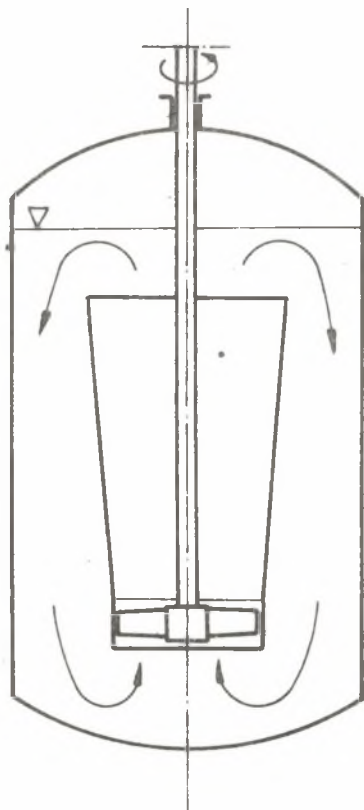


Barbara BUNIKOWSKA, Jerzy ROKITA

BADANIA ZDOLNOŚCI POMPOWANIA MIESZADEŁ TURBINOWYCH

Streszczenie. Przedstawiono wyniki badań wydajności pompowania mieszadeł turbinowych. Zaproponowano nową interpretację wyróżniki wydajności. Uogólniono wyniki badań.

Wprowadzenie

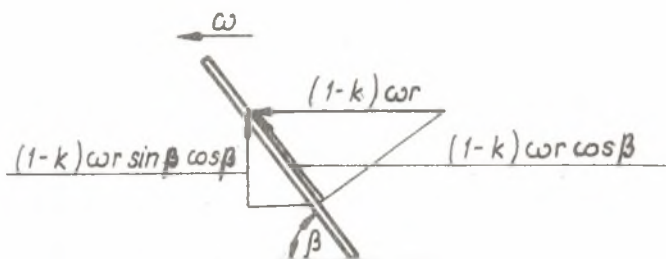
Szczególnym przypadkiem wykorzystania mieszadeł turbinowych w przemyśle chemicznym jest stosowanie ich w celu wymuszenia ciągłego obiegu cieczy w reaktorach chemicznych. Wówczas wirnik mieszadła umieszczony jest współśrodkowo w rurze cyrkulacyjnej (rys. 1) o kształcie walca lub dyfuzora, a przepływ cieczy przez rurę odbywać się może w zależności od potrzeb w górę lub w dół reaktora. Podstawową sprawą będzie w tym przypadku określenie natężenia przepływu strumienia cieczy płynącej w rurze cyrkulacyjnej w zależności od geometrycznych cech konstrukcyjnych wirnika mieszadła. Natężenie przepływu jest w tym przypadku równe wydajności pompowania mieszadła. Jednym z najbardziej rozpowszechnionych, a zarazem konstrukcyjnie i technologicznie najprostszymi są mieszadła turbinowe i dlatego sprawa określenia ich zdolności pompowania zasługuje na zainteresowanie.

Rys. 1. Schemat układu przepływowego w reaktorze chemicznym

1. Teoretyczne podstawy przepływu cieczy przez wirnik mieszadła turbino- wego

Określenia wydajności pompowania mieszadła turbiny współpracującego z rurą cyrkulacyjną (a więc o osiowym przepływie cieczy przez wirnik), można w oparciu o pracę [1] dokonać następująco.

Przyjmuje się, że łopatki wirnika nachylone są wzdłuż całej ich długości pod kątem β w stosunku do płaszczyzny prostopadłej do osi wirnika, a także, że prędkości kątowe obrotu wirnika ω i cieczy ω_c są różne, a ich stosunek $k' = \omega_c/\omega$ jest stały i niezależny od promienia. Rozkład wektora prędkości cieczy wzdłuż łopatki przedstawia rysunek 2.



Rys. 2. Rozkład wektora prędkości cieczy na łopatce mieszadła [1]

Natężenie przepływu strumienia cieczy w kierunku osiowym można obliczyć, całkując przepływ cieczy z prędkością $(1 - k)\omega r \sin\beta \cos\beta$ przez elementarny przekrój $2\pi r dr$ (z pominięciem grubości łopatek wirnika):

$$Q = 2\pi(1 - k)\sin\beta \cos\beta \omega \int_0^{d/2} r^2 dr \quad (1)$$

Stąd

$$Q = \frac{\pi}{12}(1 - k)\sin\beta \cos\beta \omega d^3 \quad (2)$$

Wprowadzając pojęcie prędkości obrotowej wirnika

$$n = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3)$$

otrzymuje się

$$Q = \frac{\pi^2}{6}(1 - k)\sin\beta \cos\beta n d^3 \quad (4)$$

Bezwymiarowy wyróżnik wydajności mieszadła turbinowego ξ_Q , wyniesie więc

$$\xi_Q = \frac{Q}{nd^3} = \frac{\pi^2}{12}(1 - k')\sin 2\beta \quad (5)$$

Możliwość praktycznego wykorzystania zależności (4) i (5) ogranicza brak danych o wartości współczynnika k' oraz o jego ewentualnej zależności od prędkości obrotowej wirnika.

2. Pomiar wydajności pompowania mieszadeł turbinowych

W celu doświadczalnego wyznaczenia wydajności pompowania mieszadeł turbinowych, wykonano zestaw wirników mieszadeł o następujących głównych wymiarach:

- średnica zewnętrzna $d_w = 72$ mm,
- średnica piasty $d_p = 18$ mm,
- szerokość łopatek $b = 14$ mm,
- grubość łopatek $s = 1,5$ mm,
- liczba łopatek $Z = 2, 3, 4$,
- kąt nachylenia łopatek $\beta = 5, 10, 15, 20, 25$ i 30° .

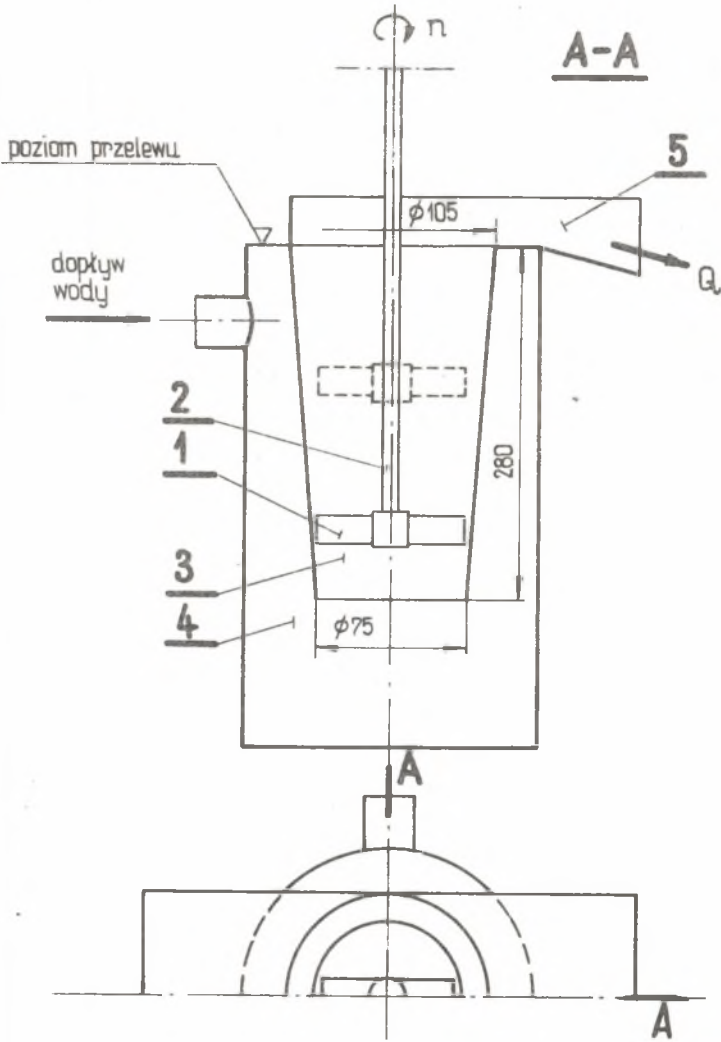
Łącznie do badań przygotowano 18 wirników, z których niektóre pokazano na rysunku 4.

Pomiary kontrolne wykazały, że średnice zewnętrzne wirników wykonano z dokładnością ± 1 mm, a kąty nachylenia łopatek $\pm 2^\circ$.

Badania zdolności pompowania mieszadeł turbinowych przeprowadzono na specjalnie zrealizowanym stanowisku pomiarowym (rysunek 3).

Mieszadło turbinowe 1 osadzone jest na wysięgowym końcu wału 2, który może obracać się z regulowaną prędkością obrotową w zakresie $n = 200$ do 1200 min^{-1} . Mieszadło umieszczone jest wewnątrz dyfuzora 3, znajdującego się w zbiorniku 4. Do zbiornika 4 poprzez dwa króćce dopływowe doprowadzana jest woda o temperaturze $t = 15^\circ\text{C}$ z źródła zewnętrznego. Górna część dyfuzora przekształca się w odpowiednio ukształtowany dwustronny układ wypływowy 5, tak że można było dokonywać objętościowego pomiaru wydajności mieszadła. Poziom cieczy w zbiorniku 4 utrzymywany był wskutek istnienia przelewu, równo z płaszczyzną przekroju wypływowego dyfuzora. Ciecz wypływającą z dyfuzora traktowano jako efekt pompowania mieszadła, przy danej prędkości obrotowej. Prędkość obrotową mieszadła mierzono tachoprędniczką o zakresie wskazań $n = 0$ do 1500 min^{-1} i klasie dokładności 1,5.

Zmieniając położenie wału w stosunku do dyfuzora, stworzono możliwość pomiaru wydajności pompowania mieszadła przy dwóch wartościach szczelin s między łopatką mieszadła i ścianką dyfuzora, wynoszących odpowiednio $s = 2$ i 9 mm, przy dolnym i górnym usytuowaniu mieszadła w dyfuzorze. Pomiaru wydajności pompowania pojedynczego wirnika mieszadła turbinowego,



Rys. 3. Schemat stanowiska pomiarowego



Rys. 4. Wirniki eksperymentalne (widok)

dokonywano przy różnych prędkościach obrotowych, począwszy od około $300-400 \text{ min}^{-1}$ do około $850-1100 \text{ min}^{-1}$, z zachowaniem przedziału zmienności 50 min^{-1} . Objętościowego pomiaru wydajności pompowania mieszadła przy danej prędkości obrotowej dokonywano 3 lub 4-krotnie, a jako wartość zmierzoną przyjmowano średnią arytmetyczną z uzyskanych wyników.

W ten sposób przeprowadzono pomiary wydajności pompowania dla każdego z przygotowanych wirników mieszadeł.

3. Wyniki pomiarów

Zależności typu $Q = f(n)$ mają charakter liniowy, jednakże nie przechodzą one przez początek układu współrzędnych i są przesunięte wzdłuż osi odciętych w prawo. Wielkość tego przesunięcia oraz nachylenie linii prostej zależą od cech geometrycznych wirnika.

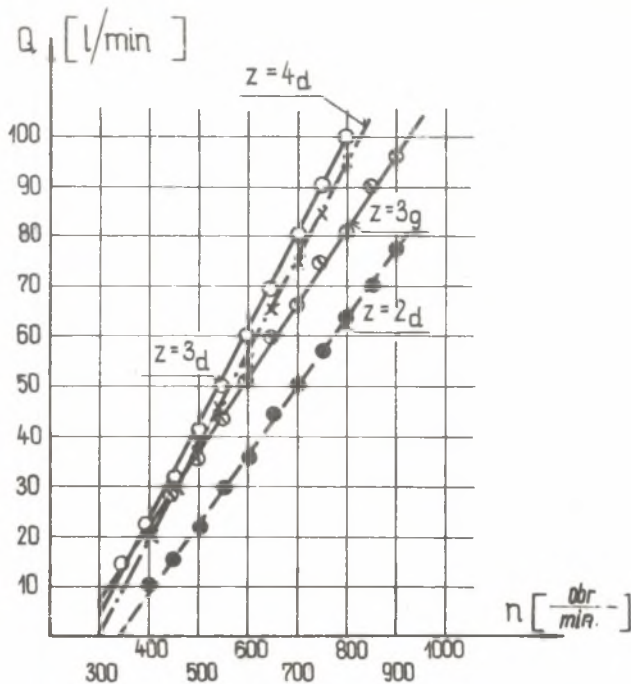
Na podstawie przeprowadzonych pomiarów wydajności pompowania stwierdzono, że:

- ze wzrostem kąta nachylenia łopatek wirnika mieszadła β , wzrasta wydajność pompowania mieszadła,
- większą zdolność pompowania osiąga się przy mniejszej szczelinie nadłopatkowej, a więc przy dolnym usytuowaniu wirnika,
- najkorzystniejszy efekt pompowania uzyskano w przypadku wirników o liczbie łopatek $z = 3$.

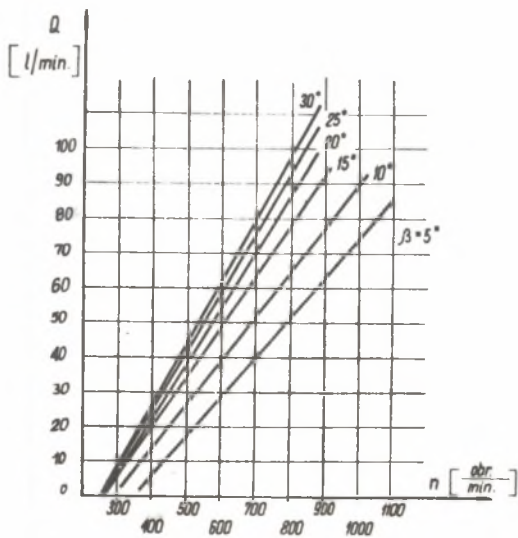
Stwierdzenia te zilustrowano odpowiednimi przykładami na rysunkach 5 i 6.

Aby wyniki pomiarów przedstawić w sposób syntetyczny, zależności typu $Q = f(n)$ opisano metodą najmniejszych kwadratów równaniami liniowymi postaci

$$Q = k(n - n_0), \quad (6)$$



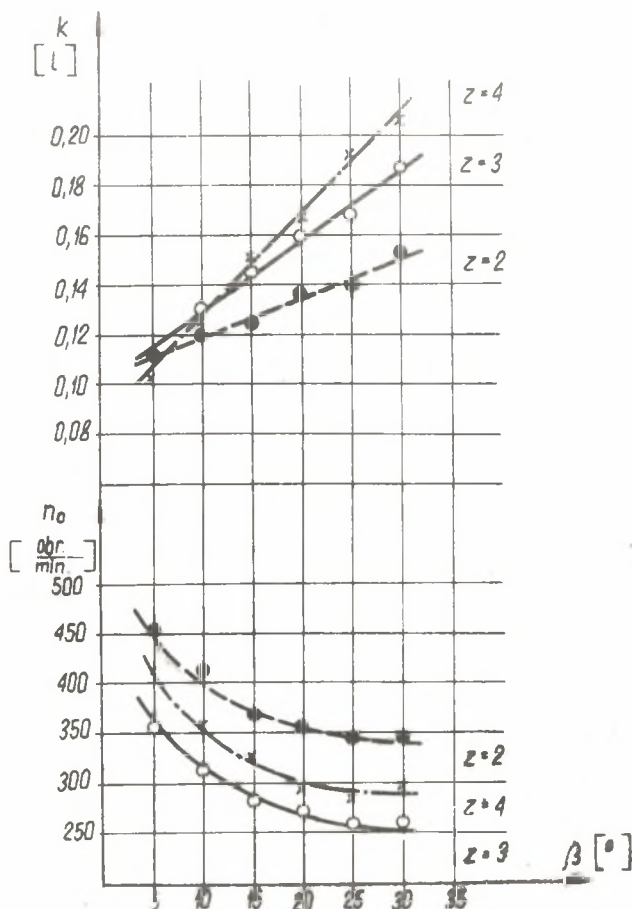
Rys. 5. Zależności $Q = f(n)$ dla wirników o różnych liczbach łopatek i takim samym kącie nachylenia $\beta = 30^\circ$. Indeksy: "d" i "g" oznaczają dolne i górne położenie wirnika mieszadła



Rys. 6. Zależności $Q = f(n)$ dla wirników trójłopatkowych w dolnym położeniu, o różnych kątach nachylenia łopatek

przy czym: Q wyrażono w l/min, k w l, n i n_0 w obr/min. Tak więc wydajność pompowania każdego wirnika przy danej prędkości obrotowej n , określona jest jednoznacznie wartościami stałych k i n_0 .

Ograniczając się do przypadku dolnego uwytuowania wirnika w dyfuzorze (mała szczelina nadłopatkowa) jako korzystniejszego, na rysunku 7 przedstawiono zależności $k = f(\beta)$ i $n_0 = f(\beta)$ dla badanych wirników.



Rys. 7. Zależności $k = f(\beta)$ i $n_0 = f(\beta)$ (dla dolnego położenia wirnika)

Ze wzrostem kąta nachylenia łopatki β wartość współczynnika k zwiększa się w przybliżeniu liniowo, natomiast wartość stałej n_0 maleje. Interesujące jest przy tym, że w przypadku współczynnika k zwiększa się on przy danej wartości β (w zakresie $\beta > 15^\circ$) ze wzrostem liczby łopatek, natomiast minimalna wartość stałej n_0 osiągnięta jest przy liczbie

łopatek $z = 3$. Ponieważ wartość stałej n_0 otrzymywana jest w wyniku ekstrapolacji danych pomiarowych - a nie jest mierzona wprost, przeto fakt ten trudno interpretować.

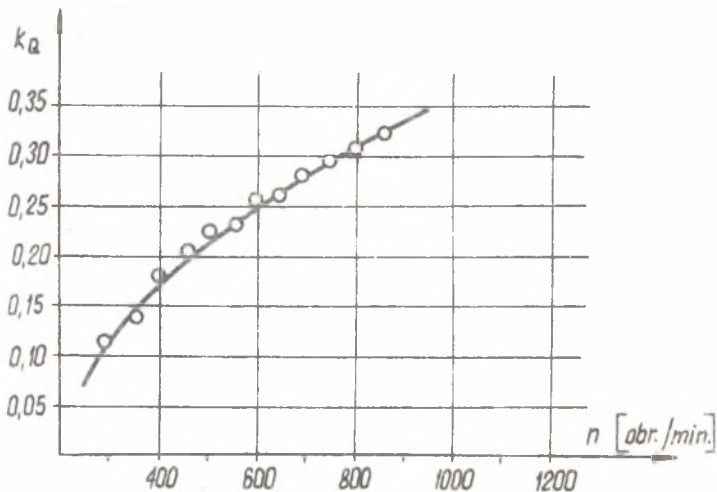
4. Uogólnienie wyników pomiarów

Zwykle [1, 2] wyniki pomiarów wydajności pompowania mieszadeł uogólniane są w postaci zależności typu:

$$k_Q = \frac{Q}{nd_w^3} = \text{const}, \quad (7)$$

przy czym stała wartość ma dotyczyć konkretnych geometrycznych cech konstrukcyjnych mieszadła.

W świetle przeprowadzonych pomiarów tak zdefiniowana wartość wyróżnika k_Q nie jest wielkością stałą, może ona jedynie ulegać względnie mniejszym zmianom w zakresie większych wartości prędkości obrotowej n , co zilustrowano dla przykładu na rysunku 8.



Rys. 8. Zależność $k_Q = f(n)$ dla wirnika trójłopatkowego o kącie $\beta = 30^\circ$, w dolnym położeniu

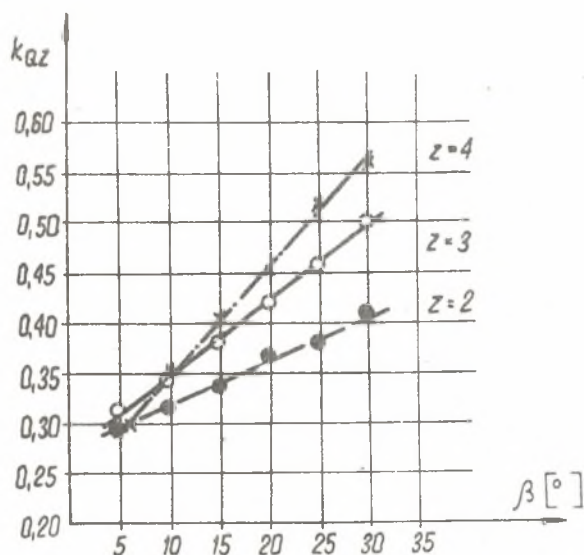
Aby uniezależnić się od wpływu stałej n_0 , zaproponowano wyróżnik wydajności pompowania badanych mieszadeł w postaci

$$k_{Qz} = \frac{Q}{(n - n_0)d_w^3} \quad (8)$$

Uwzględniając zależność (6) otrzyma się wyrażenie

$$k_{Qz} = \frac{k}{d^3 w} \quad (9)$$

będące wielkością stałą dla danego mieszadła, które proponuje się nazwać zredukowanym wyróżnikiem wydajności pompowania mieszadła.



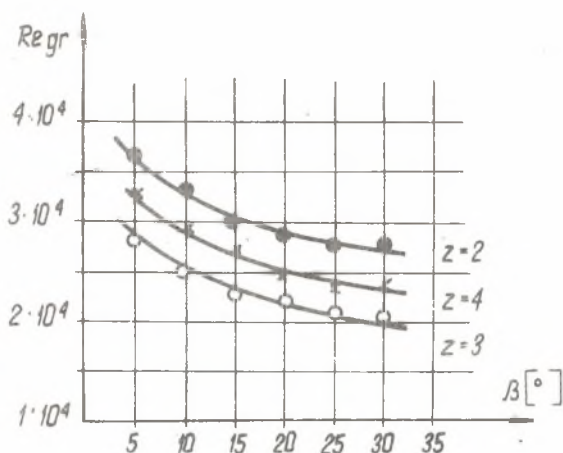
Rys. 9. Zależność $k_{Qz} = f(\beta)$ dla wirników w dolnym położeniu

Zależności $k_{Qz} = f(\beta)$ dla przebadanych wirników przedstawiono na rysunku 9, ograniczając się do dolnego usytuowania wirnika - jako korzystniejszego hydraulicznie. Wyróżniki k_{Qz} w zakresie kątów łopatkowych $\beta_z = 20$ do 30° , osiągają wartości odpowiadające danym z literatury przedmiotu.

Do jednoznacznego określenia wydajności pompowania mieszadła konieczne jest określenie wartości stałej n_0 . Założono, że umowna graniczna liczba Reynolda

$$Re_{gr} = \frac{n_0 d^2}{\nu}, \quad (10)$$

(gdzie: ν jest lepkością kinematyczną cieczy), określa jednoznacznie prędkość obrotową n_0 mieszadła, przy której zanika jego zdolność pompowania i występują jedynie wiry w obszarze łopatek wirnika.



Rys. 10. Zależność $Re_{gr} = f(\beta)$ dla wirników w dolnym położeniu

Zależności $Re_{gr} = f(\beta)$ dla badanych wirników przedstawiono dla dolnego usytuowania wirnika na rysunku 10.

Zależności (8), (9) i (10) pozwalają uogólnić wyniki badań na mieszadła pracujące w geometrycznie podobnych układach przepływowych, wymuszające obieg cieczy o lepkości zbliżonej do lepkości wody. Dla intensyfikacji obiegu cieczy korzystne jest stosowanie kątów nachylenia łopatek $\beta > 20^\circ$.

Podsumowanie

Przeprowadzone badania nie potwierdziły celowości stosowania wyróżnika wydajności pompowania mieszadła turbinowego (ujmującego związek między wydajnością pompowania mieszadła a prędkością obrotową) w dotychczasowej postaci.

Stwierdzono proporcjonalność wydajności pompowania mieszadła nie wprost do jego prędkości obrotowej n , ale do różnicy $n - n_0$; gdzie n_0 jest prędkością obrotową mieszadła, przy której efekt pompowania zanika. Powoduje to konieczność odmiennego niż dotychczas sformułowania wyróżnika wydajności mieszadła. Dalsze badania [3] zdolności pompowania mieszadeł śmigłowców potwierdziły przedstawione rezultaty.

LITERATURA

- [1] Strępek F.: Mieszanie i mieszalniki, WNT, Warszawa 1971.
- [2] Szterbaczek Z., Tausk P.: Pieremieszaniye w chemiczjeskoj promyszlenności, Goschimizdat, Leningrad 1971.
- [3] Lesenga A., Tworek J.: Wpływ zawiesiny ciała stałego na wydajność pompowania wirnika śmigłowego. Praca dyplomowa wykonana pod kierunkiem J. Rokity, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej, Gliwice 1977.

ИССЛЕДОВАНИЯ СПОСОБНОСТИ КАЧАНИЯ ТУРБИНЫХ МЕШАЛОК

Р е з ю м е

В статье представлены результаты исследований производительности качания турбинных мешалок. Предложена новая интерпретация дискриминанта производительности. Обобщены результаты исследований.

TESTING PUMPING ABILITIES OF TURBINE MIXERS

S u m m a r y

Pumping efficiency test results have been presented and a new efficiency interpretation suggested. The test results have been generalized.