_0 wpływ lepkości jest mniejszy, gdyż w tych przypadkach większego znaczenia nabiera lepkość turbulentna w stosunku do lepkości fizycznej. Wpływ wielkości zbiornika jest bardzo wyraźny, szczególnie dla małych wartości ω_0 /wykresy 4 i 7 na rysunku 3.10a oraz 2 i 4 na rysunku 3.10b/, co można tak samo uzasadnić większą intensywnością turbulencji /większy zbiornik; większe mieszadło dla tego samego stosunku $\frac{D}{d_m}$ /.



Rys.3.10. Wykresy zależności $\xi = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$ dla mieszadeł
 a) turbinowych b) śmigłowych
 /poszczególne wykresy odpowiadają warunkom określonym w tablicach D1 i D2/

Innego uzasadnienia wymaga porównanie ze sobą wykresu 1 z wykresem 2 na rysunku 3.10a oraz wykresu 3 z wykresem 7 na rysunku 3.10b. W tych przypadkach porównania dotyczą efektów tłumienia, wywołanych przez mieszadła turbinowe tarczowe i turbinowe o pełnej długości łopatek oraz śmigłowe z poszerzonymi łopatkami i śmigłowe standardowe. Tu należy wziąć pod uwagę to, że obniżenie częstotliwości rezonansowej jest w prostej zależności z tłumieniem amplitudy rezonansowej, a zjawisko tłumienia amplitudy rezonansowej jest intensywniejsze w mieszadłach turbinowych tarczowych, niż w turbinowych o pełnych długościach łopatek i w mieszadłach śmigłowych z poszerzonymi łopatkami, niż w śmigłowych standardowych o tym samym stosunku $\frac{D}{d_m}$, co uzasadnione zostanie w następnym podrozdziale. Dodatkowym po-

twierdzeniem omawianego faktu może być i to, że dla tych samych danych liczby Newtona /mocy/ dla procesu mieszania mieszadłami turbinowymi tarczowymi i turbinowymi o pełnej długości łopatek mają się do siebie tak, jak 5 : 4 [89]. Wynika z tego, że zużycie energii przez mieszadła pierwszego rodzaju jest o 25 % większe niż przez mieszadła drugiego rodzaju, czyli w tych pierwszych opory ruchu są większe.

Jeżeli zgodnie z tezą przyjmie się 30 % obniżenie częstotliwości rezonansowej / $\xi = 0,7$ / jako bardzo duże, to z rysunku 3.10 widać, że do takiego obniżenia dla stosunków $\frac{D}{d_m} \geq 3$ doszło tylko jeden raz /wykres 4 na rysunku 3.10a/, tj. dla zespołu mieszającego z mieszadłem turbinowym tarczowym, osadzonym na wale bardzo elastycznym / $\omega_0 = 24 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ /. Prezentowane wyniki badań uzasadniają tezę badawczą. Przy większych lepkościach mieszanych cieczy niż w przypadkach badanych, na pewno obniżenie częstotliwości będzie rzędu 30%, ale przypuszczalnie nie będzie to miało miejsce przy częstotliwościach własnych $\omega_0 > 40 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ i stosunkach $\frac{D}{d_m} \geq 3$, na co wskazuje wykres 5 na rysunku 3.10a.

3.4.2. Badania poznawcze tłumienia amplitudy rezonansowej

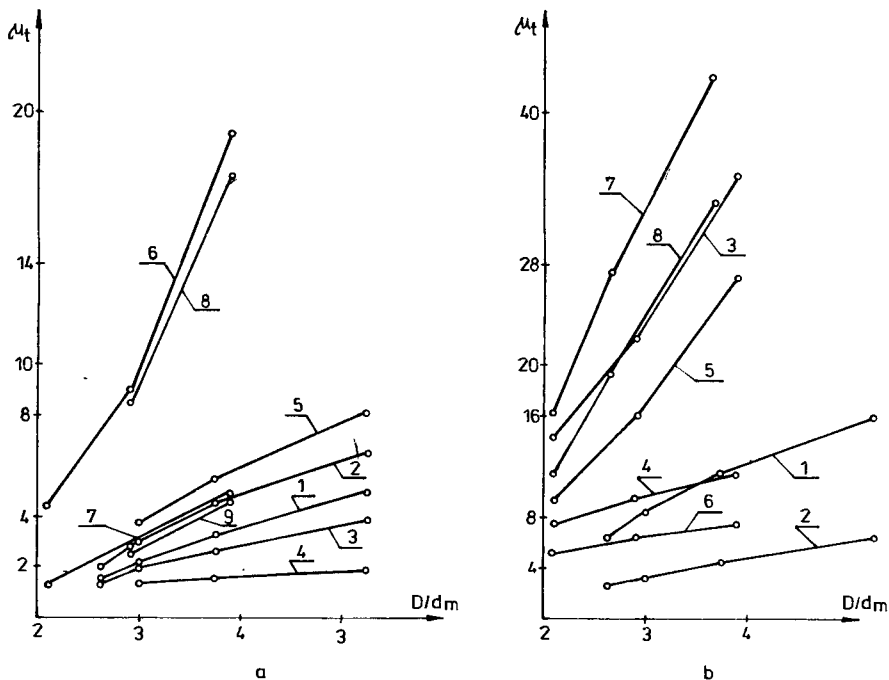
Celem tego fragmentu badań własnych jest uzasadnienie drugiej tezy badawczej, mówiącej o tym, że bardzo intensywne tłumienie amplitudy rezonansowej występuje w zespołach mieszających z mieszadłami turbinowymi, w których wpływające strumienie posiadają kierunek promieniowy.

Podobnie jak w poprzednim podrozdziale, modelem matematycznym tego fragmentu badań będzie nieznaną funkcją o postaci

$$\mu_t = f \left(C, \frac{D}{d_m}, \omega_0, e, \varphi_c, \eta_c, D \right) \quad (3.21)$$

Zawiera ona te same zmienne wejścia co funkcja (3.20), z tym że dochodzi parametr e , który jako odkształcenie statyczne osi wału w miejscu pomiaru amplitudy istotnie wpływa na współczynnik uwielokrotnienia amplitudy. Stosując analogiczny program badań /obie wielkości ξ i μ_t są wyznaczone z tych samych charakterystyk amplitudowych/, jak przy obniżeniu częstotliwości rezonansowej, dla tych samych układów badawczych pomierzone wartości współczynników uwielokrotnienia amplitudy rezonansowej zestawione są w kolumnach 8 tablic D1 i D2. Podobnie oszacowane błędy pojedynczych pomiarów, jak w przypadku pomiarów obniżenia częstotliwości rezonansowej, wynoszą od 2,8 do 19,2%. Większy rozrzut mierzonych wartości μ_t niż ξ , wynika ze specyfiki kształtu charakterystyki amplitudowej. Piki rezonansowe charakterystyk amplitudowych /rys.3.6/ są ostre i dokładność kreślenia jest mniejsza.

Wyniki pomiarów zestawione w kolumnach 8 tablic D1 i D2 zaprezentowane są na rysunku 3.11; dla zespołów mieszających z mieszadłami turbinowymi na rysunku 3.11a, a z mieszadłami śmigłowymi na rysunku 3.11b. Są to jak i na rysunku 3.10 punkty pomiarowe połączone odcinkami prostymi, ale funkcje liniowe $\mu_t = a \frac{D}{d_m} + b$, jak widać na rysunku, bardzo dobrze aproksymowałyby wyniki pomiarów.



Rys.3.11. Wykresy zależności $\mu_t = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$ dla mieszadeł
 a) turbinowych b) śmigłowych
 /poszczególne wykresy odpowiadają warunkom określonym w tablicach D1 i D2/

Dla wszystkich zestawów realizowanych badań funkcje $\mu_t = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$ są rosnące, a uzasadnieniem tego jest, jak i przy obniżaniu częstotliwości rezonansowej, fakt, że ze wzrostem stosunku $\frac{D}{d_m}$ maleje turbulencja i siły oporu.

Porównując ze sobą wartości funkcji $\mu_t = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$ dla wszystkich zmiennych ustalonych, a różniących się tylko rodzajami mieszadeł, czyli wykresy 5, 4, 6, 7, 8 i 9 z rysunku 3.11a z odpowiadającymi im wykresami 1, 2, 3, 4, 5 i 6 z rysunku 3.11b można stwierdzić, że średnio współczynnik uwielokrotnienia amplitudy rezonansowej zespołów z mieszadłami śmigłowymi jest 2,35 razy większy niż z mieszadłami turbinowymi dla stosunku $\frac{D}{d_m} = 3$ i średnio 2,05 razy dla stosunku $\frac{D}{d_m} = 4$. Jest to niewątpliwie spowodowane większą turbulencją wywoływaną przez mieszadła turbinowe i reakcjami hydrodynamicznymi promieniowo wpływającymi strumieni cieczy. Z porównania wykresów 1 i 2 z rysunku 3.11a widać, że tłumienie amplitudy w zespołach z mieszadłami turbinowymi o pełnych długościach łopatek jest o około 25% mniejsze niż w zespołach z mieszadłami turbinowymi tarczowymi. Z kolei porównując wykresy 3 i 7 i 5 z 8 na rysunku 3.11b można stwierdzić, że tłumienie amplitudy rezonansowej w zespołach z mieszadłami śmigłowymi standardowymi jest mniejsze o około 16% niż w zespołach z mieszadłami śmigłowymi z poszerzonymi łopatkami. Efekty te spowodowane są tym, że

mieszadła turbinowe tarczowe lepiej ukierunkowują strumień cieczy w płaszczyźnie poziomej, jest w nich mniejsze rozproszenie osiowe strumieni, a w mieszadłach śmigłowych z poszerzonymi łopatkami są większe siły oporu ze względu na większą szerokość łopatek, bo stosunek $\frac{S}{d_m} = 1$ zachowany był w obu rodzajach mieszadeł.

Bardzo istotny jest wpływ sztywności wału. Ze wzrostem sztywności wału współczynnik uwielokrotnienia amplitudy rośnie, co wyraźnie widać z położenia wykresów 5 i 4, 6 i 7 oraz 8 i 9 na rysunku 3.11a i 1 i 2, 3 i 4 oraz 5 i 6 na rysunku 3.11b. Merytorycznym uzasadnieniem tego może być fakt, że ze wzrostem sztywności maleje stosunek siły oporu do siły sprężystości /wolniej rośnie siła oporu niż siła sprężystości/. Również istotne są wpływy lepkości mieszanej cieczy /wykresy 1 i 3, 6 i 8 oraz 7 i 9 na rysunku 3.11a i 3 i 5, 4 i 6 oraz 7 i 8 na rysunku 3.11b/ i wielkości zbiornika /wykresy 4 i 7 na rysunku 3.11a i 2 i 4 na rysunku 3.11b/. Uzasadnienie merytoryczne tych wpływów jest proste: ze wzrostem lepkości mieszanej cieczy rosną siły oporu, a ze wzrostem średnicy zbiornika przy stałym stosunku $\frac{D}{d_m}$ rosną wymiary mieszadeł, a więc i siły oporu.

Z przedstawionych badań poznawczych tłumienia amplitudy rezonansowej widać, że wszystkie czynniki wejścia występujące w modelu matematycznym (3.21) istotnie wpływają na wartości czynnika wyjścia u_t , a postawiona na wstępie teza o znacznie intensywniejszym tłumieniu amplitudy rezonansowej w zespołach z mieszadłami turbinowymi została potwierdzona, bo tłumienie to jest ponad dwukrotnie większe.

3.4.3. Badania efektywności stosowanych tłumików amplitud drgań rezonansowych

W podsumowaniu aktualnego stanu wiedzy o dynamice mieszadeł wykazane zostało, że wiedza o stosowanych tłumikach drgań rezonansowych jest niepełna. Całkowicie brakuje informacji o efektywności poszczególnych typów tłumików, które powstały z inspiracji potrzeb eksploatacyjnych mieszalni-ków cieczy. Celem badań prezentowanych w tym podrozdziale jest uzyskanie informacji o efektywności tłumienia amplitudy rezonansowej przez tłumiki stosowane w praktyce inżynierskiej, których konstrukcję opisano w pracach [33, 69, 85], oraz o istnieniu których autor dowiedział się z innych źródeł.

Jako miarę efektywności tłumienia wywołanego przez tłumiki rezonansowe przyjęto stosunek μ_t^0/μ_t , czyli stosunek współczynnika uwielokrotnienia amplitudy rezonansowej zespołu z tłumikiem do współczynnika uwielokrotnienia amplitudy rezonansowej zespołu bez tłumika. Określenie tych stosunków wymaga sporządzenia dwóch charakterystyk rezonansowych drgań zespołu z tłumikiem i bez tłumika z zachowaniem pozostałych parametrów na niezmiennym poziomie. Przykładowe takie pary charakterystyk pokazane są na rysunku 3.9 g, h, i, j, k, l. Tłumieniu amplitud towarzyszy obniżenie częstości rezonansowej, a więc jako drugi efekt działania określany był stosunek $\xi_t = \omega_t^0/\omega_t$, czyli częstość krytyczna zespołu z tłumikiem do częstości

krytycznej zespołu bez tłumika. Jest to względne obniżenie częstości, gdyż bezwzględne obniżenie częstości wyraża się stosunkiem ω'_t/ω_0 i jest iloczynem obniżenia względnego i obniżenia częstości zespołu bez tłumika

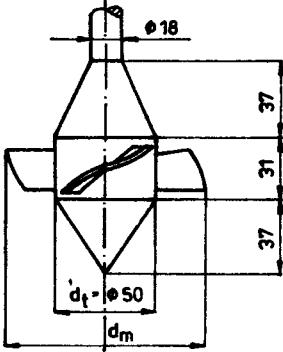
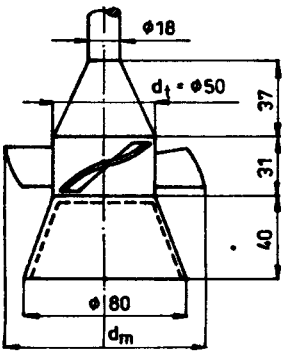
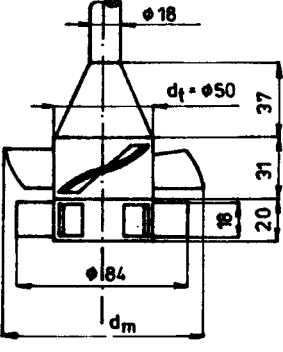
$$\frac{\omega'_t}{\omega_0} = \frac{\omega'_t}{\omega_t} \frac{\omega_t}{\omega_0} = \frac{\omega'_t}{\omega_t} \varepsilon = \varepsilon_t \varepsilon \quad (3.22)$$

W tabelicy 3.3 podane są cechy geometryczne i wymiary dziewięciu rozwiązań konstrukcyjnych tłumików rezonansowych drgań zespołów mieszających. Trzy pierwsze rozwiązania tworzą grupę zamkniętych tłumików o stożkowej części nad mieszadłem, cylindrycznej w obrębie mieszadła, a różnią się kształtem elementów pod mieszadłem. Tłumik nr 1 ma pełną część stożkową zbieżną, tłumik nr 2 wydrążoną lub pełną część stożkową rozbieżną, a tłumik nr 3 zakończony jest małym wirnikiem turbinowym otwartym. Tłumik nr 4 złożony jest z zamkniętych dwóch części stożkowych. Tłumiki z kolejnymi numerami 5, 6, 7, 8 i 9 tworzą grupę tłumików otwartych stożkowo-walcowych lub walcowych. Siedem pierwszych rodzajów tłumików badanych było z mieszadłami śmigłowymi z poszerzonymi łopatkami, tłumik nr 8 badany był z mieszadłem śmigłowym standardowym, a tłumik nr 9 z mieszadłem turbinowym tarczowym.

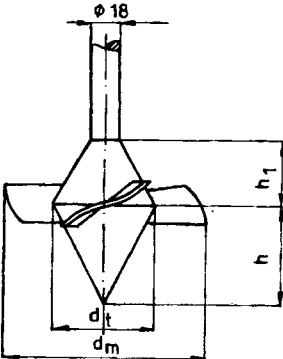
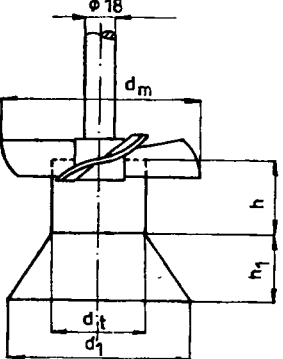
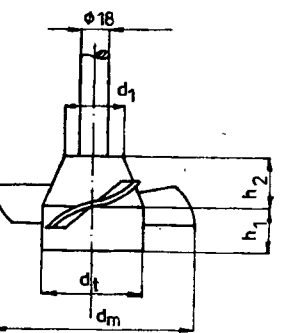
Badania opisanych tłumików wykonane zostały w zbiornikach o średnicach $D = 292$ i 525 mm z przegrodami, napełnionych cieczami do wysokości $H = D$. Wyniki badań zestawione są w tabelicy 3.4. Efektywność tłumienia amplitudy rezonansowej badanych tłumików jest bardzo różna: od kilku procent dla zespołów z mieszadłami turbinowymi do około 70% dla mieszadeł śmigłowych standardowych. Ogólnie z obserwacji wyników tabelicy 3.4 daje się zauważyć, że efektywność tłumienia tłumików zależy od zdolności tłumiących samych mieszadeł i mieszanych cieczy. Im większa jest tłumienność mieszadeł i mieszanych cieczy, tym efektywność stosowanych tłumików jest mniejsza. Najmniejsza jest efektywność mieszadeł turbinowych, znacznie większa mieszadeł śmigłowych z poszerzonymi łopatkami i jeszcze większa mieszadeł śmigłowych standardowych. Większy jest efekt tłumienia tłumików pracujących w cieczach o mniejszej lepkości.

Z grupy tłumików zamkniętych /nr 1, 2, 3 i 4/ bardziej efektywne są tłumiki nr 2 i 3, których kształt powoduje odchylenie zewnętrzne strumienia wylotowego z mieszadła. Odchylenie takie wywołuje siłę hydrodynamiczną, działającą centrycznie na mieszadło, podobnie jak w mieszadłach turbinowych. Efektywność tłumienia tłumików otwartych /nr 5, 6 i 7/ jest w przybliżeniu równa sobie, ale cechuje się dużym rozrzutem wartości w poszczególnych grupach wymiarowych. Jest to spowodowane przyjęciem w dość dowolny sposób ich wymiarów w stosunku do wymiarów mieszadeł. Tłumiki nr 5 wywołują, obok oporu czołowego, tłumiącą siłę hydrodynamiczną przez odchylenie strumienia wypływającego. Efektywność ich jest dość znaczna /około 30% / z wyjątkiem tłumika mieszadła o $d_m = 175$ mm, który miał zbyt małą średnicę d_t w stosunku do średnicy d_m . Potwierdzeniem tego jest stosunkowo duże obniżenie częstości rezonansowej, wywołane zaleganiem cieczy w części

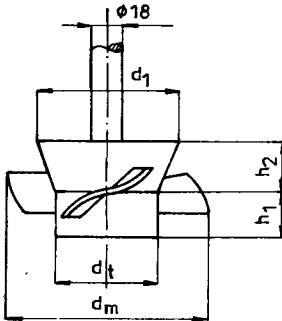
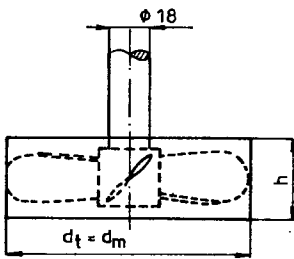
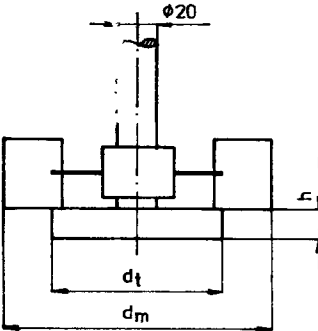
Tablica 3.3

NR TŁU- MIKA	SZKIC	DANE
1		<p>ŚREDNICA MIESZADŁA $d_m = 100$ i 140 mm</p> <p>POWIERZCHNIA RZUTU BOCZNEGO TŁUMIKA $F = 38$ cm²</p>
2		<p>ŚREDNICA MIESZADŁA $d_m = 100$ i 140 mm</p> <p>POWIERZCHNIA RZUTU BOCZNEGO TŁUMIKA $F = 55$ cm²</p>
3		<p>ŚREDNICA MIESZADŁA $d_m = 100$ i 140 mm</p> <p>POWIERZCHNIA RZUTU BOCZNEGO TŁUMIKA $F = 43$ cm²</p>

cd. tablicy 3.3

4		<p>ŚREDNICA MIESZADŁA $d_m = 75$ i 100 mm</p> <p>WYMIARY TŁUMIKÓW $d_t = 37,5$, 50 mm $h = 37,5$, 50 mm $h_1 = 19,5$, 32 mm $F = 12,4$, $23,4$ cm²</p>
5		<p>ŚREDNICA MIESZADŁA $d_m = 100$, 140 , 175 mm</p> <p>WYMIARY TŁUMIKÓW $d_t = 30$, 40 , 46 mm $d_1 = 50$, 68 , 88 mm $h_1 = 30$, 30 , 32 mm $h = 25$, 30 , 36 mm $F = 19,5$, 28 , 38 cm²</p>
6		<p>ŚREDNICA MIESZADŁA $d_m = 100$, 140 , 175 , 200 mm</p> <p>WYMIARY TŁUMIKÓW $d_t = 50$, 70 , $82,5$, 93 mm $d_1 = 30$, 40 , 45 , 50 mm $h_1 = 20$, 25 , 30 , 45 mm $h_2 = 25$, 25 , 30 , 45 mm $F = 20$, $31,2$, 44 , 72 cm²</p>

cd. tablicy 3.3

7		<p>ŚREDNICA MIESZADŁA $d_m = 100$ i 140 mm</p> <p>WYMIARY TŁUMIKÓW $d_t = 50$ i 70 mm $d_1 = 70$ i 90 mm $h_1 = 20$ i 25 mm $h_2 = 25$ i 25 mm $F = 25$ i $37,5$ cm²</p>
8		<p>ŚREDNICA MIESZADŁA $d_m = 80, 110$ i 140 mm</p> <p>WYMIARY TŁUMIKÓW $h = 30, 50, 70$ mm $F = 24, 33, 42$ $40, 55, 70$ $56, 77, 98$ cm²</p>
9		<p>ŚREDNICA MIESZADŁA $d_m = 75$ i 100 mm</p> <p>WYMIARY TŁUMIKÓW $d_t = 37,5$ i 50 mm $h = 9$ i 12 mm $F = 3,4$ i 6 cm²</p>

Tablica 3.4

Nr tłu- mika	Średnica		Rodzaj mieszanej cieczy	Wymiary wału [mm]	Efekty działa- nia tłumika		Uwagi
	mie- szadła d_m [mm]	zbiór- nika D [mm]			μ_t' / μ_t	ω_t' / ω_t	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	100	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,75	0,97	
	140	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,81	0,98	
	140	525	woda + sól	$\phi 17/24/16$	0,79	0,96	
2	100	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,54	0,95	tłumik drą- żony tłumik pełny tłumik drą- żony tłumik pełny tłumik drą- żony
	100	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,57	0,95	
	140	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,57	0,96	
	140	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,62	0,95	
3	100	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,57	0,94	
	140	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,65	0,96	
4	75	292	glikol	$\phi 17/18$	0,84	0,98	
	100	292	glikol	$\phi 17/18$	0,86	0,95	
5	100	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,62	0,98	
	140	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,61	0,94	
	140	525	woda + sól	$\phi 17/18$	0,71	0,94	
	175	525	woda + sól	$\phi 17/18$	0,86	0,92	
6	100	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,67	0,94	rys. 3.9d
	140	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,59	0,88	
	175	525	woda + sól	$\phi 17/18$	0,44	0,87	
	200	525	woda + sól	$\phi 17/18$	0,40	0,82	
7	100	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,70	0,94	
	140	292	gliceryna	$\phi 17/18$	0,49	0,91	
8	80	292	woda	$\phi 17/18$	0,40	0,95	h = 30
					0,31	0,88	h = 50
	110	292	woda	$\phi 17/18$	0,27	0,84	h = 70
					0,37	0,92	h = 30
	140	292	woda	$\phi 17/18$	0,28	0,86	h = 50
					0,22	0,78	h = 70
0,37					0,88	h = 30	
0,34					0,80	h = 50	
0,29	0,76	h = 70					
9	75	292	glikol	$\phi 17/20$	0,86	0,95	rys. 3.9k rys. 3.9l rys. 3.9c
	100	292	glikol	$\phi 17/20$	0,89	0,93	
	140	525	woda + sól	$\phi 17/18$	0,93	0,95	
	175	525	woda + sól	$\phi 17/18$	0,95	0,90	

woda $\eta_0 = 1,00$ mPas $\rho_c = 1000$ kg/m³
 woda + sól x/ $\eta_{sr} = 1,21$ mPas $\rho_c = 990$ kg/m³
 glikol $\eta_0 = 16,5$ mPas $\rho_c = 1114$ kg/m³
 gliceryna $\eta_0 = 158,0$ mPas $\rho_c = 1216$ kg/m³

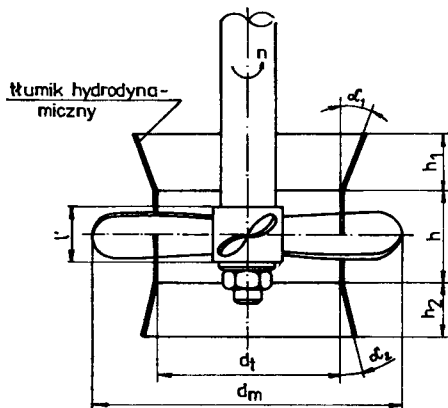
x/ sól karboksymetylocelulozowa /0,2%/

wewnętrznej tłumika. Tłumik nr 6 osiągnął wysoką efektywność w wyniku dużego ugięcia strumienia napływającego na górną część stożkową, znajdującą się w obszarze dużego natężenia przepływu /obszar dalej położony od osi niż w tłumikach zamkniętych/. Kształt tego tłumika nie stwarza korzystnych warunków przepływu wewnątrz tłumika. Przekrój wewnętrzny strumienia dość gwałtownie zwiększa się w kierunku przepływu i powstają warunki do zalegania cieczy towarzyszącej. Potwierdza to znaczne, bo kilkunastoprocentowe obniżenie częstości rezonansowej. Ponadto należy się spodziewać, że ten typ tłumika zmniejsza wydajność pompowania, podobnie jak tłumiki zamknięte, a więc pogarsza efektywność mieszania. Z tych względów więcej zalet ma tłumik nr 7. Bardzo duża efektywność tłumików nr 8 i bardzo mała tłumików nr 9 spowodowane są rodzajami mieszadeł, na których zostały zainstalowane. Oprócz tego tłumiki nr 8 posiadają wielokrotnie większą powierzchnię rzutu bocznego niż tłumiki nr 9. W obu tych tłumikach efekty tłumienia wywołują prawie wyłącznie siły oporu czołowego.

W podsumowaniu badań rozpoznawczych należy stwierdzić, że najefektywniejszym z przebadanych tłumików zamkniętych jest tłumik nr 2, a z otwartych tłumik nr 8 o stosunkowo dużej powierzchni rzutu bocznego. Ze względu na wyższość tłumików otwartych nad zamkniętymi /nie zmniejszając wydajności pompowania/ należy poszukiwać nowego typu tłumika, który oprócz siły oporu czołowego wykorzysta również siły hydrodynamiczne, wywołane zmianą kierunku przepływającego strumienia cieczy przez mieszadło. Tłumikiem takim będzie nowa konstrukcja, będąca kompilacją rozwiązania nr 5 i 7 o optymalnych wymiarach.

3.4.4. Badania optymalizacyjne tłumików walcowo-stożkowych mieszadeł śmigłowych

Celem badań prezentowanych w tym podrozdziale jest znalezienie optymalnych wymiarów tłumika amplitud drgań rezonansowych mieszadeł śmigłowych, przedstawionego na rysunku 3.12.



Rys.3.12. Mieszadło śmigłowe standardowe z tłumikiem walcowo-stożkowym

Jest to tłumik, którego kształt zainspirowany został wynikami badań przedstawionymi w poprzednim podrozdziale. Powinien on wykorzystywać siły oporu i siły hydrodynamiczne, stąd nazwany został tłumikiem hydrodynamicznym.

Funkcją celu prezentowanych badań jest stosunek μ_t^*/μ_t , określający efektywność działania tłumika, a zmiennymi wejściami są: d_t/d_m , α_1, α_2 , h , h_1 i h_2 /rys.3.12/. Metodyka badań stosunków μ_t^*/μ_t i uzyskane informacje z badań efektywności tłumików /podrozdział 3.4.3/ oraz liczba zmiennych wejścia narzucają zastosowanie planu badań zwanego planem optymalnym sekwencyjnym jednokrotnym /PS/OS-U/ [71]. Przyjęty plan badań wymaga określenia zmiennych wejścia na poziomie hipotetycznego optimum. Optymalnej wartości stosunku d_t/d_m można się spodziewać przy wartości $d_t \approx 0,6 d_m$. Uzasadnia to fakt, że dla mieszadeł o cyrkulacji osiowej w obszarze $d \approx 0,75 d_m$ występuje największa wartość składowej osiowej prędkości przepływu [85]. Ze względu na to, że górna część stożkowa tłumika posiada rozwarcie o kącie $2\alpha_1 = 30 + 45^\circ$ /średnie kąty zwęzek mierniczych/, to wlot do tłumika o $d_t \approx 0,6 d_m$ obejmie strugi o największej prędkości osiowej. Alternatywną wartość średnicy tłumika przyjęto $d_t = d_m$. Takie wykonanie tłumików jest łatwiejsze, bo część walcowa nie przenika śmigieł mieszadła. Kąt α_1 przyjęto w granicach $10 + 22^\circ$, a kąt $\alpha_2 = 6 + 12^\circ$ jako zalecane kąty zwęzek mierniczych, w których przepływy osiagają minimalne zakłócenia. Natomiast wysokości części walcowej i stożkowych tłumików h , h_1 i h_2 przyjęto tego rzędu jak długość piasty mieszadła l' . Do badań wykonano trzy wielkości mieszadeł śmigłowych standardowych: o średnicach $d_m = 80, 110$ i 140 mm, które posiadały równe piasty o średnicy $d = 24$ mm i długości $l' = 20$ mm.

W tabelicy 3.5 zestawione są wyniki badań optymalizacyjnych omawianych tłumików. Z tabelicy wyników widać, że efektywność tłumienia tłumików walcowo-stożkowych w dużym stopniu zależy od wymiarów konstrukcyjnych. Najlepsze efekty tłumienia, w tych samych warunkach mieszania, uzyskały tłumiki o $d_t = 0,6 d_m$: z sekwencji 12 tłumik z mieszadłem o $d_m = 80$ mm, z sekwencji 4 i 7 tłumik z mieszadłem o $d_m = 110$ mm i z sekwencji 11 tłumik z mieszadłem o $d_m = 140$ mm. Efekty ich tłumienia są bardzo duże i wynoszą $0,26 + 0,32$, czyli $68 + 74$ %. Towarzyszące im względne obniżenie częstości rezonansowej wynosi $4 + 17$ %. Również bardzo wysoki efekt tłumienia uzyskują tłumiki o $d_t = d_m$ / $70 + 75$ %/, ale towarzyszy im znacznie większe obniżenie częstości wynoszące od 18 do 30 % w zależności od wielkości mieszadła. Przy tym należy zwrócić uwagę, że ich powierzchnie rzutu bocznego są o około 70 % większe. Z porównania tego wyniku, że tłumiki o średnicy $d_t = 0,6 d_m$ obok sił tłumienia wykorzystują siły hydrodynamiczne, wynikające ze zmiany kierunku przepływu, a tłumiki o średnicy $d_t = d_m$ tylko siły tłumienia, tak jak tłumiki walcowe.

Z analizy kształtów i wymiarów tłumików o najlepszych efektach tłumienia /duże tłumienie amplitudy przy stosunkowo niewielkim obniżeniu częstości rezonansowej/ można określić optymalne ich wymiary: $d_t = 0,6 d_m$, $h = (1,25 + 1,50) l'$, $h_1 = h_2 = (1,0 + 1,25) l'$, $\alpha_1 = 15 + 20^\circ$ i $\alpha_2 = 8 + 10^\circ$, gdzie l' jest długością piasty mieszadła.

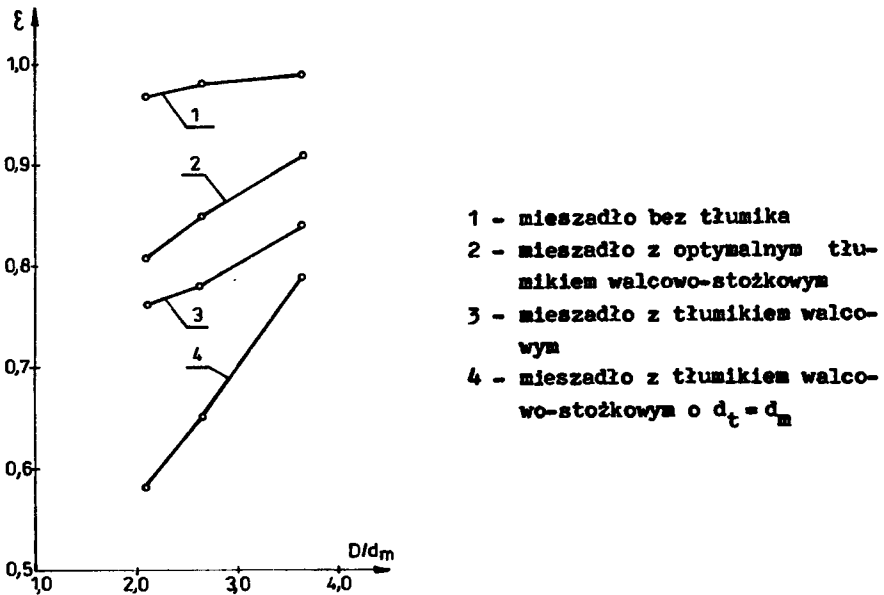
Tablica 3.5

Sekwen- cja	Wymiary tłumika						Czynnik mieszany	Zagę- nienie nie- szadła $h_m =$	Wyniki badań	
	d_t [mm]	h [mm]	$h_1 = h_2$ lub h_1/h_2 [mm]	α_1 [°]	α_2 [°]	F [mm ²]			$\frac{\mu_t^*}{\mu_t}$	$\frac{\omega_t^*}{\omega_t}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Mieszadło z tłumikiem $d_m = 80$ mm										
1	46	20	25	11,3	8,5	3438	gliceryna	d_m	0,36	0,93
2	46	20	25	15,6	8,5	3438	gliceryna	d_m	0,37	0,94
3	46	20	25	21,8	8,5	3563	gliceryna	d_m	0,38	0,95
4	46	20	25	21,8	8,5	3563	woda	0,5 H	0,34	0,93
5	46	20	12,5	21,8	8,5	2156	woda	0,5 H	0,59	0,98
6	46	13	20	20,0	8,5	2643	woda	0,5 H	0,54	0,97
7	46	25	20	10,6	8,5	3125	woda	0,5 H	0,43	0,96
8	46	25	20	8,5	10,6	3125	woda	0,5 H	0,42	0,97
9	46	25	22,5	11,3	10,6	3416	woda	0,5 H	0,35	0,94
10	46	30	20	11,0	10,0	3368	woda	0,5 H	0,35	0,94
11	46	30	20	11,0	10,0	3368	woda	d_m	0,43	0,93
12	46	30	20	11,0	10,0	3368	woda + sól	0,5 H	0,32	0,96
13	46	30	20	11,0	10,0	3368	woda + sól	d_m	0,40	0,95
14	46	30	20/40	11,0	10,0	4500	woda	0,5 H	0,33	0,90
15	80	30	20	20,0	8,0	5802	woda	0,5 H	0,28	0,82
16	80	30	20/40	20,0	8,0	7571	woda	0,5 H	0,25	0,79
Mieszadło z tłumikiem $d_m = 110$ mm										
1	64	25	30	9,5	6,9	5700	gliceryna	d_m	0,30	0,86
2	64	25	30	13,1	6,9	5758	gliceryna	d_m	0,33	0,85
3	64	25	30	18,4	6,9	5848	gliceryna	d_m	0,36	0,85
4	64	25	30	18,4	6,9	5848	woda	0,5 H	0,26	0,83
5	64	25	15	18,4	6,9	3622	woda	0,5 H	0,30	0,92
6	64	15	20	23,0	9,2	3755	woda	0,5 H	0,55	0,99
7	64	30	20	14,0	9,2	4644	woda	0,5 H	0,28	0,87
8	64	30	20	9,2	14,0	4644	woda	0,5 H	0,28	0,87
9	64	30	20	13,4	8,5	4635	woda	0,5 H	0,30	0,88
10	64	30	20	13,4	8,5	4635	woda	d_m	0,36	0,88
11	64	30	20	13,4	8,5	4635	woda + sól	0,5 H	0,30	0,90
12	64	30	20	13,4	8,5	4635	woda + sól	d_m	0,36	0,90
13	64	30	20/40	13,4	8,5	6094	woda	0,5 H	0,31	0,84
14	110	30	20	20,0	8,0	7902	woda	0,5 H	0,25	0,77
15	110	30	20/40	20,0	8,0	10270	woda	0,5 H	0,26	0,65
Mieszadło z tłumikiem $d_m = 140$ mm										
1	80	30	35	8,1	5,7	8297	gliceryna	d_m	0,56	0,84
2	80	30	35	15,2	5,7	8455	gliceryna	d_m	0,49	0,82
3	80	30	35	21,1	5,7	8595	gliceryna	d_m	0,45	0,82
4	80	30	35	21,1	5,7	8595	woda	0,5 H	0,38	0,77
5	80	30	17,5	21,1	5,7	5349	woda	0,5 H	0,40	0,83
6	80	17,5	20	21,8	8,5	4820	woda	0,5 H	0,59	0,88
7	80	17,5	27,5	18,0	8,5	6159	woda	0,5 H	0,50	0,81
8	80	30	20	21,8	8,5	5820	woda	0,5 H	0,30	0,83
9	80	35	20	21,8	8,5	6220	woda	0,5 H	0,34	0,82
10	80	35	20	8,5	21,8	6220	woda	0,5 H	0,36	0,80
11	80	30	20	20,7	7,8	5806	woda	0,5 H	0,27	0,84
12	80	30	20	20,7	7,8	5806	woda	d_t	0,34	0,84
13	80	30	20	20,7	7,8	5806	woda + sól	0,5 H	0,28	0,87
14	80	30	20	20,7	7,8	5806	woda + sól	d_t	0,36	0,84
15	80	30	20/40	20,7	7,8	7570	woda	0,5 H	0,29	0,78
16	140	30	20	20,0	8,0	10002	woda	0,5 H	0,30	0,70
17	140	30	20/40	20,0	8,0	12970	woda	0,5 H	0,26	0,58
gliceryna			$\eta_c = 158,0$ mPas			$\rho_c = 1216$ kg/m ³				
woda			$\eta_c = 1,0$ mPas			$\rho_c = 1000$ kg/m ³				
woda + sól			$\eta_{sr} = 90,0$ mPas			$\rho_c = 1025$ kg/m ³				

Bezwzględny efekt tłumienia tłumika walcowo-stożkowego nie wykazuje większych zmian przy różnych zagłębieniach mieszadła, co wyraźnie widoczne jest na rysunku 3.9l. Zmienia się natomiast efekt względny, co widać porównując sekwencje 11 i 12 dla tłumików z mieszadłami o $d_m = 80$ i 110 mm oraz sekwencje 13 i 14 dla tłumika z mieszadłem o $d_m = 140$ mm. Spowodowane jest to tym, że ze wzrostem zagłębienia wyraźnie zwiększa się tłumienie mieszadła bez tłumika, czyli przy małych siłach tłumiących zagłębienie wpływa istotnie na efekt tłumienia, a przy dużych /zwłaszcza w połączeniu z siłami hydrodynamicznymi/ wpływ ten zanika.

3.4.5. Podsumowanie badań działania tłumiącego

Z podanych na początku rozdziału czterech tez badań tłumiącego działania mieszanej cieczy, trzy zostały udowodnione. W podrozdziale 3.4.1 wykazano, że bardzo duże obniżenie częstości rezonansowej / $\epsilon \leq 0,7$ / występuje w zespołach mieszających z mieszadłami turbinowymi, osadzonymi na wałach elastycznych o częstości własnej $\omega_0 < 30 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ i przy stosunku $\frac{D}{d_m} \leq 3$. Z badań tłumików rezonansowych /podrozdziały 3.4.3 i 3.4.4/ sporządzone zostały wykresy funkcji $\epsilon = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$ i przedstawione na rysunku 3.13 /dane do wykresów zestawione są w tabelicy D3/.



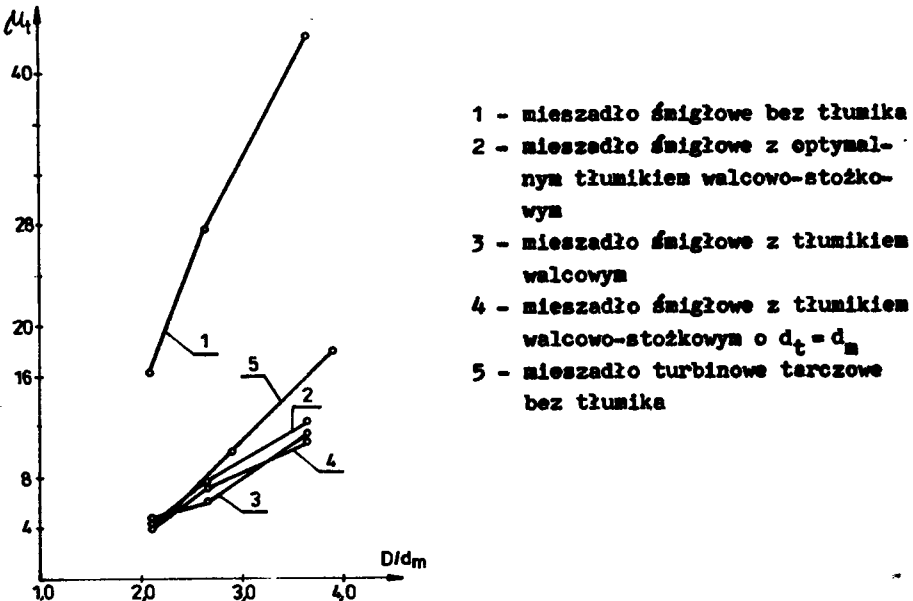
Rys.3.13. Wykresy zależności $\epsilon = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$ dla mieszadeł śmigłowych standardowych z tłumikami, występujących w warunkach podanych w tabelicy D3

Porównując wykresy 2, 3 i 4 w stosunku do wykresu 1 widać, w jakim stopniu poszczególne typy efektywnych tłumików obniżają częstość rezonansową. Najgorsze pod tym względem są tłumiki walcowo-stożkowe o $d_t = d_m$

/wykres 4/. Stosowanie takiego tłumika nie ma uzasadnienia. Równorzędne pod względem tłumienia amplitudy są z nim tłumiki walcowe o $d_t = d_m$ i $h = 70$ mm /wykres 3/ i optymalny tłumik walcowo-stożkowy o $d_t = 0,6 d_m$ /wykres 2/.

Tłumik hydrodynamiczny /optymalny walcowo-stożkowy/ standardowego mieszadła śmigłowego obniża częstotliwość rezonansową od kilku do kilkunastu procent, w zależności od stosunku $\frac{D}{d_m}$ dla sztywności wału, określonej częstotliwością własną $\omega_0 \approx 43,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ i pracy zespołu w cieczy o niewielkiej lepkości $\eta_c = 1 + 158 \text{ mPas/}$. Zmiana lepkości od 1 do 158 mPas nie wykazała zmian efektywności tłumienia i zmian w obniżeniu częstotliwości rezonansowej w badanych tłumikach. Różnice występujące w tabelicy 3.2 mieszczą się w niedokładności pomiarów. W przypadku znacznie większych lepkości mieszanych cieczy można się spodziewać, że pogorszy się efektywność tłumienia tłumików i nastąpi dalsze obniżenie częstotliwości rezonansowej, ale wyniki badań tłumików /rys. 3.13 i tablica 3.5/ nie wskazują na to, aby przy częstotliwościach własnych $\omega_0 > 40 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ i stosunkach $\frac{D}{d_m} \geq 3$ obniżenie częstotliwości dochodziło do 30 %. Tak więc wyniki badań tłumików nie podważyły dowodu tej tezy.

Na rysunku 3.14 podane są wykresy zależności współczynnika uwielokrotnienia amplitudy rezonansowej zespołów mieszających z mieszadłami śmigłowymi standardowymi i bardzo efektywnymi tłumikami /poz. 1, 2, 3 i 4 zgodnie z danymi tabelicy D3/ i z mieszadłem turbinowym tarczowym /poz. 5, zgodnie z danymi poz. 6 tabelicy D1/.

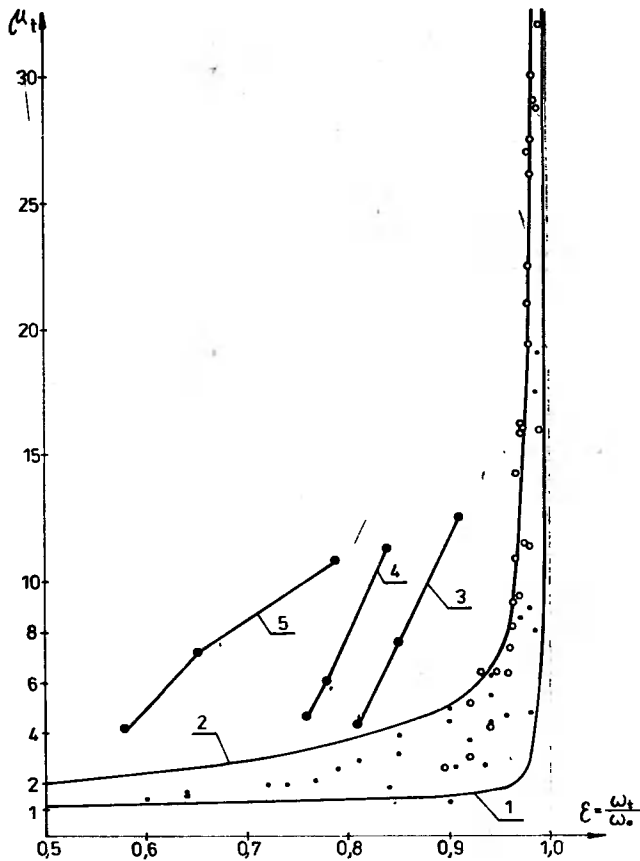


Rys. 3.14. Wykresy zależności $\mu_4 = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$ dla zespołów z mieszadłami śmigłowymi standardowymi z tłumikami występującymi w warunkach podanych w tabelicy D3 /poz. 1, 2, 3 i 4/ i zespołów z mieszadłami turbinowymi tarczowymi /poz. 5/

Wszystkie te zespoły pracowały w analogicznych warunkach. Porównując wykresy 2, 3 i 4 z wykresem 1 widzimy graficzny obraz efektów tłumienia najbardziej efektywnych tłumików mieszadeł śmigłowych. Natomiast porównując te same wykresy z wykresem 5 widzimy, że najlepsze tłumiki drgań zespołów z mieszadłami śmigłowymi powodują niewiele lepsze efekty tłumienia, niż zespoły mieszające z mieszadłami turbinowymi tarczowymi. Z tego też względu efektywność tłumienia tłumików mieszadeł turbinowych /tłumik nr 9 z tablicy 3.3/ jest bardzo niewielka. Przedstawione porównania potwierdzają dowód tezy drugiej, przeprowadzony w podrozdziale 3.4.2 i udowadniają tezę czwartą, która mówi o konieczności stosowania tłumików drgań rezonansowych w zespołach mieszających z mieszadłami śmigłowymi.

Podaną na wstępie tego rozdziału tezę trzecią można wykazać przedstawiając łączną analizę wyników badań obniżenia częstości rezonansowej i tłumienia amplitudy rezonansowej. Obraz tej analizy przedstawiony jest na rysunku 3.15.

W układzie $\mu_k - \xi$ przedstawione są punkty i linie wierzchołków charakterystyk amplitudowych. W celu porównania naniesione zostały dwie linie wierzchołków zaczerpnięte z literatury teorii drgań [57, 58, 70]. Linia 1 jest linią wierzchołków charakterystyk amplitudowych sporządzonych dla drgań o różnej wartości współczynnika tłumienia wiskotycznego. Natomiast linia 2 jest odpowiednikiem linii 1, ale dla drgań z tłumieniem tarcie wewnętrznym i konstrukcyjnym. Obrazują one różne formy tłumienia spotykane w technice. Naniesione na płaszczyznę $\mu_k - \xi$ punkty są wierzchołkami charakterystyk amplitudowych sporządzonych w badaniach, których wyniki podane są w tablicach D1, D2, D3 i niektóre z tablic 3.4 i 3.5. Punktami oznaczone są wierzchołki zespołów z mieszadłami turbinowymi, a kółeczkami z mieszadłami śmigłowymi. Kółeczka nie zaciemnione dotyczą zespołów z mieszadłami śmigłowymi bez tłumików, a zaciemnione z tłumikami. Prawie wszystkie wierzchołki charakterystyk zespołów mieszających bez tłumików leżą między liniami wierzchołków 1 i 2. Niektóre tylko punkty wchodzą poza obszar tych linii. Są to punkty odpowiadające stosunkowi $\frac{D}{d_m} = 2,09$. Można zatem stwierdzić, że tłumienie mieszaną cieczą zespołów mieszających z mieszadłami turbinowymi i śmigłowymi jest pośrednie między tłumieniem wiskotycznym, a tłumieniem spowodowanym tarcie wewnętrznym i konstrukcyjnym. Rządzą więc nim te same przyczyny, czyli siły oporu. Są to siły oporu ruchu turbulentnego, ujmujące oba rodzaje sił tłumiących wyszczególnionych w podsumowaniu badań dotychczasowych i na wstępie niniejszego rozdziału, a mianowicie: siły oporu czołowego i reakcje hydrodynamiczne wypływającego strumienia cieczy z mieszadła. Mieszadła turbinowe, wytwarzające strumienie promieniowo-obwodowe, przy tych samych wymiarach i parametrach ruchu, wymagają kilkanaście razy większej mocy, niż mieszadła śmigłowe, wytwarzające strumienie osiowe. Porównywalne mieszadła turbinowe wywołują znacznie wyższy stopień turbulencji, a więc w mieszalnikach występuje znacznie większa lepkość turbulentna, wpływająca na wartość sił oporu.



Rys.3.15. Linie i punkty na płaszczyźnie $\xi - \mu_t$:

- 1 - linia wierzchołków charakterystyk drgań tłumionych wiskotycznie
 2 - linia wierzchołków charakterystyk drgań tłumionych połączonym tarcie wewnętrzny i konstrukcyjnym

- - punkty wierzchołków charakterystyk zespołów z mieszadłami turbinowymi
- - punkty wierzchołków charakterystyk zespołów z mieszadłami śmigłowymi
- - punkty wierzchołków charakterystyk zespołów z mieszadłami śmigłowymi z tłumikami / 3 - optymalnymi walcowo-stożkowymi, 4 - walcowymi o $d_t = d_m$ i $h = 70$ mm, 5 - walcowo-stożkowymi o $d_t = d_m$

Wierzchołki charakterystyk amplitudowych zespołów mieszających z mieszadłami śmigłowymi i tłumikami /kółeczka zaciemnione na rysunku 3.15/ wyraźnie wychodzą na zewnątrz linii 2. Można to wyjaśnić zwiększoną siłą oporu /większa powierzchnia rzutu bocznego/ i wpływem masy towarzyszącej cieczy. To ostatnie stwierdzenie uzasadniają położenia względne punktów połączonych liniami 3, 4 i 5. Punkty połączone linią 3 są wierzchołkami charakterystyk zespołów z optymalnymi tłumikami walcowo-stożkowymi, wierzchołki połączone linią 4 dotyczą tłumików walcowych o $d_t = d_m$ i $h = 70$ mm, a wierzchołki połączone linią 5 dotyczą tłumików walcowo-stożkowych o $d_t = d_m$. Pierwsze z tych tłumików, ponieważ znajdują się w obszarze najwięk-

szych prędkości przepływu, nie stwarzają dogodnych warunków do tworzenia się grubej warstwy przysiennej, stąd mniejsza ilość towarzyszącej cieczy niż w pozostałych dwóch rodzajach tłumików. Budowa tłumików walcowo-stożkowych o średnicy $d_t = d_m$ nie ma żadnego uzasadnienia. Przedstawiona analiza uzasadnia tezę trzecią, że radykalnemu obniżeniu częstości $f \leq 0,7$ towarzyszy radykalne tłumienie amplitudy, w przypadkach mieszadeł bez tłumików $\mu_t < 2$.

3.5. Badania wymuszającego działania mieszanej cieczy

Zakres badań własnych nad problemem wymuszającego działania mieszanej cieczy przewiduje badania poznawcze i identyfikacyjne charakteru wymuszenia i badania użytkarne granicy statecznej pracy wałów giętkich. Zakres ten, spełniając podstawowy cel pracy, powinien:

- 1) wyjaśnić jaki jest charakter zaburzeń statecznego precesyjnego synchronicznego ruchu obrotowego zespołu mieszającego,
- 2) zidentyfikować charakter i przyczynę wymuszeń stochastycznych, co jak wiadomo występuje w niektórych przypadkach pracy zespołów mieszających,
- 3) określić granicę statecznej pracy zespołów mieszających w warunkach standardowych.

O charakterze zaburzeń statecznego precesyjnego synchronicznego ruchu obrotowego zespołu mieszającego dużo już wiadomo z dotychczasowych badań. Wątpliwość może budzić tylko występowanie zjawiska precesji odwrotnej w mieszalnikach cieczy, o czym mówią autorzy badań zaprezentowanych w pracy [1]. Z tego względu autor niniejszej pracy postanowił problem ten również prześledzić. Informacje o charakterze i przyczynie wymuszeń oraz o granicy statecznej pracy zespołów mieszających są z dotychczasowych badań tak fragmentaryczne, że rozszerzenie ich jest niezbędne do realizacji podstawowego celu pracy.

3.5.1. Badania poznawcze charakteru wymuszenia

Z wcześniejszych obserwacji autora zachowania się zespołów mieszających na stanowisku badawczym wynika, że charakter zaburzenia statecznego precesyjnego ruchu zależy głównie od rodzaju cyrkulacji mieszanej cieczy w zbiorniku, a bliżej określając, od tego czy występuje lub nie występuje centralny lej w mieszanej cieczy. Widać to już z rysunku 2.16 dla mieszadeł turbinowych tarczowych. Podobny obraz charakterystyk rezonansowych, może tylko z bardziej łagodnym przyrostem amplitud za obszarem rezonansowym, jest dla zespołów z mieszadłami śmigłowymi.

Na rysunku 3.16 przedstawione są fotogramy ujęcia obrazu ruchu mieszadeł w zbiorniku bez przegród /rys.3.16a - mieszadła turbinowego i rys.3.16b - mieszadła śmigłowego/.



a.



b.



c.



d.

Rys.3.16. Wizualizacja precesji asynchronicznej zespołu mieszającego w zbiorniku bez przegród :

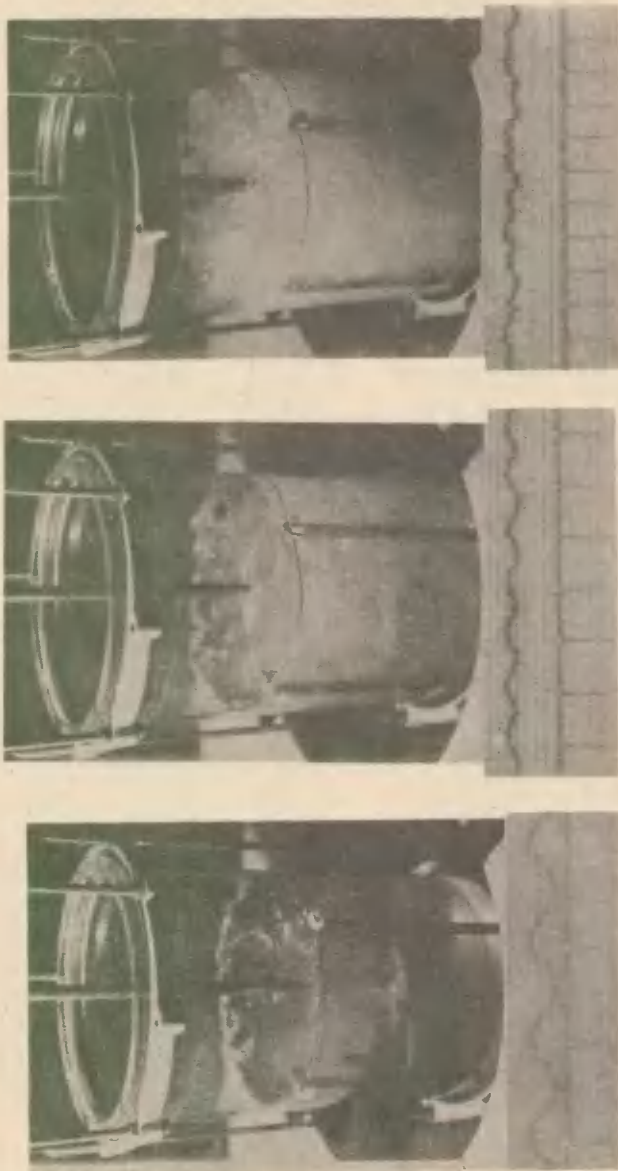
- a) fotografia leja centralnego wytworzonego przez mieszadło turbinowe przy $\omega = 73,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- b) fotografia leja centralnego wytworzonego przez mieszadło śmigłowe przy $\omega = 157,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- c,d) fragmenty taśm rejestracyjnych drgań i prędkości obrotowych wału

Z obrazu tego widać, w obu przypadkach, powstały centralny lej. W warunkach /przy odpowiednio dużej prędkości obrotowej/, gdy lej ten dochodzi do poziomu zainstalowanych mieszadeł, ruch precesyjny synchroniczny zespołu mieszającego przechodzi w ruch asynchroniczny o prędkości obrotowej precesji w przybliżeniu równej częstotliwości własnej drgań poprzecznych. Widać to na fotogramach c i d rysunku 3.16. W takich warunkach realizowany ruch ma geometryczne cechy drgań samowzbudnych o bardzo szybko rosnących amplitudach ze wzrostem prędkości obrotowej. Podobne zjawisko autor zaobserwował i opisał w pracy [81], w przypadku ruchu zespołu mieszającego z mieszadłem śmigłowym w zbiorniku z przegrodami, ale gdy kierunek prędkości

obrotowej był taki, że wypływające z mieszadła strumienie cieczy tworzyły cyrkulację skierowaną ku górze. Wówczas powstawał wzgórek cyrkulującej cieczy i przy pewnej wysokości tego wzgórka następowało przejście z ruchu precesyjnego synchronicznego w asynchroniczny. W takich przypadkach pracy mieszadeł liczba Froude'a $Fr = \frac{n^2 d_m}{g}$ jest większa od jedności i efekty mieszania /stopień, intensywność i efektywność/ są znikome, a więc nie występują w praktyce.

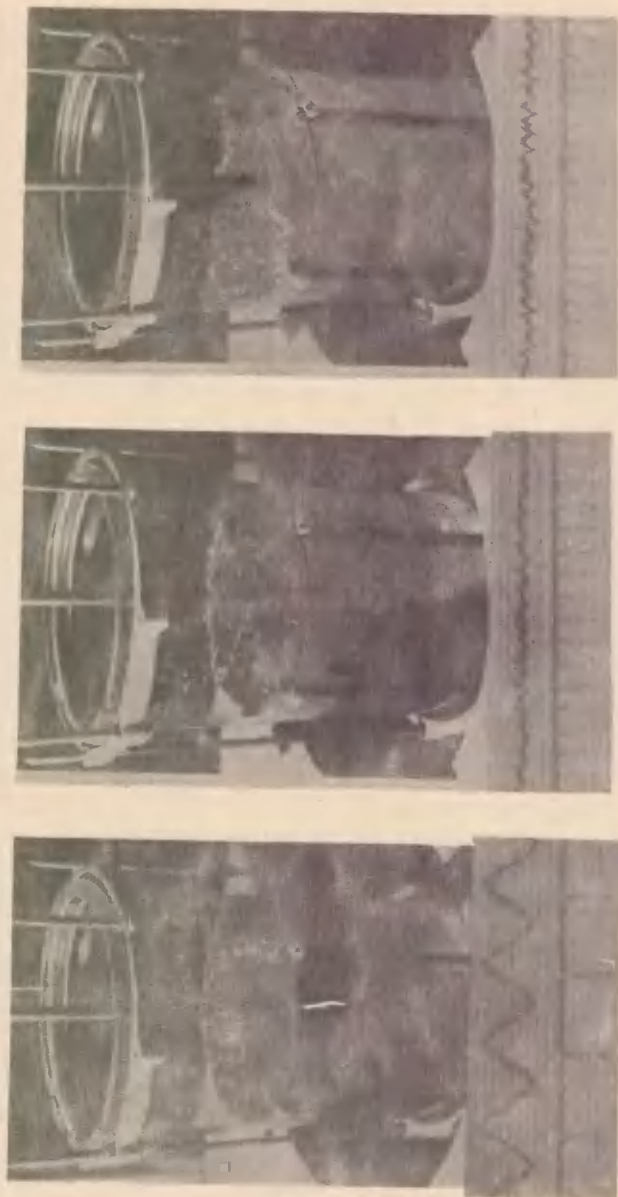
W innych przypadkach wirujących zespołów mieszających, gdy nie występują warunki do powstawania centralnego leja, tzn. gdy zbiorniki są zabudowane, co najczęściej występuje w praktyce, za obrotami krytycznymi występują drgania stochastyczne. Na rysunkach 3.17 i 3.18 przedstawione są wizualizacje turbulencji cieczy w zbiorniku z przegrodami i mieszadłem turbinowym /rys.3.17/ oraz śmigłowym /rys.3.18/. Pod fotografiami zbiorników przedstawione są realizacje drgań wału i jego prędkości kątowe, odpowiadające danemu procesowi mieszania. Czynnikiem mieszanym była woda, a stosunek średnicy zbiornika do średnicy mieszadła $\frac{D}{d_m} = \frac{292}{100} = 2,92$. Na rysunkach 3.17a i 3.18a prędkości kątowe zespołu mieszającego wynosiły $\omega = 44 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$, więc stopień turbulencji określony umowną dla procesu mieszania liczbą Reynoldsa $Re = \frac{n d_m^2 \rho_c}{\eta_c}$ wynosił około $7 \cdot 10^4$, co w teorii mieszania odpowiada początkowi obszaru ruchu turbulentnego. Realizowane drgania, charakterystyczne dla procesji synchronicznej, są bliskie rezonansowi podstawowemu. Natomiast fotografie podane na rysunkach 3.17b i 3.18b przedstawiają proces mieszania burzliwego $Re = 1,2 \cdot 10^5$ i $2,0 \cdot 10^5$ przy niewielkiej jeszcze turbulencji, której działanie na drgania wału wizualnie jest mało widoczne. Zaś na rysunkach 3.17c i 3.18c przedstawione mieszanie jest o takiej turbulencji $Re = 2,0 \cdot 10^5$ i $3,0 \cdot 10^5$, której wpływ na drgania wału jest już wyraźnie widoczny.

Zaprezentowane fotogramy przedstawiają procesy mieszania o przeciętnej intensywności, która obok stopnia zmieszania i efektywności mieszania jest podstawowym wskaźnikiem tego procesu. Według teorii mieszania miarą intensywności mieszania jest zastępcza liczba Reynoldsa, wartość prędkości kątowej zespołu mieszającego, prędkość obwodowa końców łopatek lub moc mieszania, przypadająca na jednostkę masy mieszanej cieczy. Każda z powyższych wielkości jest odpowiednią miarą intensywności mieszania dla konkretnego mieszalnika, pracującego w konkretnym układzie [85]. Wynika to z faktu, że podstawowy cel procesu mieszania: intensywność wymiany ciepła i masy w strumieniu burzliwym, nie zależy wyłącznie od liczby Re, lecz także od innych parametrów turbulencji, takich jak skala i stopień turbulencji [49]. Najczęściej w praktyce stosowaną miarą intensywności mieszania jest prędkość obwodowa końców łopatek mieszadła wynosząca, jak podano w rozdziale 1, $v = 3 + 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ dla mieszadeł turbinowych i $v = 3 + 20 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ dla mieszadeł śmigłowych. W rozważanych przypadkach prędkości te wynosiły: $v = 2,2 + 6,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ w zespołach z mieszadłami turbinowymi i $v = 2,2 + 9,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ w zespołach z mieszadłami śmigłowymi.

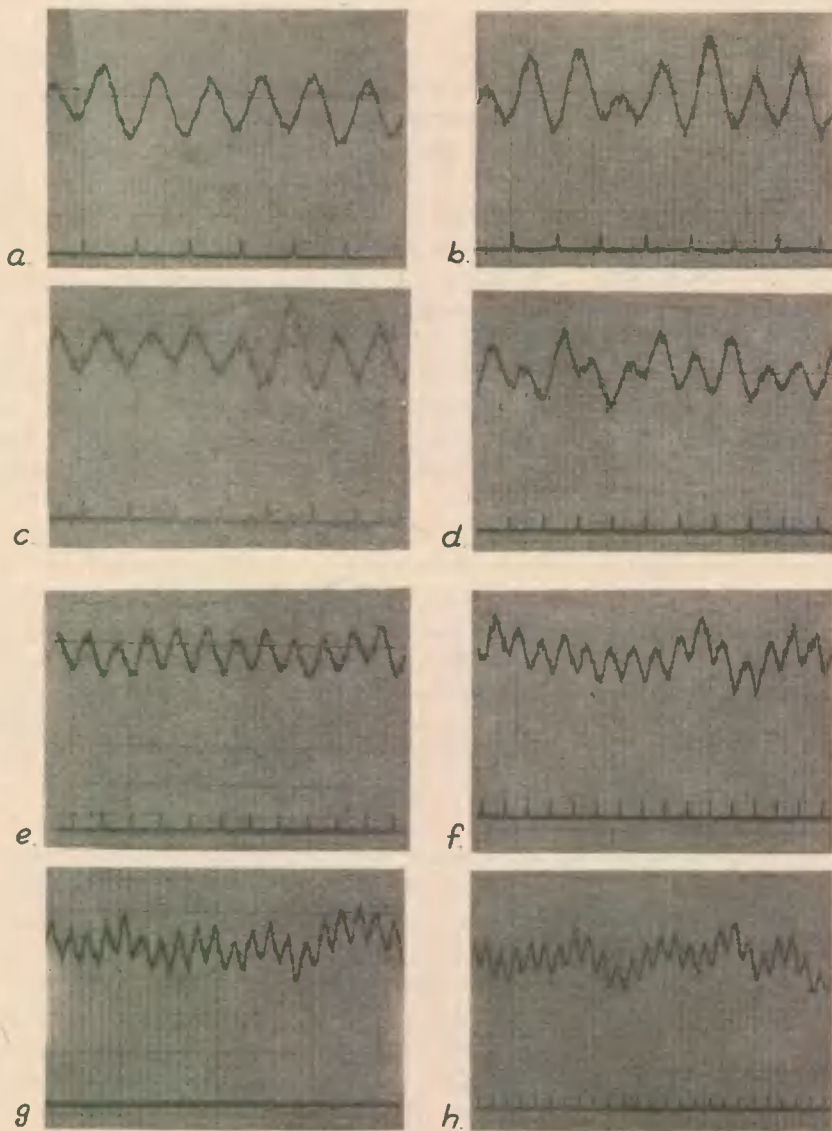


a. c.
 Rys.3.17. Wizualizacja charakteru zaburzenia cieczy w zbiorniku z przegrodami i mieszadłem turbinowym
 oraz fragmenty taśm rejestracyjnych drgania i prędkości obrotowe wału przy:

a) $\omega = 44,0 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$, b) $\omega = 73,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$, c) $\omega = 125,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$



a. b. c.
 Rys. 3.18. Wizualizacja charakteru zaburzenia cieczy w zbiorniku z przegrodami i mieszadłem śmigłowym
 oraz fragmenty taśm rejestracyjnych drgania i prędkości obrotowe wału przy:
 a) $\omega = 44,0 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$, b) $\omega = 125,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$, c) $\omega = 188,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$



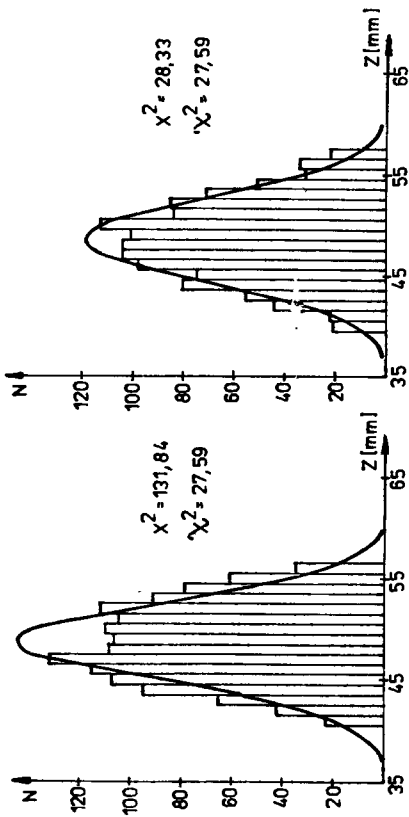
Rys.3.19. Próbkki realizacji sygnałów wyjściowych:

a + d - zespołu z mieszadłem turbinowym tarczowym o $d_m = 140$ mm
 / $\omega = 48,7, 57,2, 64,1$ i $73,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ /

e + h - zespołu z mieszadłem śmigłowym standardowym o $d_m = 140$ mm
 / $\omega = 102,2, 132,7, 165,9$ i $174,9 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ /

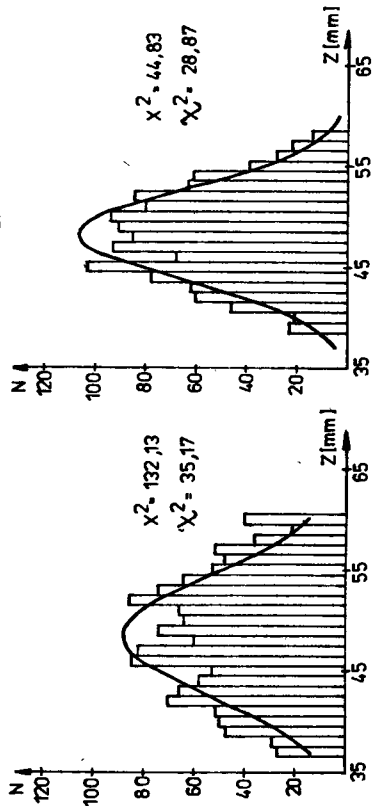
Pod każdym fotogramem mieszalnika na rysunkach 3.17 i 3.18 umieszczone odcinki taśm rejestracyjnych drgania wskazują jak stopniowo z drgań regularnych, konsekwencją których jest ruch precesyjny synchroniczny, zespół mieszający przechodzi w drgania stochastyczne, przy których ruch precesyjny synchroniczny jest zaburzony. W celu identyfikacji charakteru wymuszenia burzliwego poddano analizie cyfrowej osiem realizacji sygnałów wyjściowych, po cztery dla zespołu z mieszadłem turbinowym tarczowym i zespołu z mieszadłem śmigłowym standardowym, o średnicach $d_m = 140$ mm, pracujących w zbiorniku o średnicy $D = 292$ mm wypełnionym wodą. Próbkę tych sygnałów przedstawione są na rysunku 3.19 /a+d należą do zespołu z mieszadłem turbinowym wirującym z prędkościami 48,7; 57,2; 64,1 i 73,7 $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$, e+h do zespołu z mieszadłem śmigłowym wirującym z prędkościami 102,2; 132,7; 165,9 i 174,9 $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$ / . Do analizy cyfrowej realizacji tych sygnałów zostały skwantowane przedziałem czasowym $\Delta t = 0,004$ s na odcinkach zmiennej czasowej $t \approx 5,6$ s. Zabiegiem tym objęto realizację od około 43 do 156 obrotów zespołu. Z analizy cyfrowej uzyskano wynik weryfikacji hipotezy o normalności rozkładu zbiorów skwantowanych odcinków taśm testem chi-kwadrat na poziomie istotności $\alpha = 0,05$, standardowe odchylenia σ_z , funkcje autokorelacji $R(\tau)$ i funkcje widmowej gęstości mocy $G_z(f)$ w obszarze $f = 0 + 250$ Hz.

Na rysunku 3.20 przedstawione są histogramy licznosci empirycznej skwantowanych wartości sygnałów wyjścia z (t) i teoretyczne rozkłady normalne gęstości prawdopodobieństwa wartości sygnałów w danych przedziałach. Histogramy z rysunków 3.20a i 3.20b należą do sygnałów zespołu z mieszadłem turbinowym $\omega = 57,2$ i $73,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ / , a z rysunków 3.20c i 3.20d należą do sygnałów zespołu z mieszadłem śmigłowym $\omega = 102,2$ i $174,9 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ / . Obok histogramów podane są wartości chi-kwadrat obliczone $/X^2/$ i chi-kwadrat z tablic $/\chi^2/$. We wszystkich przypadkach test zgodności χ^2 odrzuca hipotezę o normalności rozkładów wartości sygnałów, gdyż $X^2 > \chi^2$, ale w przypadkach b i d potwierdzenie hipotezy jest bliskie. Ze względu na zmniejszanie się rozbieżności X^2 i χ^2 w miarę wzrostu prędkości należy sądzić, że dla prędkości $\omega > 73,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ w przypadku zespołu z mieszadłem turbinowym i $\omega > 174,9 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ w przypadku zespołu z mieszadłem śmigłowym test zgodności potwierdzi hipotezę o rozkładzie normalnym. Natomiast na rysunku 3.21 przedstawione są dwie funkcje autokorelacji /rysunek 3.21a dla zespołu z mieszadłem turbinowym przy prędkości $\omega = 73,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$; realizacja z rysunku 3.19d, a na rysunku 3.21b dla zespołu z mieszadłem śmigłowym wirującym z prędkością $\omega = 102,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$; realizacja z rysunku 3.19e/. Wykresy funkcji autokorelacji dla wszystkich badanych realizacji sygnałów wyjściowych mają kształt autokorelogramów sygnałów sinusoidalnych z szumem losowym [3]. Na rysunku 3.22 przedstawione są funkcje widmowej gęstości mocy badanych sygnałów, których próbki podane są na rysunkach 3.19a,d,e,h. Piki wykresów z rysunku 3.22, których pola oznaczone są symbolami F_1 , odpowiadają realizacji wymuszeniem siłami odśrodkowymi /ostrza pików odpowiadają realizowanym prędkościom kątowym/, a pola określone symbolami F_2 są efektem wymuszeń turbulentnych, wywołanych burzliwością mieszanej cieczy.



c.

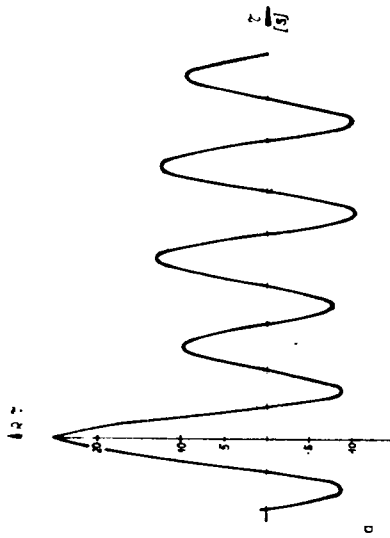
d.



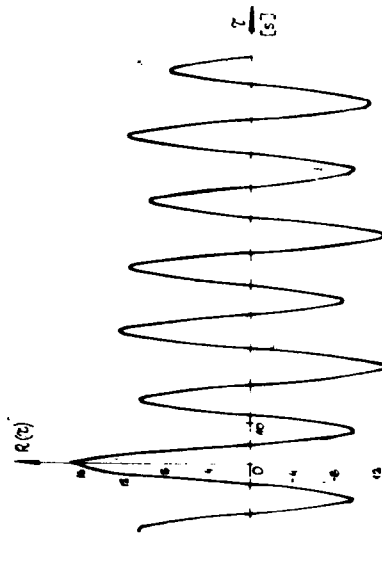
a.

b.

Rys. 3.20. Histogramy licznosci empirycznej skwantowanych wartosci sygnalów i teoretyczne rozklady normalne gestosci i prawdopodobienstwa wartosci sygnalów, otrzymane z numerycznej weryfikacji hipotezy o normalnosci rozkladu zbioru testem chi - kwadrat na poziomie istotnosci $\alpha = 0,05$



a

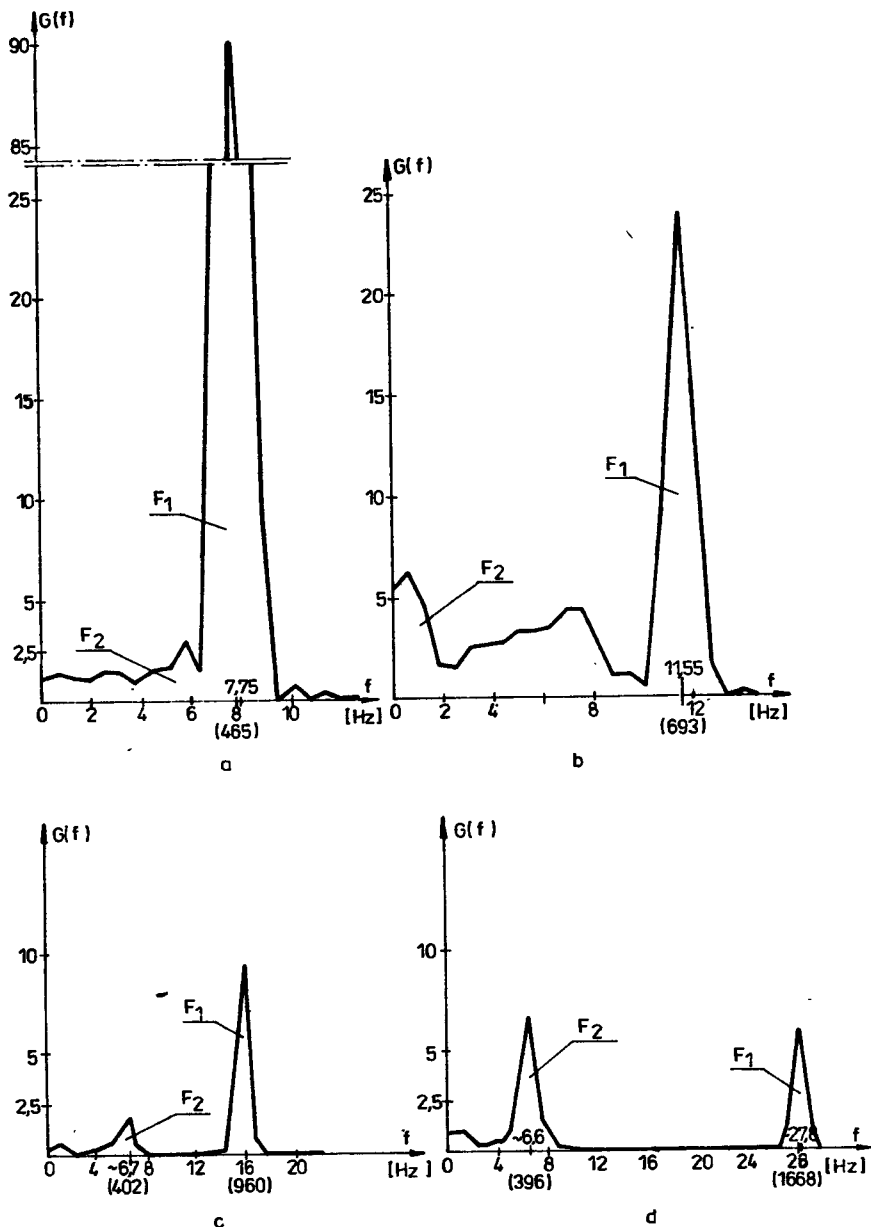


b

Rys. 3.21. Funkcje autokorelacji:

a) dla realizacji sygnalu z rys. 3.19d

b) dla realizacji sygnalu z rys. 3.19e



Rys.3.22. Funkcje widmowej gęstości mocy:

- a) dla realizacji sygnału z rys.3.19a
- b) dla realizacji sygnału z rys.3.19d
- c) dla realizacji sygnału z rys.3.19e
- d) dla realizacji sygnału z rys.3.19h

Przedstawione wyniki analizy sygnałów wyjściowych wskazują na złożony ich charakter. Składają się one ze zdeterminowanego sygnału harmonicznego o częstotliwości ω , równej prędkości kątowej zespołu mieszającego i nisko-

częstotliwościowego procesu losowego. Proces ten jest procesem stacjonarnym ergodycznym. Stacjonarność tego procesu wykazana została testem opartym o teorię serii. W tym celu badana realizacja procesu złożonego /poz. d na rys.3.19/ reprezentowana przez 2100 kwantów została podzielona na przedziały po 25 punktów każdy. Obliczone wartości statystyki porównano z odczytanymi z tablic przy $\alpha = 0,05$ kwantylami rozkładu normalnego i we wszystkich badanych przypadkach stwierdzono brak podstaw do odrzucenia hipotezy o stacjonarności rozkładu. Nie zaprzeczona stacjonarność procesu złożonego i wykazana normalność procesu losowego składowego świadczy o jego ergodyczności.

W opisie stanowiska badawczego wykazana została jego geometryczna liniowość, a wyżej wykazano, że realizowany w nim proces złożony ze zdeterminowanego harmonicznego i niskoczęstotliwościowego losowego, jest w całości stacjonarny w szerszym sensie i ergodyczny w części losowej. W takim przypadku charakter funkcji wyjścia z (t) jest taki jak funkcja wejścia $x(t)$. Funkcja przejścia zmienia tylko amplitudy procesu, bo zachodzi tu zależność [87]

$$G_x(f) = \frac{1}{[H(f)]^2} G_z(f) \quad (3.23)$$

gdzie:

$G_x(f)$, $G_z(f)$ - funkcje gęstości widmowej mocy sygnału na wejściu i wyjściu z układu
 $H(f)$ - transmitancja układu /funkcja przejścia/

Z tego względu przedstawiony tu charakter funkcji wyjścia z obiektu badanego odnosi się również do wejścia, czyli procesu dynamicznego, zachodzącego w badanym mieszalniku.

W tabelicy 3.6 zestawione są wyniki wszystkich badanych sygnałów. W kolumnie 5 tej tabelicy zestawione są stosunki pól wykresów widmowej gęstości mocy

$$\beta = \frac{F_2}{F_1 + F_2} \quad (3.24)$$

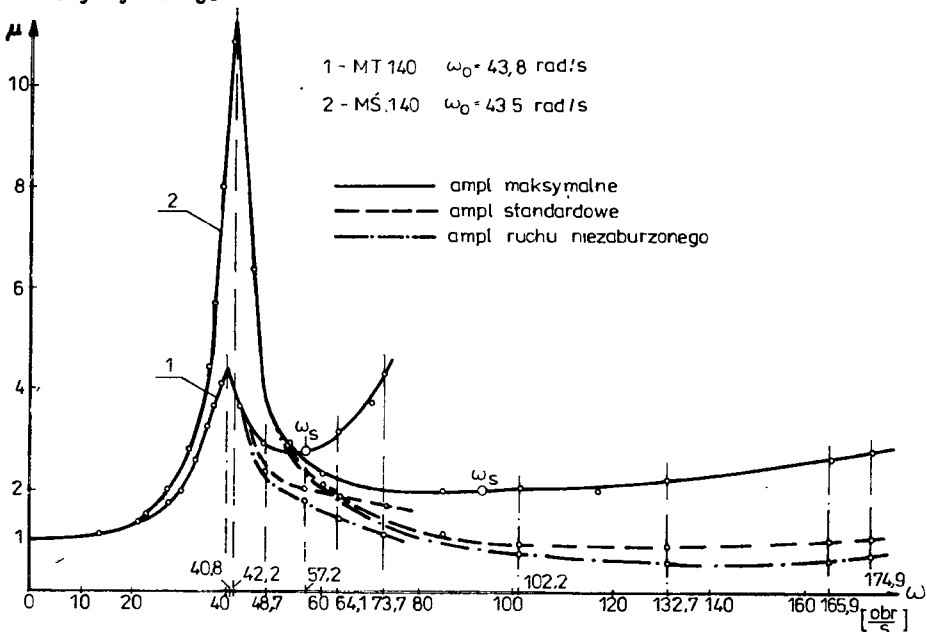
które określają udziały efektów wymuszeń turbulentnych w całym widmie sygnału, ponieważ wartość średniokwadratowa funkcji $x(t)$ wyraża się zależnością

$$\Psi_x^2 = \int_0^{\infty} G_x(f) df \quad (3.25)$$

W kolumnach 6 i 7 tabelicy 3.6 zestawione są wartości średniokwadratowe zaburzeń i sygnałów niezaburzonych. Wartości średniokwadratowe zaburzeń w miarę wzrostu prędkości obrotowej rosną, co jest zgodne z prawem ruchu cyrkulacyjnego cieczy w mieszalniku, a wartości średniokwadratowe sygnałów niezaburzonych są takie, jak wyznaczy je transmitancja układu, jako funkcja częstości $/H(f)/$.

Dane z analizy Rodzaj mieszadła	Prędkość kątowa wału ω [$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$]	Odchylenie standardowe realizacji sygnału σ_z [mm]	Wartość średniokwadratowa = wariancji $\psi_z^2 = \sigma_z^2$ [mm ²]	Stosunek powierzchni pól wykresów widmowej gęstości mocy $\beta = \frac{F_2}{F_1 + F_2}$	Iloczyn $\beta \psi_z^2$ [mm ²]	Różnica $\psi_z^2 - \beta \psi_z^2$ [mm ²]
1	2	3	4	5	6	7
Turbinowe	48,7	6,850	46,923	0,0761	3,571	43,352
	57,2	6,116	37,405	0,2106	7,878	29,527
	64,1	5,789	33,513	0,4839	16,218	17,295
	73,7	4,982	24,820	0,5199	12,903	11,917
Śmigłowe	102,2	4,114	16,925	0,3150	5,332	11,543
	132,7	4,065	16,524	0,5278	8,721	7,803
	165,9	4,456	19,856	0,5963	11,840	8,016
	174,9	4,715	22,231	0,6335	14,083	8,148

Na rysunku 3.23 przedstawione są charakterystyki amplitudowe zespołów mieszających z mieszadłami turbinowymi i śmigłowymi o $d_m = 140$ mm, wykonane w oparciu o sygnały wyjściowe, z których osiem wybranych zostało do analizy cyfrowej.



Rys.3.23. Charakterystyki amplitudowe mieszadeł o średnicy $d_m = 140$ mm w zbiorniku o $D = 292$ mm z wodą:

1 - turbinowego tarczowego, 2 - śmigłowego standardowego

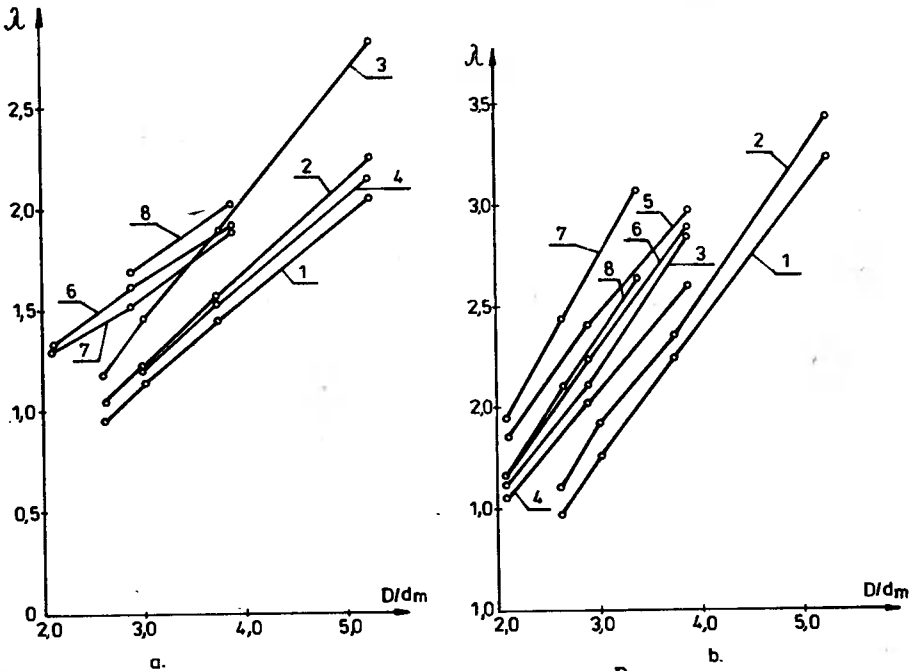
W obszarach przedrezonansowych, rezonansowych i pozarezonansowych do punktów, w których linie charakterystyk rozchodzą się, sygnały były zeterminowane okresowe /w przybliżeniu harmoniczne/. Od punktu rozchodzenia się charakterystyk uwidocznił się wpływ zaburzeń turbulentnych, wywołanych mieszaną cieczą. Dalszy ciąg charakterystyk poprowadzony jest trzema liniami: ciągią według amplitud maksymalnych, przerywaną według amplitud standardowych i osiową według amplitud ruchu niezaburzonego, określonych z danych kolumny 7 tablicy 3.6. Rysunek ten bardzo plastycznie, w postaci przemieszczeń wału, obrazuje wpływ wymuszeń turbulentnych na precesyjny ruch wału.

3.5.2. Badania kresu górnego statecznej pracy zespołu mieszającego

Przyczyną niestateczności ruchu zespołów mieszających ciecz, obok rezonansu podstawowego drgań poprzecznych, są wymuszenia turbulentne strumieni cyrkulacyjnych. Za początek niestatecznego ruchu wału giętkiego przyjęło się przyjmowanie punktu, od którego charakterystyka amplitudowa zaczyna się wznosić ku górze [1, 77, 78, 81]. Na rysunku 3.23 punkty te zaznaczone zostały symbolem ω_g , czyli wartością prędkości kątowej, od której amplitudy maksymalne rosną. Takie przyjęcie punktu, jako początku niestatecznej strefy pracy zespołu mieszającego, można uzasadnić tym, że począwszy od tego punktu udział turbulencji strumienia w wymuszeniu amplitudy drgań jest znaczny i wynosi około 20 % całej energii wymuszającej /stosunek $\beta \approx 0,2$ według tablicy 3.6/. Począwszy od tego punktu synchroniczny ruch precesyjny jest już istotnie zaburzony /punkt $\omega_g = 57,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ na rysunku 3.23 i odpowiadający mu fotogram na rysunku 3.19b/ i wał mieszadła obciążony jest już przemiennie /narażony jest na zmęczenie/.

W kolumnach 9 tablic D1, D2 i 3 w D. podane są wartości współczynnika niestateczności turbulentnej $\lambda = \frac{\omega_g}{\omega_0}$ dla tych przypadków badań tłumienia, z których charakterystyk rezonansowych można było odczytać wartości prędkości kątowej ω_g . W tych przypadkach obliczone błędy, jako stosunki niepewności pojedynczych pomiarów do wartości średnich $\bar{\lambda}$, wynosiły do 20%. Wynika to z faktu, że w obszarze zaburzeń turbulentnych stosunkowo rzadko były ustalane prędkości obrotowe przy pomiarze amplitudy. W tych cyklach badań zagęszczano odczyty w obszarze rezonansowym. Z wartości średnich $\bar{\lambda}$, przyjętych za zmierzone wartości λ , sporządzone zostały funkcje $\lambda = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$ i przedstawione na rysunku 3.24; dla zespołów z mieszadłami turbinowymi na rysunku 3.24a oraz dla zespołów z mieszadłami śmigłowymi na rysunku 3.24b. Z dużym prawdopodobieństwem można stwierdzić, że są to funkcje liniowo rosnące. Dla zespołów z mieszadłami śmigłowymi wartości tych funkcji są relatywnie większe o około 50%. Analizując powyższe zależności pod względem wpływu pozostałych parametrów wyszczególnionych w funkcji (3.19) /rodzaju cieczy, wymiarów zbiornika i sztywności wału/ można zauważyć co następuje. Wzrost lepkości mieszanej cieczy powoduje zwiększenie współczynnika niestateczności turbulentnej /funkcje 1 i 3 oraz 6 i 8 na rysunku 3.24a i funkcje 3 i 5 oraz 4 i 6 na

rysunku 3.24b/. Wytlumaczenie tego jest logiczne i proste, ze wzrostem lepkości maleje stopień turbulencji. Natomiast ze wzrostem średnicy zbiornika maleje współczynnik niestateczności turbulentnej /funkcje 4 i 7 na rysunku 3.24a oraz funkcje 2 i 4 na rysunku 3.24b/. W tym przypadku występuje, wspomniany już wcześniej, wpływ skali aparatu modelowego. Wpływ sztywności wału na wartość współczynnika niestateczności turbulentnej jest tu zaznaczony niejednoznacznie, na co wskazują funkcje 6 i 7 na rysunku 3.24a oraz funkcje 1 i 2, 3 i 4, 5 i 6 na rysunku 3.24b. Występujące tu różnice są niewielkie, rzędu niedokładności pomiaru współczynnika λ .



Rys.3.24. Funkcje $\lambda = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$:
 a) dla zespołów z mieszadłami turbinowymi,
 b) dla zespołów z mieszadłami śmigłowymi,
 pracującymi w warunkach określonych w tablicach D1, D2 i D3

Dość wyraźnie rysuje się wzrost współczynnika λ w zespołach z mieszadłami turbinowymi o pełnej długości łopatek w stosunku do zespołów z mieszadłami turbinowymi tarczowymi /funkcje 2 i 1 na rysunku 3.24a/ oraz zespołów z mieszadłami śmigłowymi standardowymi w stosunku do zespołów z mieszadłami śmigłowymi z poszerzonymi łopatkami /funkcje 7 i 3 na rysunku 3.24b/. Również wyraźny jest wpływ tłumików amplitud rezonansowych zespołów z mieszadłami śmigłowymi standardowymi na wartość współczynnika λ /funkcje 8 i 7 na rysunku 3.24b/. Optymalne tłumiki walcowo-stożkowe obniżają współczynnik λ o około 14%. Wszystkie zmiany wynikające z różnych odmian danego typu mieszadeł lub z instalacji tłumików dają się wyjaśnić

różnymi wartościami sił oddziaływania turbulentnego mieszanej cieczy na zespół mieszający.

W oparciu o zależność funkcyjną (3.19) i uzyskane informacje wynikające z rysunku 3.24, przedstawiającego wyniki badań wstępnych, można określić jakościowy model matematyczny do kompleksowych badań współczynnika niestateczności turbulentnej λ . Można go zapisać w postaci

$$\lambda = f\left(\frac{D}{d_m}, \nu, \omega_0, V\right) \quad (3.26)$$

dla każdego typu mieszadeł. W modelu (3.26) $\nu = \frac{\eta_c}{\rho_c}$ jest lepkością kinematyczną mieszanej cieczy. Do tego etapu badań zastosowano pięć zbiorników z typowymi czterema przegrodami o szerokości $B = \frac{D}{10}$, po pięć wielkości mieszadeł turbinowych tarczowych i śmigłowych o stosunku $\frac{S}{d_m} = 1$, pięć wymiennych wałów i pięć rodzajów cieczy. Dane zmiennych elementów stanowiska zestawione są w tabelicy 3.7.

Tabela 3.7

Średnica zbiornika D [mm]	Średnica mieszadła d_m [mm]		Mieszana ciecz			Rodzaj wału zespołu napędzającego		
	turbi- nowego	śmig- łowego	rodzaj	lep- kość η_c [mPas]	gę- stość ρ_c [kg/m ³]	sym- bol	wymia- ry d x l [mm]	mate- riał
215	75	80	woda	1	1000	W1	∅12 x 1115	mosiądz
	100	110				W3	∅12 x 990	stal
						W4	∅14 x 935	stal
292	75	80	woda	1	1000	W1	∅12 x 1115	mosiądz
	100	110	gliceryna	156	1215	W2	∅12 x 932	mosiądz
			roztwór melasy 3	610	1330	W3	∅12 x 990	stal
			roztwór melasy 2	1365	1450	W4	∅14 x 935	stal
140	140	roztwór melasy 1	2925	1640	W5	∅16 x 887	stal	
380	100	110	woda	1	1000	W1	∅12 x 1115	mosiądz
	140	140				W3	∅12 x 990	stal
	175	175				W4	∅14 x 935	stal
450	100	110	woda	1	1000	W1	∅12 x 1115	mosiądz
	140	140				W3	∅12 x 990	stal
	175	175				W4	∅14 x 935	stal
	200	200						
525	140	140	woda	1	1000	W1	∅12 x 1115	mosiądz
	175	175				W3	∅12 x 990	stal
	200	200				W4	∅14 x 935	stal

W rzędach tablicy zestawione są te elementy, które były ze sobą kojarzone w poszczególnych cyklach pomiarowych. W analogicznym układzie zestawiona jest tablica 3.8, w której zamieszczone są zmienne niezależne modelu matematycznego (3.26).

Tablica 3.8

Objętość mieszanej cieczy $V \cdot 10^3 [m^3]$	Stosunek $\frac{D}{d_m}$ dla mieszadeł		Lepkość kinematyczna mieszanej cieczy $\nu [mm^2/s]$	Częstość krytyczna zespołu mieszającego $\omega_0 [\frac{1}{s}]$	
	turbinowych	śmigłowych		z mieszadłem turbinowym	z mieszadłem śmigłowym
x_4	x_1		x_2	x_3	
8	2,87 2,15	2,69 1,95	1	25,9; 44,4; 58,6 24,8; 43,0; 56,8	25,4; 44,2; 57,8 25,2; 43,0; 57,2
20	3,89 2,92 2,09	3,65 2,65 2,09	1, 130, 460 940, 1785	25,9; 35,7; 44,4 58,6; 71,8 24,8; 34,1; 43,0 56,8; 68,9 23,1; 32,5; 40,0 53,5; 65,5	25,4; 34,1; 44,2 57,8; 69,8 25,2; 33,8; 43,0 57,2; 68,9 24,6; 33,5; 42,3 56,5; 66,9
43	3,80 2,71 2,17	3,45 2,71 2,17	1	24,8; 43,0; 56,8 23,1; 40,0; 53,5 19,7; 31,8; 42,6	25,2; 43,0; 57,2 24,6; 42,3; 53,6 22,6; 37,3; 49,9
72	4,50 3,21 2,57 2,25	4,09 3,21 2,57 2,25	1	24,8; 43,0; 56,8 23,1; 40,0; 53,5 19,7; 31,8; 42,6 18,3; 29,8; 39,6	25,2; 43,0; 57,2 24,6; 42,3; 53,6 22,6; 37,3; 49,9 21,9; 35,8; 48,7
114	3,75 3,00 2,63	3,75 3,00 2,63	1	23,1; 40,0; 53,5 19,7; 31,8; 42,6 18,3; 29,8; 39,6	24,6; 42,3; 53,6 22,6; 37,3; 49,9 21,9; 35,8; 48,7

Przedstawione w tablicach 3.7 i 3.8 skojarzenia zmiennych wejścia do obiektu badań podyktowane zostały możliwościami techniczno-organizacyjnymi badań i przyjętym, analogicznie jak przy badaniu tłumienia, programem badań / PS/DS - M:U /. Liczbę ustalonych stosunków $\frac{D}{d_m}$ przyjęto 2+4, gdyż z badań wstępnych wiadomo, że istnieje duże prawdopodobieństwo wystąpienia zależności liniowej $\lambda = f(\frac{D}{d_m})$. Natomiast liczbę pozostałych ustalonych zmiennych ν, ω_0, V przyjęto 5, przy czym przy badaniach zmienności $\lambda = f(\nu)$ i $\lambda = f(V)$ oraz $\lambda = f(\frac{D}{d_m})$ ω_0 zmieniało się w niewielkim zakresie o kilka procent dla zespołów z mieszadłami śmigłowymi i turbinowymi przy badaniach $\lambda = f(\nu)$ i $\lambda = f(\frac{D}{d_m})$ oraz kilkanaście procent dla zespołów z mieszadłami turbinowymi przy badaniu $\lambda = f(V)$. Zmiany wartości ω_0 wynikały ze zmienności mas poszczególnych mieszadeł.

W tablicach D4 i D5 zestawione są wyniki pomiarów wartości współczynnika niestateczności turbulentnej λ dla poszczególnych skojarzeń zmiennych wejścia. Jako powtórzenia pomiarów zastosowano czterokrotny odczyt z taśm rejestracyjnych. Dwa odczyty wykonane były z dwóch odcinków charakterystyk amplitudowych, z dwóch powtórzonych cykli pomiarowych poszczególnych skojarzeń, a jako ω_g przyjmowano początek wznoszenia się charakterystyk /jako punkty ω_g na rysunkach 3.6 i 3.23/. Natomiast dwa następne odczyty wartości ω_g realizowane były przez wizualne porównanie zarejestrowanych drgań z realizacjami wzorcowymi, które przedstawiały odcinki taśm podane na rysunku 3.19. Z czterech powtórzeń obliczone zostały wartości średnie /zamieszczone w tablicach D4 i D5/ i standardowe odchylenia oraz oszacowana została niedokładność pojedynczych pomiarów jako stosunki $\frac{t_{\alpha} S(\lambda)}{\bar{\lambda}}$ 100%. Obliczone wartości tych stosunków, przy poziomie ufności 0,95 /dla rozkładu t-Studenta $t_{\alpha} = 2,353$ /, wynosiły od kilku do kilkunastu procent. Natomiast średnia niedokładność wszystkich pomiarów dla $r=4$, $N=184$, $\bar{\lambda} = 1,99$, $\alpha = 0,05$ i $f = N(r-1) = 552$ wynosi

$$\lambda = \bar{\lambda} \pm t_{\alpha} \frac{\sqrt{S^2(\lambda)}}{\sqrt{r-1}} = 1,99 \pm 1,645 \frac{\sqrt{0,0153}}{\sqrt{3}} = 1,99 \pm 0,12$$

czyli w granicach $\pm 5,9\%$. Wartości średnie z czterech odczytów $\bar{\lambda}$ przyjęto w dalszych opracowaniach jako zmierzone wartości współczynnika λ .

Wszystkie wyniki pomiarowe współczynnika λ zawarte w rzędach tablic D4 i D5 poddane zostały analizie w celu wyznaczenia funkcji aproksymujących $\lambda = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$. Zestawienie większości tych funkcji podane jest w tablicy 3.9.

Tablica 3.9

Ustalone parametry mieszalnika				Funkcja aproksymująca $\lambda = ax + b$ $x = \frac{D}{d_m}$	Współczynnik korelacji r	Wartości współczynnika λ zmierzone obliczone		
D	ψ	wał	mieszadło					
		1		2	3	4		
292	1	W1	T	$\lambda = 0,700x - 0,300$	0,9999	$\frac{1,18}{1,16}$	$\frac{1,73}{1,74}$	$\frac{2,44}{2,42}$
292	1	W1	Ś	$\lambda = 1,225x - 0,650$	0,9988	$\frac{1,82}{1,91}$	$\frac{2,62}{2,60}$	$\frac{3,81}{3,82}$
292	130	W1	T	$\lambda = 0,796x - 0,375$	0,9995	$\frac{1,32}{1,31}$	$\frac{1,94}{1,97}$	$\frac{2,75}{2,74}$
292	130	W1	Ś	$\lambda = 1,248x - 0,422$	0,9895	$\frac{2,29}{2,19}$	$\frac{2,72}{2,89}$	$\frac{4,19}{4,13}$
292	460	W1	T	$\lambda = 1,140x - 0,760$	0,9999	$\frac{1,60}{1,62}$	$\frac{2,57}{2,57}$	$\frac{3,72}{3,67}$
292	460	W1	Ś	$\lambda = 1,575x - 0,680$	0,9990	$\frac{2,54}{2,61}$	$\frac{3,56}{3,49}$	$\frac{5,05}{5,07}$
292	940	W1	T	$\lambda = 1,540x - 1,117$	0,9976	$\frac{2,04}{2,10}$	$\frac{3,49}{3,38}$	$\frac{4,87}{4,87}$

cd. tablicy 3.9

1				2	3	4		
292	940	W1	S	$\lambda = 1,858 x - 0,797$	0,9991	$\frac{3,04}{3,09}$	$\frac{4,20}{4,13}$	$\frac{5,96}{5,98}$
292	1	W2	T	$\lambda = 0,560 x - 0,120$	0,9832	$\frac{0,99}{1,05}$	$\frac{1,58}{1,52}$	$\frac{1,94}{2,06}$
292	1	W2	S	$\lambda = 0,920 x - 0,040$	0,9744	$\frac{1,89}{1,88}$	$\frac{2,53}{2,40}$	$\frac{3,04}{3,32}$
292	130	W2	T	$\lambda = 0,660 x - 0,234$	0,9992	$\frac{1,13}{1,15}$	$\frac{1,72}{1,69}$	$\frac{2,32}{2,33}$
292	130	W2	S	$\lambda = 0,830 x + 0,335$	0,9970	$\frac{2,03}{2,07}$	$\frac{2,55}{2,53}$	$\frac{3,34}{3,36}$
292	460	W2	T	$\lambda = 0,895 x - 0,510$	0,9877	$\frac{1,32}{1,36}$	$\frac{2,24}{2,10}$	$\frac{2,86}{2,97}$
292	460	W2	S	$\lambda = 1,290 x - 0,400$	0,9976	$\frac{2,24}{2,30}$	$\frac{3,10}{3,02}$	$\frac{4,29}{4,31}$
292	940	W2	T	$\lambda = 1,128 x - 0,773$	0,9781	$\frac{1,45}{1,58}$	$\frac{2,77}{2,52}$	$\frac{3,50}{3,61}$
292	940	W2	S	$\lambda = 1,756 x - 0,934$	0,9990	$\frac{2,78}{2,74}$	$\frac{3,65}{3,72}$	$\frac{5,50}{5,48}$
292	1785	W2	T	$\lambda = 1,334 x - 0,657$	0,9967	$\frac{2,07}{2,13}$	$\frac{3,35}{3,24}$	$\frac{4,48}{4,53}$
292	1785	W2	S	$\lambda = 1,650 x - 0,200$	0,9961	$\frac{3,19}{3,23}$	$\frac{4,33}{4,17}$	$\frac{5,80}{5,82}$
292	1	W3	T	$\lambda = 0,570 x - 0,254$	0,9965	$\frac{0,91}{0,94}$	$\frac{1,46}{1,41}$	$\frac{1,94}{1,96}$
292	1	W3	S	$\lambda = 0,973 x - 0,490$	0,9995	$\frac{1,56}{1,54}$	$\frac{2,06}{2,09}$	$\frac{3,07}{3,06}$
292	940	W3	T	$\lambda = 0,870 x - 0,485$	0,9988	$\frac{1,31}{1,33}$	$\frac{2,10}{2,06}$	$\frac{2,88}{2,90}$
292	940	W3	S	$\lambda = 1,352 x - 0,715$	0,9933	$\frac{2,02}{2,11}$	$\frac{3,01}{2,87}$	$\frac{4,17}{4,22}$
292	1	W4	T	$\lambda = 0,410 x - 0,077$	0,9990	$\frac{0,77}{0,78}$	$\frac{1,14}{1,12}$	$\frac{1,51}{1,52}$
292	1	W4	S	$\lambda = 0,727 x - 0,096$	0,9995	$\frac{1,41}{1,43}$	$\frac{1,85}{1,83}$	$\frac{2,55}{2,56}$
292	940	W4	T	$\lambda = 0,888 x - 0,764$	0,9997	$\frac{1,08}{1,09}$	$\frac{1,85}{1,83}$	$\frac{2,68}{2,69}$
292	940	W4	S	$\lambda = 1,110 x - 0,538$	0,9990	$\frac{1,81}{1,78}$	$\frac{2,36}{2,40}$	$\frac{3,53}{3,54}$
292	1	W5	T	$\lambda = 0,495 x - 0,260$	0,9914	$\frac{0,75}{0,77}$	$\frac{1,25}{1,19}$	$\frac{1,62}{1,67}$
292	1	W5	S	$\lambda = 0,860 x - 0,370$	0,9994	$\frac{1,42}{1,43}$	$\frac{1,95}{1,91}$	$\frac{2,78}{2,77}$
292	940	W5	T	$\lambda = 0,863 x - 0,732$	0,9992	$\frac{1,08}{1,07}$	$\frac{1,75}{1,79}$	$\frac{2,64}{2,63}$
292	940	W5	S	$\lambda = 0,817 x + 0,132$	0,9997	$\frac{1,85}{1,84}$	$\frac{2,28}{2,30}$	$\frac{3,12}{3,11}$
380	1	W1	T	$\lambda = 0,535 x - 0,219$	0,9984	$\frac{0,96}{0,94}$	$\frac{1,20}{1,23}$	$\frac{1,82}{1,81}$
380	1	W1	S	$\lambda = 1,104 x - 0,679$	0,9872	$\frac{1,74}{1,72}$	$\frac{2,27}{2,31}$	$\frac{3,64}{3,52}$

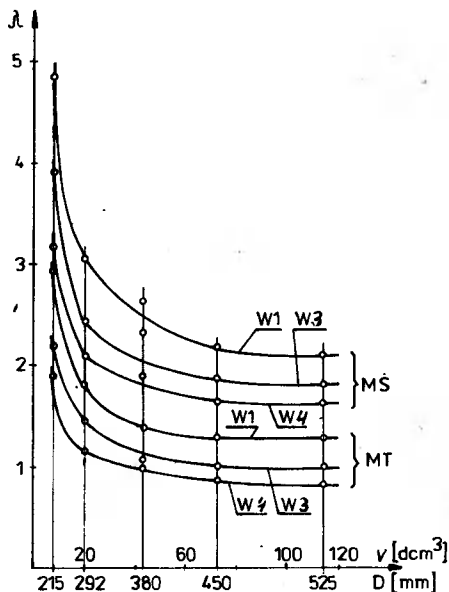
cd. tablicy 3.9

1				2	3	4		
380	1	W3	T	$\lambda = 0,398 x - 0,157$	0,9997	$\frac{0,70}{0,71}$	$\frac{0,93}{0,92}$	$\frac{1,35}{1,35}$
380	1	W3	S	$\lambda = 0,942 x - 0,515$	0,9985	$\frac{1,55}{1,53}$	$\frac{2,00}{2,04}$	$\frac{2,75}{2,75}$
380	1	W4	T	$\lambda = 0,356 x - 0,074$	0,9999	$\frac{0,70}{0,70}$	$\frac{0,89}{0,89}$	$\frac{1,28}{1,28}$
380	1	W4	S	$\lambda = 0,853 x - 0,672$	0,9968	$\frac{1,15}{1,18}$	$\frac{1,69}{1,64}$	$\frac{2,25}{2,27}$
450	1	W1	T	$\lambda = 0,508 x - 0,238$	0,9998	$\frac{0,90}{0,91}$	$\frac{1,08}{1,07}$	$\frac{1,38}{1,39}$ $\frac{2,05}{2,05}$
450	1	W1	S	$\lambda = 0,928 x - 0,603$	0,9998	$\frac{1,48}{1,49}$	$\frac{1,80}{1,78}$	$\frac{2,36}{2,38}$ $\frac{3,20}{3,19}$
450	1	W3	T	$\lambda = 0,380 x - 0,132$	0,9938	$\frac{0,75}{0,72}$	$\frac{0,82}{0,84}$	$\frac{1,02}{1,09}$ $\frac{1,59}{1,58}$
450	1	W3	S	$\lambda = 0,810 x - 0,558$	0,9937	$\frac{1,23}{1,26}$	$\frac{1,50}{1,52}$	$\frac{2,15}{2,04}$ $\frac{2,70}{2,75}$
450	1	W4	T	$\lambda = 0,306 x - 0,043$	0,9992	$\frac{0,65}{0,65}$	$\frac{0,75}{0,74}$	$\frac{0,92}{0,94}$ $\frac{1,34}{1,33}$
450	1	W4	S	$\lambda = 0,747 x - 0,611$	0,9974	$\frac{1,02}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,31}$	$\frac{1,82}{1,79}$ $\frac{2,42}{2,44}$
525	1	W1	T	$\lambda = 0,465 x - 0,083$	0,9999	$\frac{1,14}{1,14}$	$\frac{1,31}{1,31}$	$\frac{1,66}{1,66}$
525	1	W1	S	$\lambda = 0,985 x - 0,856$	0,9999	$\frac{1,74}{1,73}$	$\frac{2,09}{2,10}$	$\frac{2,84}{2,84}$
525	1	W3	T	$\lambda = 0,375 x - 0,125$	0,9999	$\frac{0,86}{0,86}$	$\frac{1,00}{1,00}$	$\frac{1,28}{1,28}$
525	1	W3	S	$\lambda = 0,793 x - 0,604$	0,9978	$\frac{1,46}{1,48}$	$\frac{1,81}{1,78}$	$\frac{2,36}{2,37}$
525	1	W4	T	$\lambda = 0,287 x - 0,046$	0,9901	$\frac{0,69}{0,71}$	$\frac{0,84}{0,82}$	$\frac{1,02}{1,03}$
525	1	W4	S	$\lambda = 0,830 x - 0,831$	0,9999	$\frac{1,35}{1,35}$	$\frac{1,66}{1,66}$	$\frac{2,28}{2,28}$
215	1	W1	T	$\lambda = 1,083 x - 0,289$	-	$\frac{2,04}{2,04}$	$\frac{2,82}{2,82}$	
215	1	W1	S	$\lambda = 1,917 x - 0,902$	-	$\frac{3,22}{3,22}$	$\frac{4,60}{4,60}$	
215	1	W3	T	$\lambda = 0,730 x - 0,002$	-	$\frac{1,53}{1,57}$	$\frac{2,12}{2,09}$	
215	1	W3	S	$\lambda = 1,446 x - 0,450$	-	$\frac{2,37}{2,37}$	$\frac{3,44}{3,44}$	
215	1	W4	T	$\lambda = 0,681 x - 0,174$	-	$\frac{1,29}{1,29}$	$\frac{1,78}{1,78}$	
215	1	W4	S	$\lambda = 1,216 x - 0,481$	-	$\frac{1,89}{1,89}$	$\frac{2,79}{2,79}$	

W tych przypadkach, w których były trzy lub cztery wartości funkcji λ , funkcje aproksymujące wyznaczone zostały metodą wielomianów Czebyszewa i obliczony został współczynnik korelacji. Natomiast w tych przypadkach /pomiary ze zbiornikiem o $D = 215$ mm/, w których były tylko dwie wartości funkcji λ , funkcje aproksymujące wyznaczone zostały metodą dopasowania

geometrycznego. Bardzo wysokie wartości współczynników korelacji liniowej r dla wyznaczonych funkcji aproksymujących /kolumna 3 tabelicy 3.9/ wskazują na istotną zależność zmiennych λ i $x_1 = \frac{D}{d_m}$ oraz adekwatność funkcji aproksymujących. W ostatniej kolumnie tabelicy 3.9, w postaci ułamków, podane są w licznikach wartości współczynników λ zmierzonych, a w mianownikach obliczonych z funkcji aproksymujących. W żadnym przypadku wyniki te nie różnią się o więcej niż o 9 %, a więc mieszczą się w granicach niedokładności pomiarów.

Z funkcji aproksymujących, zestawionych w tabelicy 3.9, dla zespołów mieszających z wałami W1, W3 i W4, pracujących w wypełnionych wodą zbiornikach o $D = 215, 292, 380, 450$ i 525 mm, obliczone zostały wartości współczynnika λ dla stosunków $\frac{D}{d_m} = 2, 3$ i 4 i zestawione w tabelicy D6. Pozwoliły one na wyjaśnienie wpływu skali modelowego mieszalnika, co pokazane jest dla stosunku $\frac{D}{d_m} = 3$ na rysunku 3.25.



Rys.3.25. Zależność $\lambda = f(V)$ dla zespołów z mieszadłami turbinowymi /MT/ i śmigłowymi /MS/ i z wałami W1, W3 i W4

Bardzo podobne, tylko przesunięte w stosunku do pokazanych w dół lub do góry, są wykresy zmienności λ od V dla stosunków $\frac{D}{d_m} = 2$ i 4 . Z wykresów tych zależności widać, że w miarę wzrostu objętości zbiornika współczynnik λ maleje, ale w końcowym obszarze badań ustala się. Z tego wynika, że tylko w małych zbiornikach, do $V \approx 100 \text{ dm}^3$ objętości mieszanej cieczy, wielkość zbiornika wpływa na wartość λ . Można to wytłumaczyć tym, że do skutecznego zakłócenia precesyjnego ruchu zespołu mieszającego musi być odpowiednio duża ilość mieszanej cieczy. Masa badanych zespołów wynosiła od 1,0 do 1,5 kg, a więc dopiero masa mieszana o kilkadziesiąt /blisko sto/ razy większa, skutecznie zakłóca ruch zespołu.

Wyniki pomiarów zestawione w tabelicy D4, a wykonane dla różnych cieczy w zbiorniku o $D = 292$ mm z różnymi mieszadłami i wałami, poddano opracowaniu statystycznemu w celu wyznaczenia funkcji aproksymujących $\lambda = f(\nu, \omega_0)$. Opracowanie statystyczne wykonane zostało na maszynie cyfrowej według standardowego programu analizy regresji wielokrotnej, z wyborem najlepszego podzbioru zmiennych niezależnych na poziomie istotności $\alpha = 0,05$. Wyniki opracowania komputerowego dla zespołów z mieszadłami turbinowymi tarczowymi o $d_m = 75$ i 140 mm oraz śmigłowymi standardowymi o $d_m = 80$ i 140 mm podane są w tabelicy 3.10.

Tabela 3.10

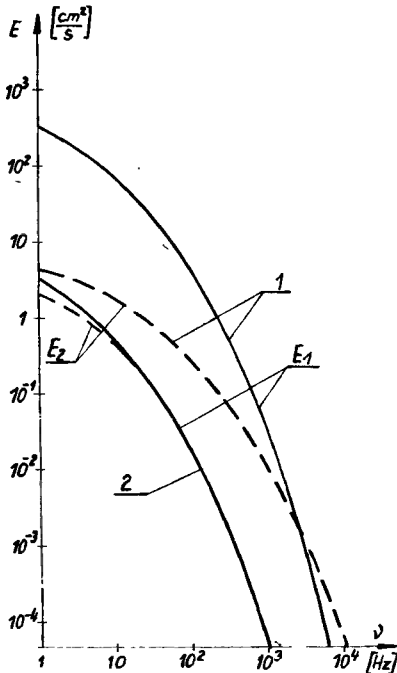
Rodzaj mieszadła Stosunek $\frac{D}{d_m}$	Funkcja regresji $\lambda = f(\nu, \omega_0)$	Współczynnik regresji wielokrotnej R
Mieszadło turbinowe $\frac{D}{d_m} = \frac{292}{140} = 2,09$	$\lambda = 1,3509 + 2,2338 \cdot 10^{-3} \nu - 6,0818 \cdot 10^{-5} \nu \omega_0 +$ $- 2,4711 \cdot 10^{-7} \nu^2 - 4,5286 \cdot 10^{-4} \omega_0^2 +$ $+ 5,4865 \cdot 10^{-9} \nu^2 \omega_0 + 4,4709 \cdot 10^{-7} \nu \omega_0^2 +$ $+ 4,9071 \cdot 10^{-6} \omega_0^3$	0,9964
Mieszadło turbinowe $\frac{D}{d_m} = \frac{292}{75} = 3,89$	$\lambda = 4,1087 + 4,9088 \cdot 10^{-3} \nu - 7,9861 \cdot 10^{-2} \omega_0 +$ $- 1,1886 \cdot 10^{-4} \nu \omega_0 + 6,4684 \cdot 10^{-4} \omega_0^2 +$ $+ 3,8308 \cdot 10^{-10} \nu^3 + 1,6119 \cdot 10^{-8} \nu^2 \omega_0 +$ $+ 7,3966 \cdot 10^{-7} \nu \omega_0^2$	0,9948
Mieszadło śmigłowe $\frac{D}{d_m} = \frac{292}{140} = 2,09$	$\lambda = 2,3985 + 2,1734 \cdot 10^{-3} \nu - 3,0726 \cdot 10^{-5} \nu \omega_0 +$ $- 5,0535 \cdot 10^{-7} \nu^2 - 9,0981 \cdot 10^{-4} \omega_0^2 +$ $+ 9,4261 \cdot 10^{-9} \nu^2 \omega_0 + 1,0619 \cdot 10^{-5} \omega_0^3$	0,9915
Mieszadło śmigłowe $\frac{D}{d_m} = \frac{292}{80} = 3,65$	$\lambda = 5,3761 + 4,8028 \cdot 10^{-3} \nu - 6,7130 \cdot 10^{-2} \omega_0 +$ $- 6,7799 \cdot 10^{-5} \nu \omega_0 - 1,4671 \cdot 10^{-6} \nu^2 +$ $+ 2,4817 \cdot 10^{-8} \nu^2 \omega_0 + 6,1993 \cdot 10^{-6} \omega_0^3$	0,9973

Podane w tej tabelicy również wartości współczynnika regresji wielokrotnej R wskazują na istotną zależność λ od ν i ω_0 oraz na bardzo dobrą aproksymację podanymi funkcjami. Obliczona wariancja wartości obliczonych z funkcji aproksymujących w stosunku do wartości zmiennych poddanych ana-

nej i jest przekonany, że taki charakter zaburzenia w poprawnie wykonanych mieszalnikach mechanicznych nie może mieć miejsca, gdyż jak objaśniono w rozdziale 1, pojawienie się precesji odwrotnej w pracy wirników wymaga bardzo radykalnego wymuszenia przy dużej anizotropii własności sprężystych wirnika i podparcia. W technicznych rozwiązaniach mieszalników najczęściej nie stwarza się warunków do powstawania leja centralnego, bo zbiorniki wyposaża się albo w urządzenia do wymiany ciepła, albo w przegrody wywołujące cyrkulację wtórną, a więc występujące zaburzenia są przeważnie o charakterze procesu stochastycznego.

Z analizy stanowiska badawczego wynika, że badania realizowane były przy pomocy układu mechanicznego liniowego, a analiza cyfrowa losowych sygnałów wyjściowych wykazała, że należą one do grupy procesów ergodycznych. Dla takich układów charakter wymuszenia, czyli przyczynę, można określać w oparciu o analizę sygnału wyjściowego, czyli w oparciu o charakter skutku. Wymuszające więc działanie mieszanej cieczy ma charakter zakłócenia niskoczęstotliwościowego od zera do kilkunastu /około 12/ Hz. W zespołach z mieszadłami turbinowymi udziały mocy poszczególnych częstotliwości widma zakłóceń są w przybliżeniu równe, a w zespołach z mieszadłami śmigłowymi występuje wyraźny pik w obszarze częstości własnej /rysunek 3.22/.

Potwierdzeniem niskoczęstotliwościowego działania wymuszającego mieszanej cieczy na zespół mieszający może być rozkład energii pulsacji promieniowej i osiowej w funkcji częstości ruchów pulsacyjnych: $E_1 = f_1(\nu)$ i $E_2 = f_2(\nu)$, gdzie ν jest częstością pulsacji [29, 56]. Zależności te, zaczerpnięte z literatury [85], pokazane są na rysunku 3.27.



Rys. 3.27. Funkcje rozkładu energii $E_1(\nu)$ i $E_2(\nu)$ dla mieszalnika z przegrodami:

- 1 - na poziomie mieszadła
- 2 - na poziomie o 100 mm wyższym od poziomu mieszadła w połowie odległości między końcami łopatek a ścianą zbiornika [85]

Z zależności tych widać, że częstotliwości pulsacji cieczy w mieszalnikach mieszczą się w granicach od 1 do 10^4 Hz, przy czym większą energię pulsacji /energię turbulencji/ posiadają elementy cieczy o najniższej częstotliwości pulsacji. Zgodne jest to z ogólną teorią turbulencji, według której największą energię kinetyczną turbulencji posiadają wiry o dużych wymiarach /rzędu wymiarów mechanicznych elementów wzbudzających/ [31].

Kojarząc przedstawione fakty można sformułować tezę, że zaburzenia precesyjnego ruchu zespołów mieszających wywołują wiry niskoczęstotliwej turbulencji wzbudzonej przez mieszadła /sprężenie zwrotne przyczyn i skutków/. Wobec tego współczynnik niestateczności turbulentnej powinien być zależny od stosunku energii turbulencji do energii sprężystości wałów zespołów mieszających bez względu na rodzaj mieszadeł. Ponieważ energia turbulencji jest proporcjonalna do kwadratu uśrednionej prędkości pulsacji \bar{u}^2 , a energia sprężystości wału do kwadratu częstości własnej ω_0^2 , to wspomnianej zależności należy poszukiwać w następującej postaci

$$\lambda = f \left(\frac{\bar{u}^2}{\omega_0^2} \right) \quad (3.27)$$

Zgodnie z badaniami turbulencji strumieni cieczy w mieszalniku, uśredniony dla całej objętości mieszalnika kwadrat prędkości pulsacji jest proporcjonalny do energii mieszania w potęgze $2/3$ [29]

$$\bar{u}^2 \sim \left(\frac{P}{V \varrho} \right)^{2/3} \quad (3.28)$$

gdzie:

P - moc mieszania

$$P = Ne n_s^3 d_m^5 \varrho \quad (3.29)$$

V - objętość mieszanej cieczy

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H \quad (3.30)$$

ϱ - gęstość mieszanej cieczy

Po podstawieniu (3.30) i (3.29) do (3.28) oraz przyjęciu $H = D$ i $n_s = \frac{\omega_s}{2\pi}$ obr/s, stosunek

$$\frac{\bar{u}^2}{\omega_0^2} \sim Ne \frac{2}{3} \frac{\omega_s^2}{\omega_0^2} \frac{d_m^3}{D^2} \quad (3.31)$$

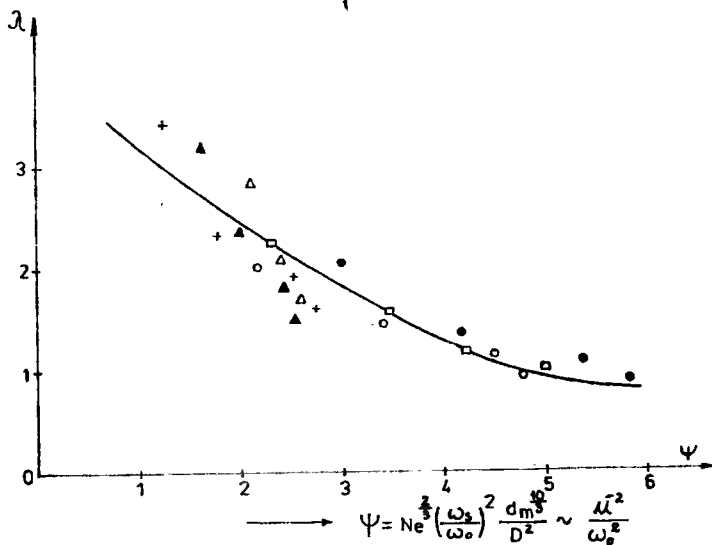
gdzie:

Ne - liczba Newtona dla procesu mieszania

a więc powinno zachodzić (3.27)

$$\lambda = f \left(Ne \frac{2}{3} \frac{\omega_s^2}{\omega_0^2} \frac{d_m^3}{D^2} \right) \quad (3.32)$$

W tabelicy D7 zestawione są wartości współczynników niestateczności turbulentnej λ dla czterech rodzajów badanych mieszadeł w zbiornikach o średnicy $D = 525$ i 450 mm wypełnionych wodą, zaczerpniętych z tabelic D1, D2 i D4, obliczone wartości liczb Reynoldsa, przyjęte z literatury [85] wartości liczb Newtona i wyliczone wartości zmiennej do zależności (3.32). Obraz tej zależności podany jest na rysunku 3.28.

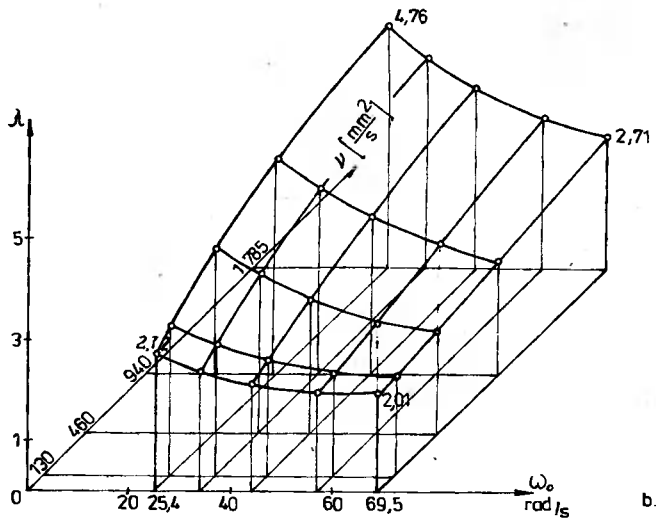
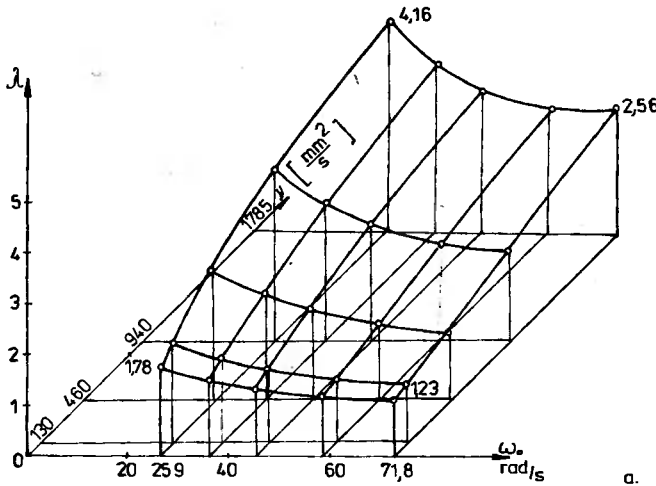


Rys.3.28. Wykres funkcji $\lambda = f \left(Ne^{\frac{2}{3}} \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \frac{d_m^{\frac{40}{3}}}{D^2} \right)$

Bez opracowania statystycznego przedstawionej na rysunku 3.28 zależności (3.32) widać, że ze wzrostem stosunku $\frac{\omega^2}{\omega_0^2}$ wartość współczynnika niestateczności turbulentnej maleje. Dowodzi to tezy, że zaburzenia ruchu zespołów mieszających wywołują pulsacje turbulencji ruchu cieczy w mieszalniku.

Z badań problemu skali aparatu na wartość współczynnika niestateczności turbulentnej λ /rys.3.25/ wynika, że zbiorniki o objętości V większej niż 100 dm^3 nie wywołują wzrostu współczynnika λ w stosunku do obiektów rzeczywistych. Można zatem przyjąć, że wyniki badań w zbiorniku o średnicy $D = 525$ mm są takie jak w obiektach rzeczywistych, o wymiarach stosowanych w technice. Wobec tego tworząc stosunki $\lambda_{525} / \lambda_{292}$ znajdziemy współczynnik o jaki należy zmniejszyć wartości funkcji $\lambda = f(\gamma, \omega_0)$, podane w tabelicy 3.10, aby były one pozbawione wpływu skali aparatu, czyli mogły być bezpośrednio stosowane do obliczeń mieszalników rzeczywistych. Obliczone stosunki, jako ilorazy odpowiednich wartości rzędu piątego tabelicy D6 do wartości rzędu drugiego tej tabelicy, zestawione są w tabelicy D8. Wartość średnia obliczonych stosunków wynosi $0,72$, a standardowe odchylenie

nie 0,06, czyli współczynnik zmniejszający o jaki należy pomnożyć współczynniki liczbowe funkcji aproksymujących $\lambda = f(\nu, \omega_0)$ wynosi 0,72 określony z dokładnością $\pm 14,5\%$. Odpowiednie funkcje zestawione są w tabelicy 3.11, a wykresy funkcji z rzędu drugiego i czwartego na rysunku 3.29.



Rys. 3.29. Wykresy funkcji $\lambda = f(\nu, \omega_0)$ dla zespołu mieszającego z mieszadłem:

a) turbinowym tarczowym o $\frac{D}{d_m} = 3,89$

b) śmigłowym standardowym o $\frac{D}{d_m} = 1$ i $\frac{D}{d_m} = 3,65$

Tablica 3.11

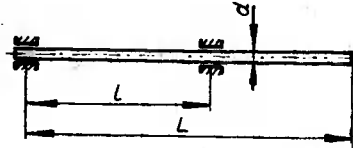
Rodzaj mieszadła Stosunek $\frac{D}{d_m}$	Postać funkcji $\lambda = f(\nu, \omega_0)$ gdzie: ν [mm ² /s], ω_0 [rad/s]
Mieszadło turbinowe tarczowe $\frac{D}{d_m} = 2,09$	$\lambda = 0,9726 + 1,6083 \cdot 10^{-3} \nu - 4,3789 \cdot 10^{-5} \omega_0 +$ $- 1,7779 \cdot 10^{-7} \nu^2 - 3,2606 \cdot 10^{-4} \omega_0^2 +$ $+ 3,9503 \cdot 10^{-9} \nu^2 \omega_0 + 3,2190 \cdot 10^{-7} \nu \omega_0^2 +$ $+ 3,5333 \cdot 10^{-6} \omega_0^3$
Mieszadło turbinowe tarczowe $\frac{D}{d_m} = 3,89$	$\lambda = 2,9583 + 3,5343 \cdot 10^{-3} \nu - 5,7500 \cdot 10^{-2} \omega_0 +$ $- 0,8558 \cdot 10^{-4} \nu \omega_0 + 4,6572 \cdot 10^{-4} \omega_0^2 +$ $- 2,7582 \cdot 10^{-10} \nu^3 + 1,1606 \cdot 10^{-8} \nu^2 \omega_0 +$ $+ 5,3256 \cdot 10^{-7} \nu \omega_0^2$
Mieszadło śmigłowe standardowe $\frac{S}{d_m} = 1 \quad \frac{D}{d_m} = 2,09$	$\lambda = 1,7269 + 1,5648 \cdot 10^{-3} \nu - 2,2123 \cdot 10^{-5} \nu \omega_0 +$ $- 3,6385 \cdot 10^{-7} \nu^2 - 6,5506 \cdot 10^{-4} \omega_0^2 +$ $+ 6,7868 \cdot 10^{-9} \nu^2 \omega_0 + 0,7646 \cdot 10^{-5} \omega_0^3$
Mieszadło śmigłowe standardowe $\frac{S}{d_m} = 1 \quad \frac{D}{d_m} = 3,65$	$\lambda = 3,8708 + 3,4580 \cdot 10^{-3} \nu - 4,8334 \cdot 10^{-2} \omega_0 +$ $- 4,8815 \cdot 10^{-5} \nu \omega_0 - 1,0563 \cdot 10^{-6} \nu^2 +$ $+ 1,7868 \cdot 10^{-8} \nu^2 \omega_0 + 4,4635 \cdot 10^{-6} \omega_0^3$

3.6. Analiza stosowanych metod obliczeń prędkości krytycznych

Zakres badań własnych obejmuje analizę metod obliczeń częstości własnych, omówionych w rozdziale 2 i zaproponowanie metody uniwersalnej, adekwatnej do potrzeb projektowania zespołów mieszających, pracujących przed i za rezonansem podstawowym. Większość omówionych w rozdziale 2 metod pomija wpływ momentów żyroskopowych wirujących tarcz, modelujących mieszadła. Natomiast niektóre wpływ ten uwzględniają odpowiednimi współczynnikami, a nawet proponują obliczanie współczynników uwzględniających wpływ momentów żyroskopowych przy ruchu precesyjnym odwrotnym, przy którym wpływ ten jest większy.

W celu rozstrzygnięcia kwestii w jakich przypadkach należy wpływ momentów żyroskopowych uwzględniać, oczywiście tylko przy precesji prostej, autor przeprowadził niżej podaną analizę. Momenty żyroskopowe w zespołach mieszających można rozdzielić na momenty żyroskopowe wirującego wału i mo-

menty żyroskopowe wirujących tarcz. Wpływ momentów żyroskopowych na częstotliwość drgań własnych /podstawowej i drugiej harmonicznej/ wirującego wału według modelu z rysunku 3.30 można ocenić na podstawie wyciągu z pracy [73], który podany jest w formie tablicy 3.12.



Rys.3.30. Model pryzmatycznego inercyjnego wału

Tablica 3.12

Współ- czynnik λ	Smukłość wału $s = \frac{4L}{d}$			
	100	50	20	10
0,2	$\frac{1,000}{1,003}$	$\frac{1,000}{1,016}$	$\frac{1,006}{1,091}$	$\frac{1,023}{1,314}$
0,4	$\frac{1,000}{1,007}$	$\frac{1,000}{1,029}$	$\frac{1,006}{1,162}$	$\frac{1,027}{1,500}$
0,6	$\frac{1,000}{1,006}$	$\frac{1,000}{1,020}$	$\frac{1,006}{1,108}$	$\frac{1,031}{1,304}$
0,8	$\frac{1,002}{1,004}$	$\frac{1,010}{1,016}$	$\frac{1,065}{1,102}$	$\frac{1,222}{1,384}$
1,0	$\frac{1,002}{1,008}$	$\frac{1,008}{1,031}$	$\frac{1,057}{1,167}$	$\frac{1,168}{1,505}$

Dla określonych smukłości wału $s = \frac{4L}{d}$ i stosunku rozstawienia podpór do długości wału $\lambda = \frac{l}{L}$ w tablicy 3.12 podane są stosunki częstotliwości własnej, z uwzględnieniem momentów żyroskopowych do częstotliwości własnej, bez uwzględnienia momentów żyroskopowych dla częstotliwości podstawowej /nad poziomą kreską/ i drugiej harmonicznej /pod kreską/. Z podanych w tablicy wartości widać, że dla dużych smukłości, jakie występują w wałach mieszadeł /około 100/ wpływ momentów żyroskopowych jest ułamkiem procenta.

Natomiast wpływ momentów żyroskopowych wirujących tarcz zamocowanych na bezinercyjalnych wałach na podstawową częstotliwość drgań można ocenić w oparciu o pracę [59]. Dla dwupodporowego bezmasowego wału z jedną tarczą o masie m , średnicowym momencie bezwładności J , częstotliwość drgań poprzecznych z uwzględnieniem momentów żyroskopowych można obliczyć z zależności

$$\omega^4 + \frac{m c_{rr} - J c_{\alpha\alpha}}{m J (c_{rr} c_{\alpha\alpha} - c_{r\alpha}^2)} \omega^2 - \frac{1}{m J (c_{rr} c_{\alpha\alpha} - c_{r\alpha}^2)} = 0 \quad (3.33)$$

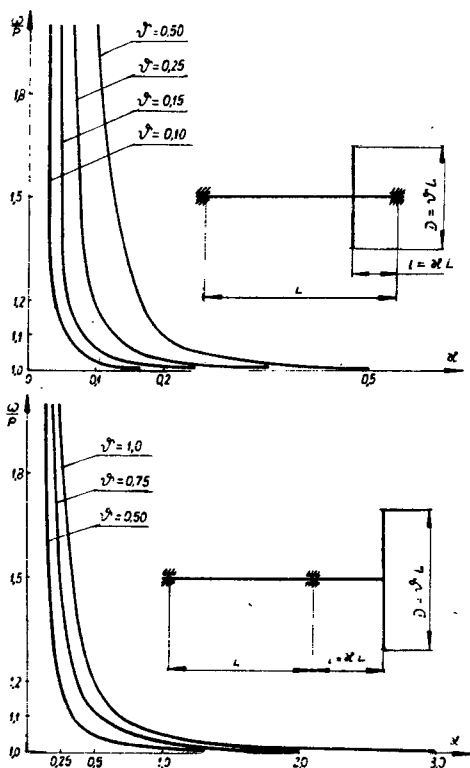
a częstość drgań poprzecznych bez uwzględnienia momentów żyroskopowych z zależności

$$p = \frac{1}{\sqrt{m c_{rr}}} \quad (3.34)$$

gdzie:

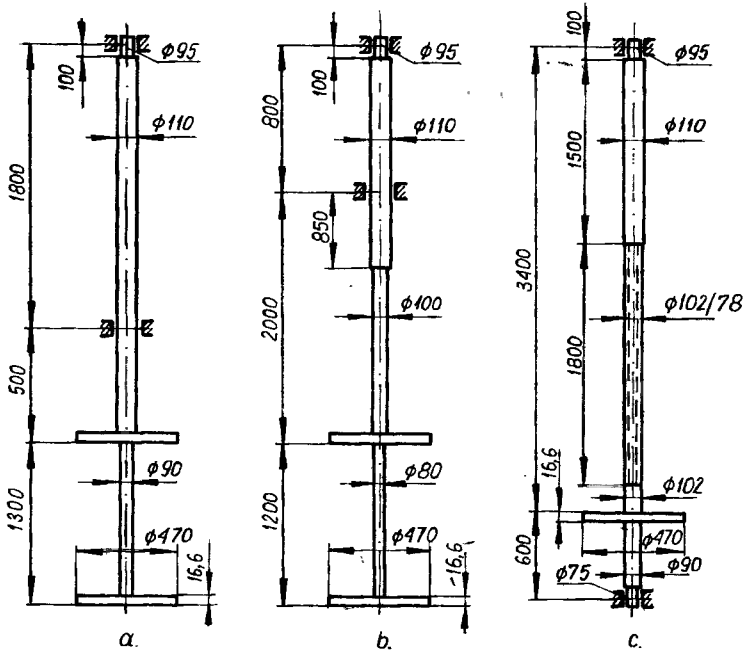
$c_{rr}, c_{\alpha\alpha}, c_{r\alpha} = c_{\alpha r}$ - współczynniki wpływu Maxwella dla belki modelującej wał

W oparciu o te zależności autor wykonał obliczenia, których wyniki w postaci stosunków $\frac{\omega}{p}$ w zależności od stosunków $\kappa = \frac{l}{L}$ i $\nu = \frac{D}{L}$ zestawił w tablicy D9 i na rysunku 3.31.



Rys.3.31. Stosunki $\frac{\omega}{p}$ /częstości podstawowej tarczy na bezinercyjnym wale z uwzględnieniem wpływu momentów żyroskopowych ω do częstości podstawowej masy skupionej tarczy p w zależności od $\kappa = \frac{l}{L}$ i $\nu = \frac{D}{L}$

Z wykresów tych widać, że wpływ momentów żyroskopowych rośnie w miarę wzrostu stosunku średnicy tarczy do długości wału $\nu = \frac{D}{L}$ i w miarę zaniejszania się odległości położenia tarczy od podpory $\kappa = \frac{l}{L} \rightarrow 0$. Dla zespołów mieszających ułożyskowanych jednostronnie /rys.3.32a,b/ $\kappa > 1$ i $\nu < 0,5$ wpływ momentów żyroskopowych tarczy jest mniejszy od 1,3%, a dla ułożyskowanych dwustronnie /rys.3.32c/ $\kappa > 0,1$ i $\nu < 0,15$ jest mniejszy od 6%.



Rys. 3.32. Modele typowych zespołów mieszających

W pracy [83] przeanalizowane zostały przybliżone metody obliczeń częstości podstawowej drgań poprzecznych zespołów mieszających, opisane w rozdziale 2 niniejszego opracowania. Wykazano tam, że wszystkie te metody dla zespołów mieszających ułożyskowanych jednostronnie o stosunku $\lambda > 1$ z wałami przyrządkowymi dają wyniki dobre, z błędami nie przekraczającymi kilku procent w stosunku do metody analitycznej, opartej na równaniu różniczkowym drgań belki. Natomiast dla wałów stopniowanych jedynie metoda zastępczej masy i sztywności [25, 26] daje zadowalające wyniki z kilkuprocentowym błędem w stosunku do metody komputerowej opartej na metodzie sztywnych elementów skończonych. Pozostałe zaś metody po wprowadzeniu średnicy zastępczej, zgodnie z zależnością (2.47), dają wyniki mocno rozbieżne w stosunku do metody SES /sztywnych elementów skończonych/. Rozbieżności wyników zwiększają się w miarę wzrostu stopniowości wału w części wysięgnikowej, co spowodowane jest innym rozłożeniem masy tej części wału, która ma duży wpływ na częstości własne. Trochę lepsze wyniki uzyskuje się tymi metodami, jeżeli średnicę zastępczą obliczy się z zależności

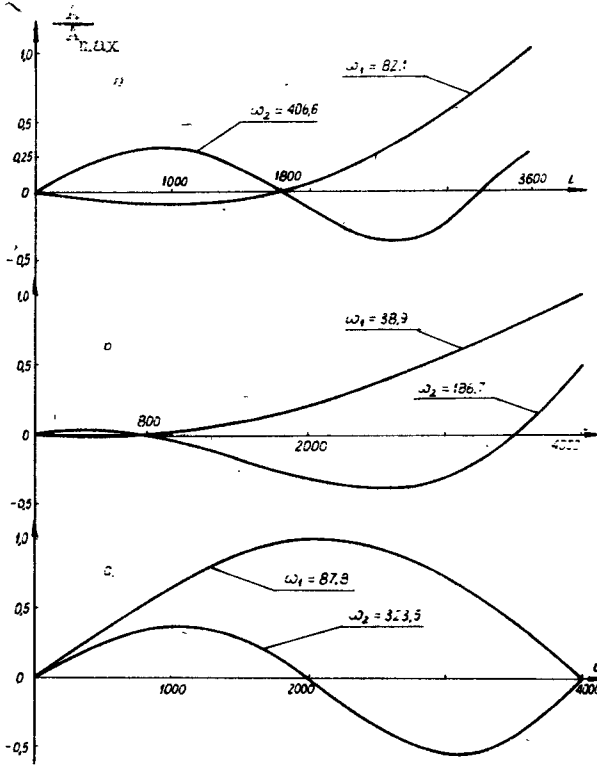
$$d_z = \sqrt[4]{\frac{\sum d_1^4 l_1^3}{\sum l_1^3}} \quad (3.35)$$

zamiast zależności (2.47), ale i w tym przypadku rozbieżności sięgają jeszcze 20%.

Ze względu na małą dokładność omawianych metod przybliżonych w zastosowaniu do wałów stopniowanych oraz ze względu na konieczność wyznaczania drugiej częstości harmonicznej przy projektowaniu zespołów mieszających z wałami giętkimi, należy do analizy drgań swobodnych stosować dobrze już obecnie opracowane metody elementów skończonych. Można tu zalecić wykorzystanie metody odkształcalnych elementów skończonych, popularyzowanej w pracach [20, 21, 22, 23, 24, 102] lub metod opartych na sztywnych i odkształcalnych elementach skończonych, ujętych w systemie HESAS, a popularyzowanych w pracach [27, 37, 88, 98]. W przypadkach zespołów mieszających, w których wpływ momentów żyroskopowych można pominąć / $\lambda > 0,5$ dla wałów przewieszonych i $\lambda > 0,1$ dla wałów obustronnie podpartych/ bardzo dobre rezultaty obliczeniowe częstości własnych uzyskuje się z popularnego programu DRGSWO, wchodzącego w system HESAS [27, 37]. Umożliwia on obliczenie częstości własnych zespołu mieszającego o dowolnej konfiguracji, ułożyskowanego w podporach sztywnych lub sprężystych i tłumiących. Przykładowo dla modeli zespołów mieszających przedstawionych na rysunku 3.32 obliczone zostały częstości własne i określone postacie drgań metodą SES, według programu DRGSWO. Wyniki obliczeń zestawione są w tabelicy 3.13 i na rysunku 3.33. Dodatkowo w tabelicy 3.13 zebrane zostały wyniki obliczeń częstości podstawowej metodami przybliżonymi, opisanymi w rozdziale 2.

Tabela 3.13

Metoda obliczenia częstości	Częstości własne ω_1 i ω_2 zespołu mieszającego według modelu z rysunku						
	3.32a		3.32b		3.32c		
	wartość	% rozbieżności	wartość	% rozbieżności	wartość	% rozbieżności	
Metoda SES według programu DRGSWO	ω_1	82,1	0,0	38,9	0,0	87,8	0,0
	ω_2	406,6	-	186,7	-	323,5	-
Metoda nomogramów [48, 92]	ω_1	72,4 /75,6/	11,8 /8,0/	28,9 30,0	25,7 /22,8/	75,7 /84,5/	13,8 /3,8/
	Metoda według reguły Dunkerley'a [66, 67, 93]	ω_1	70,8 /75,1/	13,8 /8,5/	29,8 31,4	23,4 /19,3/	69,6 /77,7/
Metoda zastępczej masy i sztywności	ω_1	78,9	4,9	36,1	7,4	-	-
Uwaga: w nawiasach podane są częstości obliczone dla wału o średnicy zastępczej obliczonej z zależności (3.35)							



Rys. 3.33. Postacie drgań modeli z rysunku 3.32

4. WNIOSKI

Z przeprowadzonych badań własnych można sformułować następujące wnioski, uzasadniające tezy problemów badawczych i przedstawiające syntezę realizacji celu pracy.

1. Tłumienie amplitudy rezonansowej i obniżenie częstości rezonansowej w zespołach mieszających jest głównie wynikiem działania sił oporu mieszanej cieczy na mieszadło. Wpływ towarzyszącej pozornej cieczy na obniżenie częstości rezonansowej w szybkoobrotowych zespołach mieszających jest niewielki. Staje się on zauważalny w przypadkach, gdy mieszadła zaopatrzone są w tłumiki, szczególnie takie, których ścianki znajdują się w obszarze niewielkich prędkości przepływu, wówczas na nich tworzy się stosunkowo gruba warstwa przyścienna. Ilościowo tłumienie zespołów mieszających jest większe /intensywniejsze/ od płynnego tłumienia wiskotycznego, a mniej intensywne od spotyka - nego w technice tłumienia tarciami wewnętrznym i konstrukcyjnym.
2. Radykalne obniżenie częstości rezonansowej / $\xi \leq 0,7$ / występuje tylko w zespołach z mieszadłami turbinowymi lub z mieszadłami śmigłowymi z tłumikami o niezbyt poprawnej konstrukcji i posiadających dużą elastyczność; $\omega_0 < 30 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$. W przypadkach gdy $\omega_0 > 30 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ i gdy $\frac{D}{d_m} \geq 3$ obniżenie częstości rezonansowej w zespołach z mieszadłami turbinowymi i z mieszadłami śmigłowymi z tłumikami wynosi kilkanaście procent, a z mieszadłami śmigłowymi bez tłumików kilka procent.
3. Tłumienie amplitudy rezonansowej zespołów mieszających, jako efekt działania sił oporu, jest tym intensywniejsze, im ruch cieczy w mieszalniku jest bardziej burzliwy, gdyż siły oporu zależą od lepkości cieczy, a więc i od lepkości turbulენტnej. W zależności od kierunku wypływu strumieni cieczy z kanałów mieszadła, można wyróżnić większe lub mniejsze wartości hydrodynamicznych sił promieniowych, działających stabilizująco na mieszadło cieczy. Są to składowe ogólnie pojętych sił oporu ruchu cieczy działających na mieszadła zespołów mieszających. Przy tak rozumianym oddziaływaniu mieszanej cieczy na zespół mieszający staje się oczywiste, że przy tych samych wymiarach mieszadeł i tych samych warunkach pracy tłumienie amplitudy rezonansowej w zespołach z mieszadłami turbinowymi tarczowymi jest znacznie większe /2,5 + 3,5 razy/ niż w zespołach z mieszadłami śmigłowymi. Spowodowane jest to tym, że mieszadła turbinowe wywołują znacznie większą burzliwość mieszanej cieczy i ukierunkowują wypływające strumienie promieniowo.

4. Obniżenie częstości rezonansowej jest sprzężone z tłumieniem amplitudy rezonansowej. Obniżeniu częstości rezonansowej do 30 i więcej procent, co ma miejsce w mieszadłach turbinowych na bardzo elastycznych wałach $\omega/\omega_0 < 30 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ / i przy stosunku $\frac{D}{d_m} < 3$, towarzyszy intensywne tłumienie amplitudy rezonansowej, takie że $\mu_k \leq 2$. Wobec powyższego 30-procentowy półobszar niestateczności wywołanej rezonansem podstawowym $0,7 \omega_0 \leq \omega \leq 1,3 \omega_0$, powszechnie stosowany w układach mechanicznych, jest wystarczający również dla zespołów mieszających.

5. Efektywność tłumienia amplitudy rezonansowej przez instalowane na mieszadłach tłumiki niewiele przekracza naturalne zdolności tłumienia mieszadeł turbinowych tarczowych /rys.3.14/. Z tego względu uzasadnione jest stosowanie tłumików amplitud rezonansowych tylko w zespołach z mieszadłami śmigłowymi. Najefektywniejsze z omówionych w pracy tłumików, to:

- tłumiki walcowo-stożkowe o $d_t = 0,6 d_m$, $h = (1,25 + 1,5) l'$, $h_1 = h_2 = (1,0 + 1,25) l'$, $\alpha_1 = 15 + 20^\circ$ i $\alpha_2 = 8 + 10^\circ$ /rys.3.12/,

- tłumiki walcowe o $d_t = d_m$ i $h = (1,5 + 2,5) l'$

gdzie l' jest wysokością płyty mieszadła.

Efektywność ich tłumienia dochodzi do 75%. Tłumiki walcowo-stożkowe, zainstalowane w przestrzeni o największej prędkości osiowej przepływającej cieczy, posiadają znacznie mniejszy wpływ masy pozornej cieczy na obniżenie częstości rezonansowej niż tłumiki walcowe /linie 3 i 4 na rysunku 3.15/.

6. W mieszalnikach bez przegród, w warunkach gdy powstaje głęboki centralny lej cyrkulującej cieczy, wymuszające działanie mieszanej cieczy wywołuje zamianę precesyjnego synchronicznego ruchu zespołu mieszającego w ruch asynchroniczny. Ruch asynchroniczny jest niestateczny, gdyż amplitudy tego ruchu szybko rosną ze wzrostem prędkości obrotowej wału. W mieszalnikach z przegrodami wymuszające działanie mieszanej cieczy na zespół mieszający ma charakter niskoczęstotliwościowego procesu stochastycznego. Wymuszenie to jest efektem burzliwości mieszanej cieczy, która w mieszalnikach jest niskoczęstotliwa o częstotliwości od 1 do 10^4 Hz. Z częstotliwościowego widma burzliwości mieszanej cieczy na zespół mieszający oddziałują wielkowieściowe wiry turbulencji wzbudzonej przez mieszadło. Wiry te, zgodnie z teorią turbulencji, są niskoczęstotliwościowe i w miarę oddalania się od mieszadła rozpadają się i uzyskują wyższą częstotliwość /kaskadowy proces modelu Bradshawa/.

Wymuszenie turbulentne w mieszalnikach z przegrodami rośnie w miarę wzrostu prędkości obrotowej zespołu mieszającego. Od pewnej intensywności wymuszenia turbulentnego, gdy około 20 % energii jego ruchu przypada na ruch drgający stochastyczny, amplitudy ruchu precesyjnego są już mocno zaburzone i na charakterystyce amplitudowej wykazują wartości wzrastające. Taki ruch zespołu mieszającego należy uważać już za niestateczny. Początek niestateczności takiego ruchu określany jest współczynnikiem niestateczności turbulentnej $\lambda = \frac{\omega_s}{\omega_0}$, gdzie ω_s jest

prędkością kątową zespołu mieszającego, począwszy od której amplitudy maksymalne zaczynają wzrastać.

7. Dla odpowiednio dużych zbiorników mieszalników modelowych $V > 100 \text{ dm}^3$ współczynnik niestateczności turbulentnej λ zależy od rodzaju mieszadła, stosunku $\frac{D}{d_m}$, lepkości mieszanej cieczy i sztywności wału zespołu mieszającego. W tablicy 3.11 podane są funkcje $\lambda = f(\nu, \omega_0)$ dla mieszadeł turbinowych tarczowych i śmigłowych standardowych dla dwóch stosunków $\frac{D}{d_m}$. Funkcje te pozwalają na określenie współczynnika λ dla dowolnych parametrów projektowanych mieszalników z mieszadłami turbinowymi tarczowymi i śmigłowymi standardowymi o stosunku $\frac{S}{d_m} = 1$, gdyż dla danego typu mieszadła $\lambda = f\left(\frac{D}{d_m}\right)$ jest funkcją liniową. Podane funkcje są ważne dla przedziałów zmiennych wejścia: $\frac{D}{d_m} = 2 + 5$, $\nu = 1 + 1800 \text{ mPas}$ i $\omega_0 = 20 + 70 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$. Mieszadła turbinowe o pełnej długości łopatek, wytwarzające relatywnie mniej intensywnej turbulencję niż mieszadła turbinowe tarczowe, posiadają współczynnik λ większy o około 10% od mieszadeł turbinowych tarczowych. Natomiast mieszadła śmigłowe o poszerzonych łopatkach, wytwarzające relatywnie intensywniejszą turbulencję, posiadają współczynnik λ mniejszy o około 26%, niż mieszadła śmigłowe standardowe.

8. Obszar statecznej pracy zespołów mieszających można określić następującymi nierównościami:

- dla zespołów z wałami sztywnymi

$$\omega < 0,7 \omega_{01} \quad (3.36)$$

- dla zespołów z wałami giętkimi

$$1,3 \omega_{01} \leq \omega \leq \lambda \omega_{01} \quad \text{lub} \quad 0,7 \omega_{02} \quad (3.37)$$

Wały sztywne pracujące w pobliżu granicy obszaru statecznej pracy, określonej zależnością (3.36), mogą już posiadać amplitudę drgań obrotowych /amplitudę precesji/ około dwukrotnie większą od statycznego ramienia niewyrównoważenia osi wału, co może już być niepożądane ze względu na współpracę wału z innymi elementami mieszalnika, np. z dławnicą. W takim przypadku możliwe wyrównoważenie osi wału zdecydowanie poprawia warunki pracy; zmniejsza się współczynnik uwielokrotnienia amplitudy μ , co widać na rysunku 3.6. Natomiast dla wałów giętkich istnieje obszar statecznej pracy, gdy $\lambda > 1,3$. Patrząc na wyniki ostatniego rzędu tablicy D6 można stwierdzić, że przy mieszaniu cieczy o małej lepkości $[\nu = 1 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}]$ zespoły mieszające z mieszadłami turbinowymi tarczowymi mogą pracować statecznie przy $\frac{D}{d_m} > 4$, a ze śmigłowymi standardowymi przy $\frac{D}{d_m} > 3$. W cieczach o większej lepkości obszary statecznej pracy rozszerzają się.

9. Z warunków (3.36) i (3.37), które przy projektowaniu zespołów mieszających stanowią warunki stateczności konstrukcji, wynika potrzeba obliczeń częstości własnych ω_{01} i ω_{02} . Żadna ze stosowanych przybliżonych metod nie zaspokaja potrzeb projektowych, zwłaszcza w zakresie oblicze-

nia częstości ω_{02} . Wobec powyższego przy projektowaniu zespołów mieszających, szczególnie z wałami giętkimi, należy do obliczenia częstości własnych wykorzystać jedną z metod elementów skończonych, np. metodę SES systemu HESAS.



LITERATURA

- [1] Afonin O.D., Milczenko A.I., Michalew M.F.: K raszczotu wałow bystrochodnych mieszalok. Chim. i Nieft. Maszinostr. Nr 12 1971
- [2] Baranowskij W.M., Milczenko A.I., Wiszniewskij N.E.: Raszczot rotora reaktora s giermieticznym priwodom wintowej mieszalki. Chim. i Nieft. Maszinostr. Nr 7 1973
- [3] Bendat J.S., Piersal A.G.: Metody analizy i pomiaru sygnałów loaowych. PWN, Warszawa 1976
- [4] Bieliński W.W., Wasilcow E.A., Kudra N.S., Uszakow W.G.: O mieszalokach impietlernogo tipa. Chim. i Nieft. Maszinostr. Nr 3 1976
- [5] Bishop R.E.D., Gladwell G.M.L., Michelson S.: Macierzowa analiza drgań. WNT, Warszawa 1972
- [6] Black H.F.: Parametrically Excited Lateral Vibrations of an Asymmetric Slender Shaft in Asymmetrically Flexible Bearings. Journ. Mech. Eng. Sci. 1 1969
- [7] Bogusz W.: Stateczność techniczna. PWN, Warszawa 1972
- [8] Bogusz W.: Stateczność techniczna maszyn wirnikowych przy wymuszeniu stochastycznym. Dynamika ustroju. Proc. V-th Conf. on Dynamic of Machines, Liblice 1968
- [9] Bołotin W.W.: Nieliniejnije kolibanija wałow za kriticzeskimi skorostiami wraszczeniija. Probl. Proczn. w Maszinostr. Wyp. 1 Izd. ANCCCP 1958
- [10] Bołotin W.W.: Ob izgibnych kolebanijach wałow siezczeniija kotorych imiejut nieodinakowyje gławnyje żeskosti. Inż. Sborn. 19 1954
- [11] Bortnikow I.I., Pawłuszenko I.S., Miedwiewejew W.D.: K raszczotu appa-rata s lentocznoj mieszalkoj. Chim. i Nieft. Maszinostr. Nr 7 1973
- [12] Bortnikow I.I., Pawłuszenko I.S.: Pieriemiesziwajemyje wzwiesiej w ap-paracie w nieskolkihimi mieszalkami. Chim. i Nieft. Maszinostr. Nr 11 1973
- [13] Broniarek C.: Sprzężone drgania giętno-skrętne niewyważonych wirników z masą rozłożoną w sposób ciągły wzdłuż osi wału. Zagad. Masz. Przepływ. PAN, Warszawa 1966
- [14] Broniarek C.: Dinamiczeskaja nieustojcziwost izgibno-krutilnych kolebanij rotora s masoj raspriedielonnoj wdol osi wała. Dynamika maszin. Maszinostrojenije 1969

- [15] Broniarek C.: Investigation of the Coupled Flexural-Torsional Vibration of Rotors with Continuous Parameters. *Zagadnienia Drgań Nieliniowych* Nr 9 1968
- [16] Burger S.: Einfluss hydrodynamischer Kräfteinwirkungen auf die Biegeschwingungen von Rührwellen. *Chemie Ing. Techn.* Nr 6 1971
- [17] Den Hartog J.P.: *Drgania mechaniczne*. PWN, Warszawa 1971
- [18] Dimentberg F.M.: *Izhibnyje kolebanija wraszczajuszczichsja wałow*. Moskwa 1959
- [19] Dymski S., Oleszycki H., Siołkowski B.: O niektórych przyczynach pęknięć wałów wirówek. *BTN, Seria B* Nr 8, Bydgoszcz 1976
- [20] Dzygadło Z.: Analiza giętnych drgań własnych i wymuszonych wirników metodą elementów skończonych. *Biuletyn WAT* Nr 11 1979
- [21] Dzygadło Z.: Numeryczna analiza giętnych drgań wirników na podatnych podporach. *Biuletyn WAT* Nr 9 1981
- [22] Dzygadło Z., Sobieraj W.: Dynamiczny model łopaty wirnika śmigła do analizy drgań za pomocą elementów skończonych. *PAN IPPT, Mechanika i Komputer T.2*, Warszawa - Poznań 1980
- [23] Dzygadło Z., Manerowski J.: Zastosowanie złożonych elementów skończonych do analizy giętnych drgań wirników turbinowych silników lotniczych. *Biuletyn WAT* Nr 1 1982
- [24] Dzygadło Z., Manerowski J.: Analiza drgań i stateczność wirników na ortotropowych podporach. *Biuletyn WAT* Nr 5 1982
- [25] Fiedienko G.I.: K raszczotu kriticzeskoj skorosti wraszczenijsja konsolnych wałow pieriemieszijawuszczich ustrojstw. *Chim. i Nieft. Maszinostr.* Nr 3 1973
- [26] Fiedienko G.I.: Metodika raszczota konsolnych wałow apparatow s pieriemieszijawuszczimi ustrojstwami. *Chim. i Nieft. Maszinostr.* Nr 10 1974
- [27] Gawroński W., Kruszewski J., Ostachowicz W., Tarnowski J., Wittbrodt E.: HESAS - system obliczeń konstrukcji oparty na metodzie elementów skończonych. *PAN IPPT, Mechanika i Komputer T.1*, PWN, Warszawa - Poznań 1978
- [28] Gielpierim N.I., Karasjew I.N., Gzowski A.S.: Opredielenije radiusa wihrewoj zony pri mechaniczeskom pieriemieszijawanijsze małowiazkich zhidkostiej. *Chim. i Nieft. Maszinostr.* Nr 7 1974
- [29] Günkkel A.A., Weber M.E.: Flow phenomena in stirred tanks. *Am. J. Chem. Eng. /1975/, 21, 5, 931-949*
- [30] Goliński J.A.: *Wibracja maszyn i urządzeń*. WNT, Warszawa 1979
- [31] Harvey P.S., Greaves M.: Turbulent Flow in an Agitated Vessel. Part I and Part II. *Trans. I. Chem. E. Vol. 60* 1982

- [32] Hinze O.J.: Turbulence. 2nd ed, Mc Graw-Hill, New York 1975
- [33] Karasjew I.N., Zajcew W.A., Gzowski A.S., Koldaszow A.N.: Pribliżennyj metod raszczota wałów mieszalok w mnogomieszalnych apparatach. Chim. i Nieft. Maszinostr. Nr 9 1976
- [34] Karasjew I.N.: Raszczot wałów mnogojarusnych radialno-łopastnych mieszalok na procznost. Chim. i Nieft. Maszinostr. Nr 6 1976
- [35] Kozioł K., Koper S., Tomaszewski W.: Moc mieszania mieszadła turbino-wego dyskowego otwartego ze stabilizatorem. Materiały IX Ogólnopolskiej Konferencji Warszawa 1977
- [36] Kożeszniak J.: Dynamika maszyn. WNT, Warszawa 1963
- [37] Kruszewski J., Gawroński W., Wittbrodt E., Najber F., Grabowski W.: Metoda sztywnych elementów skończonych. Arkady, Warszawa 1975
- [38] Kukuszkin H.A.: K wibracjonnomu nagrużeniju podszipnikow kaczenija. Wiestnik Maszinostrojenija T.49 Nr 5 1969
- [39] Kuszul M.J.: Awtokolibanija rotorow. Izd. AN SSSR, Moskwa 1963
- [40] Lipka J.: Wytrzymałość maszyn wirnikowych. WNT, Warszawa 1967
- [41] Łączkowski R.: Obroty krytyczne wirników podpartych sprzężycie. Przegl. Mech. Nr 22 1967
- [42] Łączkowski R.: Samowzbudne drgania olejowe w łożyskach wirników szybkoobrotowych. Przegl. Mech. Nr 24 1969
- [43] Łączkowski R.: Drgania elementów turbin cieplnych. WNT, Warszawa 1974
- [44] Łoszcziński A.A., Tołczyński A.P.: Osnowy konstruirowanija i raszczota chemiczeskoj aparatury. Maszinostrojenije, Leningrad 1970
- [45] Mańczak K.: Technika planowania eksperymentów. WNT, Warszawa 1976
- [46] Michniewicz J., Jędrzejczak T.: Mieszalniki jako konstrukcje składane z elementów zuniflowanych. Inż. i Aparat. Chem. Nr 5, Gliwice 1976
- [47] Milczenko A.I., Taganow N.I., Michalew M.F.: K wyboru režima raboty wałów bystrochodnych mieszalok. Chim. i Nieft. Maszinostr. Nr 6 1965
- [48] Milczenko A.I., Taganow N.I., Kirillow W.M., Michalew M.F.: Opredieleniye kriticzeskich skorostiej wałów mieszalok w wiaskich sredach. Chim. i Nieft. Maszinostr. Nr 10 1965
- [49] Mościcka I.: Wpływ parametrów burzliwości na intensywność wymiany ciepła i masy. Chemia Stosowana, Seria B T.VII 1970
- [50] Müller L.: Teoria podobieństwa mechanicznego. WNT, Warszawa 1961
- [51] Musłajew I.M., Karasjew I.N., Michajłow G.G.: Opredieleniye osnownych gidrodinamiczeskich charakteristik wichrowego potoka židkosti w sosudie s radialno-łopastnoj mieszalokoj. Chim. i Nieft. Maszinostr. Nr 3 1976

- [52] Muszyńska A.: O niektórych modelach wirników. Zagadnienia Drgań Nieliniowych Nr 10 1969
- [53] Muszyńska A.: O tłumieniu wewnętrznym w wałach wirujących. Zagadnienia Drgań Nieliniowych Nr 11 1970
- [54] Muszyńska A.: Z zagadnień dynamiki wirników. Prace IPPT Z.14, Warszawa 1971
- [55] Muszyńska A.: Modelowanie i analiza dynamiczna wirników. Dynamika Maszyn. Ossolineum, Wrocław 1979
- [56] Nagata S., Nishikawa M., Inoue A., Okamoto Y.: Turbulence in non baffled mixing vessel. J. Chem. Eng. Jap. 1975, 8, 3, 243-248
- [57] Osipiński Z.: Teoria drgań. PWN, Warszawa 1978
- [58] Osipiński Z.: Tłumienie drgań mechanicznych. PWN, Warszawa 1979
- [59] Panowko J.G.: Osnovy prikladnoj teorii uprugich kolebanij. Izd. Maszinstrojenije, Moskwa 1967
- [60] Panowko J.G.: Wwiedieniije w teoriiu mechaniczeskich kolebanij. Izd. Nauka, Moskwa 1971
- [61] Parafienko N.I., Roszkin M.J., Barwin A.I., Mikulenko A.W.: Issledowanije samowsasywajuszczej mieszalki s radialno-wytiekajuszczimi strugami. Chim. i Nieft. Maszinostr. Nr 7 1973
- [62] Parszewski Z.: Stateczność ruchu wirnika w łożyskach ślizgowych. Z.N. Polit. Łódzkiej Nr 4, Łódź 1965
- [63] Parszewski Z., Roszkowski M.: Hydrodynamic Forces at Journal Vibrations in Partial Bearing. Proc. of V-th Conf. of Dynamic Machines. Liblice 1968
- [64] Paszek E.: Wpływ cieczy mieszanej na drgania wałów mieszadeł. Inż. i Aparat. Chem. Nr 5, Gliwice 1973
- [65] Pawleczo W.N., Bortnikow I.I., Pawłuszenko I.S.: Raszczot dinamičeskich charakteristik niesimmetrycznoj łopastnoj mieszalki na szarnirno zakreplennom wału. Chim. i Nieft. Maszinostr. Nr 3 1976
- [66] Pikoń J.: Podstawy konstrukcji aparatury chemicznej. PWN, Warszawa 1979
- [67] Pikoń J.: Atlas konstrukcji aparatury chemicznej. PWN, Warszawa 1981
- [68] Pikoń J., Hehlman J.: Drgania wałów mieszadeł. Część I, II i III. Inż. i Aparat. Chem. Nr 5/6 1970, Nr 17 1971 i Nr 1 1973
- [69] Pikoń J., Hehlman J.: Wpływ parametrów konstrukcyjnych na drgania wałów mieszadeł. Przegl. Mech. Nr 9 1976
- [70] Piszczek K., Walczak J.: Drgania w budowie maszyn. PWN, Warszawa 1975
- [71] Polański Z.: Planowanie doświadczeń w technice. PWN, Warszawa 1984

- [72] Ruziczka J.: Vliv vedlejších účinků na počet kritických otáček letmo uložených míchadel. Strojenství Nr 19 1969
- [73] Siołkowski B.: Wpływ sił poprzecznych, obrotów przekrojów poprzecznych i zjawiska żyroskopowego na częstości drgań własnych wirujących wałów. Z.N. WSI, Mechanika - Konstrukcje Nr 2, Bydgoszcz 1971
- [74] Siołkowski B.: Modelowanie dynamiczne wałów mieszadeł. Z.N. WSI Nr 11, Bydgoszcz 1974
- [75] Siołkowski B.: Hydrodynamiczne oddziaływanie mieszanej cieczy na mieszadło. Z.N. WSI Nr 11, Bydgoszcz 1974
- [76] Siołkowski B.: Stateczność ruchu mieszadła cieczy. Z.N. WSI Nr 11, Bydgoszcz 1974
- [77] Siołkowski B., Topoliński A.: Stateczność ruchu mieszadła turbinowego w wodzie. Z.N. ATR Nr 18, Bydgoszcz 1975
- [78] Siołkowski B.: Wpływ mieszanej cieczy na stateczność wału mieszadła. Materiały XV Symp. PTMTiS, Gliwice 1976
- [79] Siołkowski B.: Samowzbudne drgania wałów. Symp. Nauk.: Problemy Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn. ATR, Bydgoszcz 1977
- [80] Siołkowski B.: Badania efektywności tłumików wałów mieszadeł. Inż. i Aparat. Chem. Nr 6, Gliwice 1981
- [81] Siołkowski B.: O niektórych problemach dynamiki mieszadeł szybkoobrotowych. BTN, Seria B Nr 14, PWN, Warszawa - Poznań 1982
- [82] Siołkowski B., Nowak K.: Tłumiki drgań wałów mieszadeł śmigłowych. Inż. i Aparat. Chem. Nr 1 1984
- [83] Siołkowski B., Nowak K.: Analiza metod obliczeń częstości własnych mieszadeł. BTN, Seria B Nr 16, PWN, Warszawa - Poznań 1985
- [84] Siołkowski B.: Hydrodynamiczny tłumik drgań mieszadła śmigłowego. Patent PRL nr 130557
- [85] Stręk F.: Mieszanie i mieszalniki. WNT, Warszawa 1981
- [86] Szucki T.: Swobodne drgania wałów zamocowanych w łożyskach tocznych kulkowych. Arch. Bud. Maszyn Nr 14 1966
- [87] Tahasaki Y., Rabins M.J., Auslsnder D.M.: Sterowanie i systemy dynamiczne. WNT, Warszawa 1976
- [88] Tarnowski J.: Zastosowanie metody sztywnych elementów skończonych do obliczeń drgań wałów okrętowych z uwzględnieniem efektów żyroskopowych. Rozpr. Inżyn. 22 Z.3 1974
- [89] Tondl A.: Some Problems of Rotor Dynamics. Prague 1965
- [90] Tondl A.: K dynamice rotoru ułożonych v plynových ložiskach. Strojenství Nr 7 1966
- [91] Tondl A.: On Self Excited Vibrations of Rotors Supported in Gas Bearings. Zagadnienia Drgań Nieliniowych Nr 9 1968

- [92] Walczyk Z.: Drgania okrętowych wałów napędowych. PAN IPPT, Mechanika i Komputer T.4, PWN, Warszawa - Poznań 1981
- [93] Walston W.H., Ames W.F., Clark L.G.: Dynamic Stability of Rotating in Viscous Fluids. Trans. ASME, s.E, v.31 no 2 1964
- [94] Wasilew B.A., Milczenko A.I., Michalew M.F.: Raszczot i issledowanije wibroustojczivosti wałow s dwuchmia bystrochodnymi mieszačkami. Chim. i Nieft. Maszinostr. Nr 3 1969
- [95] Więckiewicz B., Ingram K., Kołodziejczyk W.: Obliczenie wałów mieszadeł za pomocą maszyny matematycznej. Inż. i Aparat. Chem. Nr 6, Gliwice 1973
- [96] Wiśniewski S.: Precesja regularna wału ciągłego z osadzonymi na nim osiowo-symetrycznymi tarczami. Z.N. Polit. Poznańskiej Mechanika Nr 8, Poznań 1967
- [97] Wiśniewski S.: Wpływ masy wału pryzmatycznego oraz miejsca zamocowania masy wirującej na jego stateczność. Arch. Bud. Maszyn Nr 1 1967
- [98] Wittbrodt E.: Hybrydowa metoda sztywnych i odkształcalnych elementów skończonych. PAN IPPT, Mechanika i Komputer T.1, PWN, Warszawa-Poznań 1978
- [99] Yamamoto T., Ota H., Kono K.: The Effect of a Flat Shaft on the Unstable Vibrations of the Shaft Carrying an Unsymmetrical Rotor. Bull. JSME v.11 41 1968
- [100] Ziejtman M.F., Kuszul M.J.: Izgibnyje kolebanija wiertikalnych rotorow w grawitacjonnom pole. Maszinowiedienije Nr 5 1968
- [101] Ziejtman M.F.: O primienienije uprugich opor w gibkich rotorach. Maszinowiedienije Nr 1 1967
- [102] Zienkiewicz O.C.: Metoda elementów skończonych. Arkady, Warszawa 1972

D o d a t e k

Zestawienie tablic D1 : D9

Tablica D1

Wyniki badań tężenia i wymuszenia zespołów mieszających
z mieszadłami turbinowymi tarczowymi i turbinowymi o pełnej długości łopatek /poz.2/

Nr zestawu reali- zacji badań	Śred- nica zbiór- nika D [mm]	Stosu- nek $\frac{D}{d_m}$	Dane cieczy		Wymiary wału		Częstość własna ω_0 [$\frac{rad}{s}$]	Zmierzone współczynniki			Uwagi
			ρ_c [mPas]	ρ_c [$\frac{kg}{m^3}$]	d x l [mm]	e [mm]		obniżenie częstości ξ	wielo- krot- nienie ampli- tudy μ_t	niesta- teczność turbu- lentna λ	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
1	525	2,63	1	1000	0,4	25,1	1,5	0,95			
		3,00				27,0	0,77	1,15			
		3,75				28,0	0,85	1,45			
		5,25				29,5	5,0	2,04			
2	525	2,63	1	1000	0,4	25,4	2,0	1,04			
		3,00				27,2	0,81	1,19			
		3,75				29,3	0,90	1,57			
		5,25				30,9	6,5	2,25			
3	525	2,63	160	1290	0,4	25,1	1,4	1,20			
		3,00				27,0	0,72	1,47			
		3,75				28,8	0,79	1,89			
		5,25				29,5	3,9	2,86			
4	525	3,00	1	1000	0,25	24,0	1,4	1,20	Rys. 3.9a		
		3,75				28,0	0,69	1,56			
		5,25				29,7	0,84	2,15			
5	525	3,00	1	1000	0,25	43,6	3,8	0,915	Rys. 3.9c		
		3,75				49,2	0,936	5,5			
		5,25				50,5	0,985	8,1			

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
6	292	2,09	1	1000	17/18x1540	0,20	42,9	0,940	4,4	1,31
		2,92					43,5	0,978	9,3	1,65
		3,89					44,7	0,980	8,8	1,57
7	292	2,09	1	1000	17/12x1440	0,20	28,7	0,980	1,30	1,30
		2,92					30,4	0,920	2,72	1,62
		3,89					30,9	0,940	2,90	1,38
8	292	2,92	158	1216	17/18x1540	0,20	43,5	0,970	8,30	1,68
		3,89					44,7	0,975	8,80	1,73
								0,970	8,63	1,70
9	292	2,92	158	1216	17/12x1440	0,20	30,4	0,988	16,5	2,00
		3,89					30,9	0,984	17,5	2,05
								0,984	17,8	1,98
							18,0	2,09		
							17,5	2,03		

Ciecz: woda $\eta_c = 1$ mPas, $\rho_c = 1000 \frac{kg}{m^3}$; gliceryna $\eta_c = 158$ mPas, $\rho_c = 1216 \frac{kg}{m^3}$; r-r wodny melasy $\eta_c = 160$ mPas, $\rho_c = 1290 \frac{kg}{m^3}$

Wyniki badań tłumienia i wymuszenia zespołów mieszających z mieszadłami śmigłowymi z poszerzonymi łopatkami i śmigłowymi standardowymi / poz. 7 i 8/

Nr zestawu realizacji badań	Średnica zbiornika D [mm]	Stosunek $\frac{D}{d_m}$	Dane cieczy		Wymiary wału		Częstość własna ω_0 $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$	Zmierzone współczynniki			Uwagi
			ρ_c [mPas]	ρ_c [kg/m ³]	d x l [mm]	e [mm]		obniżenie częstości ξ	wielokrotnienie amplitudy μ_t	niestacjonalność turbulenta λ	
1	2	3	4		5		6	7	8	9	10
1	525	2,63 3,00 3,75 5,25	1	1000	ø17/20x1500	0,25	47,6	0,946	6,4	1,48	Rys. 3.9a
							48,2	0,961	8,3	1,74	
							49,2	0,974	11,6	2,25	
							49,7	0,989	16,0	3,22	
2	525	2,63 3,00 3,75 5,25	1	1000	ø17/12x1440	0,25	26,3	0,895	2,6	1,60	Rys. 3.9b
							27,3	0,920	3,1	1,92	
							28,3	0,940	4,4	2,33	
							29,1	0,960	6,4	3,43	
3	292	2,09 2,92	1	1000	ø17/18x1540	0,20	42,5	0,965	14,3	1,62	
							43,5	0,983	22,8	2,13	
								0,975	20,2	2,13	
								0,978	23,0	2,11	
4	292	2,09 2,92 3,89	1	1000	ø17/12x1440	0,20	44,5	0,981	24,0	2,05	
								0,979	22,5	2,11	
								0,983	35,3	3,00	
								0,990	33,5	2,83	
							0,986	34,8	2,70		
							0,986	34,9	2,84		
							28,8	0,960	7,5	1,55	
							29,3	0,964	10,0	2,08	
								0,975	9,0	1,96	
								0,968	9,6	1,98	
								0,969	9,5	2,01	
								0,982	11,8	2,46	
								0,974	11,0	2,56	
								0,983	11,2	2,74	
								0,980	11,4	2,59	

cd. tablicy D2

1	2	3	4	5		6	7	8	9	10
		2,09				42,5	0,965 0,962 0,961 0,963	9,1 9,2 9,8 9,4	1,81 1,86 1,87 1,85	
5	292	2,92	158	1216	17/18x1540	43,5	0,969 0,976 0,965 0,973 0,971	16,5 15,3 14,8 17,0 15,9	2,41 2,24 2,48 2,51 2,41	
		3,89				44,5	0,983 0,979 0,978 0,980	27,0 28,0 26,0 27,0	3,23 2,86 2,81 2,97	
6	292	2,09 2,92 3,89	158	1216	17/12x1440	28,8 29,3 29,8	0,920 0,930 0,962	5,2 6,5 7,5	1,66 2,25 2,88	
		2,09				42,1	0,975 0,970 0,974 0,971 0,972	16,0 14,2 15,7 18,7 16,2	1,80 2,00 1,90 2,06 1,94	
7	292	2,65	1	1000	17/18x1540	43,2	0,980 0,981 0,983 0,993 0,995 0,991 0,990 0,992	29,0 26,7 29,0 25,4 27,5 41,0 47,0 40,0 43,0 42,8	2,39 2,40 2,57 2,34 2,43 3,00 2,92 3,15 3,19 3,08	
		3,65				44,0				
8	292	2,09 2,65 3,65	158	1216	17/18x1540	42,1 43,2 44,0	0,965 0,978 0,985	11,1 19,4 32,8		

Ciecz: woda $\rho_c = 1$ mPas, $\rho_c = 1000$ kg/m³; gliceryna $\rho_c = 158$ mPas, $\rho_c = 1216$ kg/m³

Zestawienie wybranych wyników badań tłumienia zespołów mieszających z mieszadłami śmigłowymi standardowymi

Nr zestawu realizacji badań	Stosunek $\frac{D}{d_m}$	Dane mieszadła	Wymiary wału		Częstość własna ω_0 $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$	Zmierzone współczynniki		
			d x l [mm]	e [mm]		obniżenia czystości ξ	uwielokrotnienia amplitudy μ_t	niestacjonalności turbulencji λ
1	2	3	4		5	6	7	8
1	2,09 2,65 3,65	Śmigłowe standardowe $d_m = 80, 110, 140$ mm bez tłumika	$\phi 17/18$ x 1540	0,20	42,1 43,2 44,0	0,97 0,98 0,99	16,2 27,5 42,8	1,94 2,43 3,08
2	2,09 2,65 3,65	J.w. z optymalnym tłumikiem walcowo - stożkowym	$\phi 17/18$ x 1540	0,20	42,8 43,8 44,3	0,81 0,85 0,91	4,4 7,7 12,4	1,67 2,10 2,63
3	2,09 2,65 3,65	J.w. z tłumikiem walcowym $d_t = d_m, h = 70$ mm	$\phi 17/18$ x 1540	0,20	41,1 41,7 42,6	0,76 0,78 0,84	4,7 6,1 11,6	
4	2,09 2,65 3,65	J.w. z tłumikiem walcowo - stożkowym, $d_t = d_m, h_1 = 20$ mm, $h_2 = 40$ mm	$\phi 17/18$ x 1540	0,20	41,4 41,7 42,9	0,58 0,65 0,79	4,2 7,2 10,7	

Tablica D4

Zestawienie wyników pomiarów współczynnika λ i $\bar{\lambda}$
 /wartości średnie z powtórzeń odczytów z taśm/
 w zbiorniku o średnicy $D = 292$ mm

Wymiary wałka $d \times l$ [mm]	Częstość własna ω_0 [$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$]	Lepkość mieszanej cieczy ν [$\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$]	Zespół z mieszadłem							
			turbinowym o $\frac{D}{d_m} =$			śmigłowym o $\frac{D}{d_m} =$				
			2,09	2,92	3,89	2,09	2,92	3,65		
1	2	3	4	5	6	7	8	9		
$\phi 12 \times 1115$	23,1 (4) 24,8 (5) 25,9 (6) 24,6 (7) 25,2 (8) 25,4 (9)	1	1,26	1,83	2,59	1,91	2,53	3,64		
			1,22	1,84	2,63	1,91	2,61	3,83		
			1,18	1,66	2,26	1,70	2,90	4,11		
					1,04	1,58	2,27	1,74	2,45	3,65
					1,18	1,73	2,44	1,82	2,62	3,81
				130	1,45	2,00	2,75	2,15	2,66	3,95
					1,23	1,96	2,75	2,44	2,88	4,49
					1,35	1,94	2,95	2,34	2,88	4,19
					1,23	1,86	2,55	2,24	2,44	4,12
					1,32	1,94	2,75	2,29	2,72	4,19
				460	1,63	2,49	3,48	2,55	3,44	5,19
					1,66	2,64	3,94	2,68	3,64	5,26
					1,58	2,63	3,76	2,55	3,63	4,86
					1,54	2,53	3,72	2,38	3,53	4,89
					1,60	2,57	3,72	2,54	3,56	5,05*
				940	1,99	3,21	4,86	3,15	4,15	5,76
		2,08	3,46		4,82	3,15	4,36	6,16		
		2,03	3,58		4,68	2,89	3,83	6,18		
			2,04	3,70	4,92	2,98	4,46	5,73		
			2,04	3,49	4,82*	3,04	4,20	5,96*		
$\phi 12 \times 932$	32,5 (4) 34,1 (5) 35,7 (6) 33,5 (7) 33,8 (8) 34,1 (9)	1	1,00	1,63	2,10	1,97	2,66	2,91		
			0,99	1,60	2,01	1,92	2,56	3,07		
			0,98	1,68	1,90	1,84	2,56	3,37		
					0,97	1,41	1,76	1,81	2,32	2,82
					0,99	1,58	1,94	1,89	2,53	3,04
				130	1,13	1,78	2,49	2,03	2,54	3,68
					1,14	1,75	2,29	2,03	2,51	3,18
					1,12	1,75	2,25	2,03	2,78	3,26
					1,13	1,60	2,26	2,03	2,51	3,26
					1,13	1,72	2,32	2,03	2,59	3,34
				460	1,29	2,27	2,82	2,19	3,00	4,32
					1,32	2,28	2,90	2,19	3,10	4,32
					1,38	2,30	2,93	2,28	3,40	4,24
					1,27	2,12	2,79	2,28	2,88	4,28
					1,32	2,24	2,86	2,24	3,10	4,29
				940	1,55	2,70	3,46	2,78	3,50	5,77
					1,39	2,69	3,52	2,77	3,59	4,99
					1,45	3,02	3,51	2,81	3,80	5,60
					1,41	2,65	3,52	2,75	3,72	5,64
					1,45	2,77	3,50	2,78	3,65	5,50*
				1785	2,00	3,07	4,49	3,03	4,35	6,13
					2,05	3,31	4,69	3,18	4,33	5,37
					2,09	3,37	4,20	3,43	4,33	5,90
					2,13	3,65	4,54	3,13	4,31	5,80
			2,07	3,35	4,48	3,19	4,33	5,80*		

cd. tablicy D4

1	2	3	4	5	6	7	8	9		
ø12 x 990	40,0 (4) 43,0 (5) 44,4 (6)	1	0,95	1,45	1,93	1,70	2,30	2,96		
			0,98	1,46	2,00	1,56	2,05	2,92		
			0,86	1,45	2,03	1,53	1,94	3,19		
			<u>0,86</u>	<u>1,46</u>	<u>1,79</u>	<u>1,46</u>	<u>1,95</u>	<u>3,19</u>		
	42,3 (7) 43,0 (8) 44,2 (9)	940	1,36	2,19	2,83	2,10	2,92	3,82		
			1,33	2,08	2,88	2,13	3,11	4,34		
			1,30	2,18	2,92	1,98	3,09	4,26		
			<u>1,24</u>	<u>1,95</u>	<u>2,88</u>	<u>1,88</u>	<u>2,92</u>	<u>4,27</u>		
			<u>1,31</u>	<u>2,10</u>	<u>2,88</u>	<u>2,02</u>	<u>3,01</u>	<u>4,17</u>		
ø14 x 935	53,5 (4) 56,8 (5) 58,6 (6) 56,5 (7) 57,2 (8) 57,8 (9)	1	0,84	1,28	1,66	1,47	1,92	2,70		
			0,80	1,07	1,49	1,44	1,65	2,45		
			0,68	1,09	1,46	1,43	1,92	2,67		
			<u>0,77</u>	<u>1,13</u>	<u>1,43</u>	<u>1,30</u>	<u>1,89</u>	<u>2,27</u>		
					<u>0,77</u>	<u>1,14</u>	<u>1,54</u>	<u>1,41</u>	<u>1,85</u>	<u>2,55</u>
		130	0,80	1,38	1,76	1,56	1,87	2,90		
			0,82	1,25	1,61	1,50	1,79	2,63		
			0,74	1,29	1,82	1,66	1,86	2,72		
	<u>0,82</u>		<u>1,20</u>	<u>1,53</u>	<u>1,50</u>	<u>1,74</u>	<u>2,72</u>			
				0,80	1,28	1,68	1,56	1,82	2,74	
	460	1,02	1,52	2,14	1,67	2,01	2,95			
		0,98	1,41	2,00	1,53	1,87	2,96			
		0,97	1,47	2,14	1,75	2,00	3,26			
		<u>0,97</u>	<u>1,47</u>	<u>1,79</u>	<u>1,63</u>	<u>1,75</u>	<u>2,95</u>			
				0,99	1,45	2,02	1,65	1,91	3,03	
	940	1,17	2,01	2,63	1,85	2,29	3,37			
1,07		1,77	2,65	1,65	2,29	3,39				
1,05		1,76	2,67	1,96	2,47	3,80				
<u>1,04</u>		<u>1,85</u>	<u>2,68</u>	<u>1,76</u>	<u>2,38</u>	<u>3,58</u>				
			1,08	1,85	2,66	1,81	2,36	3,53		
1785	-	2,40	3,64	2,41	2,85	3,90				
		2,21	3,34	2,22	2,99	4,02				
		2,57	3,80	2,31	3,28	4,00				
		<u>2,28</u>	<u>3,42</u>	<u>2,50</u>	<u>2,93</u>	<u>3,64</u>				
		2,37	3,55	2,36	3,01	3,89				
ø16 x 887	65,5 (4) 68,9 (5) 71,8 (6) 66,9 (7) 68,9 (8) 69,8 (9)	1	0,78	1,33	1,75	1,54	1,98	2,81		
			0,78	1,22	1,65	1,39	1,94	2,88		
			0,72	1,21	1,60	1,39	1,90	2,86		
			<u>0,72</u>	<u>1,22</u>	<u>1,46</u>	<u>1,35</u>	<u>1,98</u>	<u>2,58</u>		
					0,75	1,25	1,62	1,42	1,95	2,78
		940	1,17	1,82	2,63	1,88	2,43	3,28		
	1,06		1,72	2,79	1,83	2,29	3,07			
	1,12		1,74	2,76	1,84	2,31	2,98			
	<u>1,01</u>		<u>1,72</u>	<u>2,36</u>	<u>1,83</u>	<u>2,08</u>	<u>3,16</u>			
				1,09	1,75	2,64	1,85	2,28	3,12	
	1785	-	2,38	3,43	2,11	2,77	3,62			
			2,74	3,50	2,13	2,77	3,62			
		2,81	3,35	2,40	2,58	3,53				
		<u>2,75</u>	<u>3,64</u>	<u>2,20</u>	<u>2,58</u>	<u>3,64</u>				
		2,67	3,48	2,21	2,68	3,60				

$\gamma = 1 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$ - woda; $\gamma = 130 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$ - gliceryna; $\gamma = 460 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$ - r-r melasy 3; $\gamma = 940 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$ - r-r melasy 2; $\gamma = 1785 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$ - r-r melasy 1

* / zaburzenia turbulენტne wystąpiły w obszarze /lub za obszarem/ drugiej częstotliwości krytycznej

Tablica D5

Zestawienie wyników pomiarów współczynnika λ i $\bar{\lambda}$ /wartości średnie z powtórzeń odczytów z taśm/ w zbiornikach o średnicach $D = 215, 380, 450$ i 525 mm wypełnionych wodą

Wymiary wałka $d \times l$ [mm]	Częstość własna ω [$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$]	Zbiornik o $D = 215$ mm					
		Zespół z mieszadłem turbinowym o $\frac{D}{d_m} =$			Zespół z mieszadłem śmigłowym o $\frac{D}{d_m} =$		
		2,15	2,87	1,95	2,69		
1	2	3	4	5	6		
ø12 x 1115	24,8 (3)	2,19	2,94	3,40	4,82		
	25,9 (4)	2,03	2,75	3,09	4,61		
	25,2 (5)	1,99	2,67	3,16	4,43		
	25,4 (6)	<u>1,95</u>	<u>2,96</u>	<u>3,22</u>	<u>4,54</u>		
		2,04	2,83	3,22	4,60		
ø12 x 990	43,0 (3)	1,65	1,96	2,48	3,69		
	44,4 (4)	1,58	2,15	2,36	3,32		
	43,0 (5)	1,45	2,26	2,24	3,44		
	44,2 (6)	<u>1,44</u>	<u>2,11</u>	<u>2,40</u>	<u>3,31</u>		
		1,53	2,12	2,37	3,44		
ø14 x 935	56,8 (3)	1,41	1,96	2,01	3,02		
	58,6 (4)	1,17	1,78	1,90	2,79		
	57,2 (5)	1,26	1,57	1,79	2,52		
	57,8 (6)	<u>1,32</u>	<u>1,81</u>	<u>1,86</u>	<u>2,83</u>		
		1,29	1,78	1,89	2,79		
		Zbiornik o $D = 380$ mm					
		Zespół z mieszadłem turbinowym o $\frac{D}{d_m} =$			Zespół z mieszadłem śmigłowym o $\frac{D}{d_m} =$		
		2,17	2,71	3,80	2,17	2,71	3,45
1	2	3	4	5	6	7	8
ø12 x 1115	19,7 (3)	0,98	1,23	1,86	1,76	2,47	3,40
	23,7 (4)	0,98	1,17	1,94	1,70	2,19	3,73
	24,8 (5)	0,95	1,19	1,69	1,76	2,27	3,68
	22,6 (6)	<u>0,93</u>	<u>1,21</u>	<u>1,79</u>	<u>1,74</u>	<u>2,15</u>	<u>3,75</u>
	24,0 (7)	0,96	1,20	1,82	1,74	2,27	3,64
25,2 (8)							
ø12 x 990	31,8 (3)	0,70	0,91	1,45	1,66	2,10	2,82
	39,0 (4)	0,72	0,87	1,44	1,56	1,96	2,86
	43,0 (5)	0,70	0,99	1,30	1,49	1,86	2,70
	37,3 (6)	<u>0,68</u>	<u>0,95</u>	<u>1,22</u>	<u>1,49</u>	<u>2,08</u>	<u>2,62</u>
	41,0 (7)	0,70	0,93	1,35	1,55	2,00	2,75
43,0 (8)							
ø14 x 935	42,6 (3)	0,74	0,80	1,42	1,27	1,85	2,19
	49,5 (4)	0,65	0,88	1,30	1,15	1,72	2,06
	56,8 (5)	0,68	0,90	1,17	1,09	1,60	2,38
	49,9 (6)	<u>0,72</u>	<u>0,98</u>	<u>1,23</u>	<u>1,09</u>	<u>1,59</u>	<u>2,37</u>
	53,6 (7)	0,70	0,89	1,28	1,15	1,69	2,25
57,2 (8)							

cd. tablicy D5

		Zbiornik o D= 450 mm								
		Zespół z mieszadłem turbinowym o $\frac{D}{d_m} =$				Zespół z mieszadłem śmigłowym o $\frac{D}{d_m} =$				
		2,25	2,57	3,21	4,50	2,25	2,57	3,21	4,09	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
ø12 x 1115	18,3 (3)									
	19,7 (4)									
	23,7 (5)	0,96	1,15	1,49	2,18	1,60	1,67	2,52	3,43	
	24,8 (6)	0,90	1,10	1,35	2,00	1,35	1,93	2,20	3,05	
	21,9 (7)	0,88	1,00	1,30	1,98	1,40	1,81	2,32	3,25	
	22,6 (8)	<u>0,87</u>	<u>1,08</u>	<u>1,37</u>	<u>2,05</u>	<u>1,56</u>	<u>1,78</u>	<u>2,39</u>	<u>3,09</u>	
	24,0 (9)	0,90	1,08	1,38	2,05	1,48	1,80	2,36	3,20	
	25,2 (10)									
	ø12 x 990	29,8 (3)								
		31,8 (4)								
39,0 (5)		0,77	0,82	1,00	1,69	1,30	1,51	2,24	2,97	
43,0 (6)		0,78	0,80	1,00	1,59	1,23	1,33	2,09	2,70	
35,8 (7)		0,75	0,85	1,05	1,56	1,18	1,55	2,15	2,55	
37,3 (8)		<u>0,70</u>	<u>0,81</u>	<u>1,03</u>	<u>1,52</u>	<u>1,21</u>	<u>1,61</u>	<u>2,12</u>	<u>2,58</u>	
41,0 (9)		0,75	0,82	1,02	1,59	1,23	1,50	2,15	2,70	
43,0 (10)										
ø14 x 935		39,6 (3)								
		42,6 (4)								
	49,5 (5)	0,65	0,70	1,01	1,43	1,12	1,43	1,87	2,63	
	56,8 (6)	0,70	0,72	0,90	1,37	1,02	1,31	1,73	2,42	
	48,7 (7)	0,65	0,80	0,85	1,30	1,02	1,35	1,76	2,29	
	49,9 (8)	<u>0,60</u>	<u>0,78</u>	<u>0,92</u>	<u>1,26</u>	<u>0,92</u>	<u>1,31</u>	<u>1,92</u>	<u>2,34</u>	
	53,6 (9)	0,65	0,75	0,92	1,34	1,02	1,35	1,82	2,42	
	57,2 (10)									
			Zbiornik o D= 525 mm							
			Zespół z mieszadłem turbinowym o $\frac{D}{d_m} =$				Zespół z mieszadłem śmigłowym o $\frac{D}{d_m} =$			
2,63			3,00	3,75	2,63	3,00	3,75			
1	2	3	4	5	6	7	8			
ø12 x 1115	18,3 (3)									
	19,7 (4)									
	23,7 (5)	1,05	1,38	1,62	1,78	1,95	2,68			
	21,9 (6)	1,20	1,21	1,45	1,65	2,25	3,10			
	22,6 (7)	1,14	1,35	1,80	1,76	2,09	2,84			
	24,0 (8)	<u>1,16</u>	<u>1,30</u>	<u>1,77</u>	<u>1,78</u>	<u>2,07</u>	<u>2,74</u>			
		1,14	1,31	1,66	1,74	2,09	2,84			
	ø12 x 990	29,8 (3)								
31,8 (4)										
39,0 (5)		0,83	0,96	1,30	1,46	1,81	2,56			
35,8 (6)		0,89	1,05	1,18	2,25	1,84	2,35			
37,3 (7)		0,81	0,99	1,27	1,60	1,72	2,33			
41,0 (8)		<u>0,92</u>	<u>1,00</u>	<u>1,38</u>	<u>1,53</u>	<u>1,86</u>	<u>2,20</u>			
		0,86	1,00	1,28	1,46	1,81	2,36			
ø14 x 935		39,6 (3)								
	42,6 (4)									
	49,5 (5)	0,66	0,84	0,95	1,48	1,66	2,40			
	48,7 (6)	0,67	0,79	1,06	1,35	1,62	2,28			
	49,9 (7)	0,73	0,87	1,10	1,30	1,64	2,15			
	53,6 (8)	<u>0,70</u>	<u>0,86</u>	<u>0,96</u>	<u>1,27</u>	<u>1,72</u>	<u>2,29</u>			
		0,69	0,84	1,02	1,35	1,66	2,28			

Tablica D6

Zestawienie wartości współczynników λ dla stosunków $\frac{D}{d_m} = 2, 3 \text{ i } 4$,
dla wałów W1, W3 i W4 oraz zbiorników wypełnionych wodą

Średnica zbiornika D [mm]	Rodzaj wału	Mieszadła turbinowe $\frac{D}{d_m} =$			Mieszadła śmigłowe $\frac{D}{d_m} =$		
		2	3	4	2	3	4
215	W1	1,88	2,96	4,04	2,93	4,85	6,77
	W3	1,46	2,19	2,92	2,44	3,89	5,33
	W4	1,19	1,87	2,55	1,95	3,17	4,38
292	W1	1,10	1,80	2,50	1,80	3,03	4,25
	W3	0,89	1,46	2,03	1,46	2,43	3,40
	W4	0,74	1,15	1,56	1,36	2,09	2,81
380	W1	0,85	1,39	1,92	1,53	2,63	3,74
	W3	0,64	1,04	1,44	1,37	2,31	3,25
	W4	0,64	0,99	1,35	1,03	1,89	2,74
450	W1	0,78	1,29	1,79	1,25	2,18	3,11
	W3	0,63	1,01	1,39	1,06	1,87	2,68
	W4	0,57	0,88	1,18	0,88	1,63	2,38
525	W1	0,85	1,31	1,78	1,11	2,10	3,08
	W3	0,63	1,00	1,38	0,98	1,78	2,57
	W4	0,53	0,82	1,10	0,83	1,66	2,49

Tablica D7

Zestawienie obliczonych wartości $\lambda = f \left(Ne \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \frac{d_m^3}{D^2} \right)^{\frac{10}{3}}$ dla zespołów mieszających

z mieszadłami turbinowymi /MT1/, o pełnej długości łopatek /MT2/, śmigłowymi z poszerzonymi łopatkami /MS1/ i śmigłowymi standardowymi /MS2/ w zbiornikach o średnicy $D = 525$ i 450 mm wypełnionych wodą

Lp	Współczynnik niestacystości turbulentnej λ	Rodzaj mieszadła	Stosunek $\frac{D}{d_m}$	Średnica mieszadła D [mm]	Częstość własna ω_0 $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$	Liczba Reynolda $Re \cdot 10^{-5}$	Liczba Newtona Ne	$\Psi = Ne \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \cdot 10^{-2}$	$\frac{10}{3} \frac{d_m^3}{D^2} \cdot 10^{-2}$
1	0,90	MT1	2,25	450	18,3	1,05	5,5	5,89	5,77
2	0,95	MT1	2,63	525	25,1	1,51	5,5	5,01	5,01
3	1,04	MT2	2,57	450	25,4	2,10	4,5	5,38	5,38
4	1,06	MT1	3,00	525	19,7	1,04	5,5	4,49	4,49
5	1,15	MT1	3,00	525	27,0	1,51	4,5	4,20	4,20
6	1,19	MT2	3,00	525	27,2	1,58	4,5	4,17	4,17
7	1,28	MT1	3,21	525	23,7	1,02	5,5	3,39	3,39
8	1,45	MT1	3,75	525	28,8	1,30	5,5	2,56	2,56
9	1,48	MS2	3,25	450	21,9	2,06	0,36	3,47	3,47
10	1,57	MT2	3,25	525	21,9	1,43	0,50	2,74	2,74
11	1,60	MS1	3,75	525	26,3	3,34	0,36	2,60	2,60
12	1,74	MS2	2,63	525	21,9	3,03	0,36	2,43	2,43
13	1,80	MS2	2,63	450	22,6	1,98	0,36	2,53	2,53
14	1,92	MS1	3,00	525	27,3	2,52	0,50	2,18	2,18
15	2,04	MT1	3,25	525	29,5	0,96	5,5	3,00	3,00
16	2,05	MT1	4,50	450	24,8	0,81	5,5	2,40	2,40
17	2,09	MS2	3,00	525	22,6	2,30	0,36	2,33	2,33
18	2,25	MT2	3,25	525	30,9	1,11	4,5	1,77	1,77
19	2,33	MS1	3,75	525	28,3	2,06	0,50	1,98	1,98
20	2,36	MS2	3,21	450	24,0	1,77	0,36	2,11	2,11
21	2,84	MS2	3,75	525	24,0	2,13	0,36	1,63	1,63
22	3,20	MS2	4,09	450	26,2	1,55	0,36	1,25	1,25
23	3,43	MS1	5,25	525	29,1	1,59	0,50	1,1	1,1

Tablica D8

Obliczone stosunki $\lambda_{525} / \lambda_{292}$ z tablicy D6

Rodzaj wału	Mieszadło turbinowe o $\frac{D}{d_m} =$			Mieszadło śmigłowe o $\frac{D}{d_m} =$		
	2	3	4	2	3	4
W1	0,77	0,73	0,71	0,62	0,69	0,72
W3	0,71	0,68	0,68	0,67	0,73	0,76
W4	0,72	0,71	0,71	0,61	0,79	0,89

Tablica D9

Zestawienie stosunków $\frac{\omega}{p} = f(\lambda, \psi)$
dla wałów z podporami skrajnymi i wałów z przewieszeniem

Wał z podporami skrajnymi				
$\lambda \backslash \psi$	0,10	0,15	0,25	0,50
0,020	4,3260	-	-	-
0,030	1,6180	3,5260	-	-
0,050	1,1328	1,3840	2,7432	-
0,075	1,0500	1,1222	1,4500	2,6538
0,100	1,0254	1,0595	1,1875	1,9617
0,150	1,0095	1,0216	1,0623	1,2825
0,200	1,0037	1,0083	1,0231	1,0907
0,300	1,0011	1,0025	1,0070	1,0274
0,500	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
Wał z przewieszeniem				
$\lambda \backslash \psi$	0,50	0,75	1,00	
0,15	1,6559	2,4071	-	
0,20	1,3068	1,8306	2,2639	
0,25	1,1815	1,4907	1,8912	
0,50	1,0446	1,1059	1,2017	
1,00	1,0123	1,0282	1,0511	
2,00	1,0034	1,0082	1,0140	
4,00	1,0007	1,0021	1,0039	



TESTING HIGH-SPEED MIXERS STABILITY

Summary

The introduction to this paper discusses general qualities of rotor dynamics and general characteristics of quick rotation mixers attached to the shaft which form dynamically mixing units corresponding to the rotor of a considerable elasticity. The quick rotation mixing units are supplied with turbine, propeller or special disk mixers in order to produce great shear tension.

It is known from experimental works dealing with the dynamics of mixing units that forces of mixing reaction are of damping and forcing character. Damping forces are determined and exist as the result of resisting forces and hydrodynamic reactions of swimming out medium /reaction force/. Forcing action is of stochastic character and exists as the result of turbulence of circulation flux produced by the mixer in the closed container. The results of these forces are as follows:

- critical rotations reductions of rotating units,
- damping of amplitude of shafts transverse vibration,
- limitation of stable work region of flexible shafts.

Hitherto, a quantitative definition of these phenomena has been insufficient to construct mixing units.

Calculation methods of natural frequency being in common use are analysed in the author's theoretical research. Inaccuracy of these methods and some cases in which the influence of gyrostatic moments must be taken into consideration are shown. Some more precise methods based on finite elements are proposed. This paper gives a general mixing unit model, an analysis of a simplified model and shows the necessity of continuing experimental research.

In the experimental research, a wide variety of mixing units are taken into consideration and it is shown that the reduction of critical rotations is coupled with the resonance amplitude damping of transverse vibrations, and the intensity of this action is a intermediate between linear viscosity damping and structural damping of some machine elements. In the case when they go through a basic resonance of transitive vibration amplitude, they grow to a dangerous size and in the units with propeller mixers they are much bigger than in the units with turbine mixers. They cause radial circulation resulting in a stabilizing action of reaction forces. Therefore, the mixing units with propeller mixers working in the area behind basic critical rotations require the application of a vibration damper. The size of optimal cylindrical and cylindrical-cone dampers is suggested in this paper. The author presents the research of turbulent input character of units with turbine and propeller mixers. The research explains the reason of self-excited vibration in the units with propeller mixers. The stable work region of mixing units with turbine and propeller mixers in the area behind the basic critical rotations is defined by the regression equation.

ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОГО ДВИЖЕНИЯ БЫСТРОХОДНЫХ МЕШАЛОК

Резюме

В самом начале работы описаны общие характеристики динамики роторов и быстроходных мешалок. Конструктивные решения валов с быстроходными мешалками являются гибкими роторами. Быстроходные мешалки — это мешалки турбинные, пропеллерные и специальные профильные дисковые.

Из исследований динамики быстроходных мешалок, выполненных до сих пор, известно, что перемешиваемая среда действует как диссипативные и возмущающие силы. Диссипативные действия определяются гидродинамическими силами сопротивления жидкости и реактивными силами истечения жидкости. Возмущающее действие перемешиваемой среды имеет характер случайных процессов и является действием турбулентности циркулирующего потока жидкости. Гидродинамические силы оказывают значительное влияние на динамику быстроходных мешалок:

- изменение величины критической скорости вращения валов,
- демпфируют амплитуды колебаний, особенно сильно проявляющиеся при критической скорости вращения,
- появление режима неустойчивого вращения валов гибких.

Количественное определение этих особенностей недостаточное для правильного проектирования быстроходных мешалок.

В теоретической части собственных исследований автор работы представил анализ метода расчетов критических скоростей вращения валов мешалок, обнаружил их недостатки, выяснил случаи, в которых нельзя пренебречь влиянием гироскопических моментов и предложил универсальные методы использующиеся методами конечных элементов. Он определил общую модель быстроходных мешалок, представил анализ простейшей модели и обнаружил необходимость экспериментальных исследований.

В экспериментальной части исследований автор работы учитывал широкий ассортимент быстроходных мешалок и обнаружил, что изменение величины критической скорости вращения валов связано с демпфированием резонансной амплитуды. Интенсивность этого действия больше, чем влияние вязкого линейного сопротивления, но меньше, чем конструкционное демпфирование деталей машин. В случае перехода через критическую скорость основного порядка амплитуды колебания возрастают до опасных величин.

В валах с пропеллерными мешалками резонансные амплитуды в 3—4 раза больше, чем с турбинными. Турбинные мешалки производят радиальную циркуляцию в результате которой гидродинамические реактивные силы действуют очень стабильно. В связи с этим валы с пропеллерными мешалками, работающие с критическими скоростями вращения должны быть снабжены демпферами колебаний. Автор работы предложил оптимальные размеры цилиндрических и цилиндрическо-конусных демпферов колебаний валов с пропеллерными мешалками. В следующей части экспериментальных исследований автор

работы выяснил характер турбулентного возмущения промешивающей среды турбинными и пропеллерными мешалками, благодаря чему обосновал явление автоколебательных режимов работы валов с пропеллерными мешалками. Уравнения регресса автор определил области статического режима работы валов гибких с турбинными и пропеллерными мешалками.



**Biblioteka Główna UTP
w Bydgoszczy**

68072

ISSN 0209-0597