УДК 648.234

В.І. Михайлов, к.т.н., доц.
Київський національний торговельно-економічний університет
І.В. Пєтко, д.т.н., проф.
Київський національний університет технологій та дизайну

РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРАЛЬНОЇ МАШИНИ БАРАБАННОГО ТИПУ

Пропонується розрахунок гідродинамічних параметрів барабана екологічно безпечної пральної машини з підвищеним впливом мийного розчину на оброблювані матеріали.

Постановка проблеми. Важливою умовою появи пральних машин на світовому ринку є відповідність її технічного рівня встановленим вимогам щодо екологічної безпеки, зокрема нормам експлуатаційних витрат за цикл прання. За умови виконання цих вимог продуценти маркірують машини логотипом, відомим як "Еко" (Eco-label), що вигідно вирізняє прилади від інших. Поряд з цим норма споживання синтетичних мийних засобів (СМЗ) як необхідної компоненти гідромеханічного прання визначається їх виробниками. Концентрацію СМЗ, як правило, встановлюють залежно від волокнистого складу оброблюваних матеріалів, їх структури та ступеня забруднення. Приймаючи до уваги, що ринок СМЗ в Україні складається переважно з фосфатомістких засобів, техногенний вплив яких на навколишнє середовище загальновідомий, виникає проблема екологічного захисту внутрішніх водоймищ. Вирішити цю проблему можна шляхом створення вітчизняних машин, технологія прання в яких вирізняється зменшеним споживанням СМЗ, що досягається інтенсифікацією масообмінних процесів. Для реалізації цього завдання необхідно розробити модель розрахунку гідродинамічних параметрів машин барабанного типу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Ефективність прання є основним функціональним параметром, величина якого визначена ДСТУ 2721-94, залежно від типу машин, в межах 50...65 %. Тому основна увага впродовж останніх років приділялася підвищенню якості прання за рахунок конструктивних змін машин, що серійно виготовлялися на підприємствах країн СНД.

Можливість автоматизації процесу обробки текстильних матеріалів зумовило широкомасштабне виробництво пральних машин барабанного типу (ПМА), які на даний час займають переважну частку на внутрішньому ринку. Технологія прання в ПМА відрізняється від інших, наприклад активаторних машин, в яких час взаємодії СМЗ з оброблюваними матеріалами складає близько 6...12 хв., проте за якістю обробки матеріалів вони не поступаються барабанним [1], [2]. Цей факт став теоретичним підґрунтям проведення науково-дослідних робіт щодо поліпшення функціональних властивостей барабанних машин шляхом зміни технологічної схеми обробки [1], [3], геометричних параметрів барабана [4–6], режиму його реверсування [6] тощо. Питанню підвищення гідродинамічної складової в барабанних машинах не приділялося достатньої уваги.

Доцільність конструктивного удосконалення машин в рамках існуючих уявлень про процеси, що відбуваються впродовж прання, була очевидною, незважаючи на негативні відмінтності даної технології, що проявляються у структурних змінах матеріалів, особливо тканин з волокон рослинного походження [7]. Кожного року споживання термопластичних волокон хімічного походження збільшується [8], що свого часу стало однією з причин розвитку виробництва низькотемпературних СМЗ, які переважають в структурі асортименту засобів за кордоном [9], [7]. Поява низькотемпературних СМЗ спричинила розроблення відповідних технологій прання, характерною особливістю яких є зменшений, порівняно з вітчизняними приладами, водний модуль, що дає змогу скоротити час роботи нагрівника, необхідного для підігрівання мийного розчину. Зменшення енергоспоживання ПМА дало змогу частково вирішити проблему екологічного захисту довкілля, проте загроза забруднення водоймищ відпрацьованими СМЗ залишається.

В лабораторії кафедри товарознавства та експертизи непродовольчих товарів КДТЕУ була створена побутова пральна машина барабанного типу з підвищеним гідродинамічним впливом рідини на оброблювані матеріали, відмітною особливістю якої є зменшене споживання СМЗ за цикл прання [10].

© В.І. Михайлов, І.В. Пєтко, 2004

Постановка завдання. Завданням роботи є теоретичне обґрунтування процесу масообміну в пральній машині з підвищеним гідродинамічним впливом та експериментальне доведення доцільності її впровадження у виробництво.

Основний матеріал. Барабан пральної машини з підвищеним гідродинамічним впливом розчину на оброблювані матеріали має перфорацію, яка виконана у вигляді забірників, концентрично вписаних в площину бічної поверхні так, що вхідні отвори напівконусів кожного ряду, розміщених відносно іншого у зворотному напрямку, утворюють елементарні канали, крізь які мийний розчин, проходячи із швидкістю, величина якої дорівнює круговій швидкості барабана, з тиском впливає на матеріали, що знаходяться всередині барабана.

Під дією відцентрових сил оброблювані матеріали притискаються до внутрішньої поверхні барабана, утворюючи тим самим канали з нерухомими стінками, всередині яких елементарний потік рухається з абсолютною середньою швидкістю $\bar{u}_a$:

$$\bar{u}_a = \bar{\omega} + \bar{u} ,$$

де ω – кутова, u – кругова швидкості.

Характер течії рідини в елементарному каналі (рис. 1) з достатнім наближенням можна описати рівнянням Бернуллі. При цьому величина її напору A на вході в канал зумовлена енергіями тиску P, кінетичної та висоти Δh, на яку елементарний об'єм рідини піднімається:

$$A = \Delta h + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} + \Delta p , \qquad (1)$$

де $\frac{p}{\gamma}$ – напір, величина якого зумовлена Δh; $\frac{u^2}{2g}$ – динамічний тиск рідини, Δp – втрата напору рідини на виході з каналу.

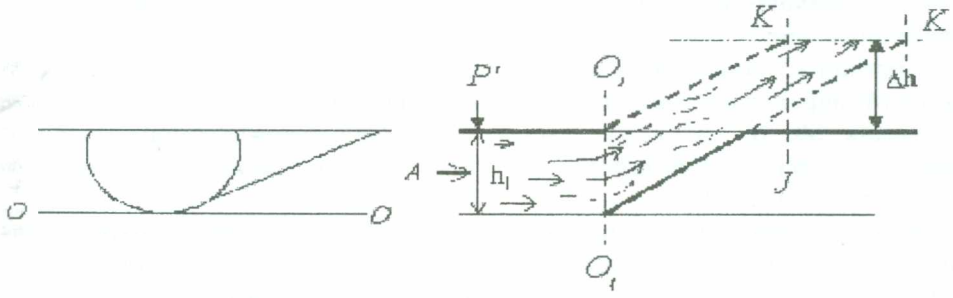

Рис. 1. Схема роботи забірника барабана

Втрати напору Δp можна визначити за узагальненим для цього випадку наступним виразом:

$$\Delta p = \frac{u^2}{2g}\left(\zeta \frac{l}{D_e} + \Sigma\lambda_{O-K}\right) , \qquad (2)$$

в якому l – довжина каналу, D_e – гідравлічний діаметр, ζ – коефіцієнт опору тертя, $\Sigma\lambda_{O-K}$ – сума всіх місцевих опорів, які долає елементарний потік на своєму шляху від перетину O_1–O_1 до перетину K–K. Отже робота, яка виконується забірником барабана, полягає в переміщенні елементарного об'єму рідини на деяку висоту Δh в перетині K–K.

Оскільки величина початкового напору рідини A визначається тиском P', який залежить від кута відхилення її дзеркала b залежно від частоти обертання барабана, то позначимо A через γ, з урахуванням того, що частина кінетичної енергії елементарного потоку витрачається на подолання місцевих гідравлічних опорів. Тоді перепишемо вираз (1) у такому вигляді:

$$\frac{A}{\gamma} = \Delta h + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} + \Sigma\lambda_{k-o} , \qquad (3)$$

з якого можна визначити величину напору:

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{A}{\gamma} - \frac{u^2}{2g} - \Delta h - \Sigma\lambda_{k-o} . \qquad (4)$$

З виразу (4) видно, що величина напору $\frac{p}{\gamma}$ зворотно залежить від параметрів, наведених у правій частині даного рівняння. З цього випливає, що, змінюючи кругову швидкість барабана та геометричні розміри забірника, можна регулювати величину гідродинамічного впливу утворених мікропотоків на оброблювані матеріали.

У кожному випадку значення місцевих опорів $\lambda_{o\text{-}к}$ визначають експериментально з урахуванням геометричних особливостей каналу, яким тече рідина [11]. Оскільки форма забірника барабана має аналогію з відомими в гідродинаміці конструкціями частин водопровідних мереж, типові випадки яких досить детально описані, то можна припустити, що форма та розмір каналу проточної частини забірника, за умови сталої частоти обертання барабана, визначатимуть витрату рідини, а швидкість елементарного потоку – гідродинамічні властивості барабана.

Виходячи з поставленої мети – мінімізувати втрати напору рідини на вході в канал, необхідною теоретичною умовою є забезпечення сталої швидкості рідини при вході в канал як за напрямом, так і за величиною. Оскільки забірник має форму напівконфузора з висотою вхідного отвору, що визначається відстанню r_1–r_2 на осі обертання барабана і який рухається в рідині з деякою швидкістю u, то його роботу можна порівняти з роботою каналу колеса насоса [12], [13] з тією відмінністю, що напрям руху гідропотоку доцентровий. Отже, формалізація технічного завдання полягає у збереженні параметрів елементарного вхідного потоку на ділянці, обмеженій перетинами O_1–O_1 і K–K (рис. 1), а забезпечення цієї мети досягається мінімізацією втрат витрати потоку на всьому шляху його руху від вхідного отвору до оброблюваних матеріалів.

Абсолютну швидкість елементарного гідропотоку, як відомо, можна поділити на кругову u та відносну v швидкості, з якою потік рухається дотично поверхні каналу забірника [11], [12]. Згідно з правилом паралелограма швидкість гідропотоку на виході з каналу c_1 визначатиметься його діагоналлю, утвореною круговою u_1 та відносною v_1 швидкостями (рис. 2) при тому, як випливає з поставленої мети, величина питомої енергії потоку на вході (індекс 1) не повинна суттєво відрізнятися від її величини на виході з каналу (індекс 2), тобто:

$$\Delta h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} = \Delta h_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g}.$$

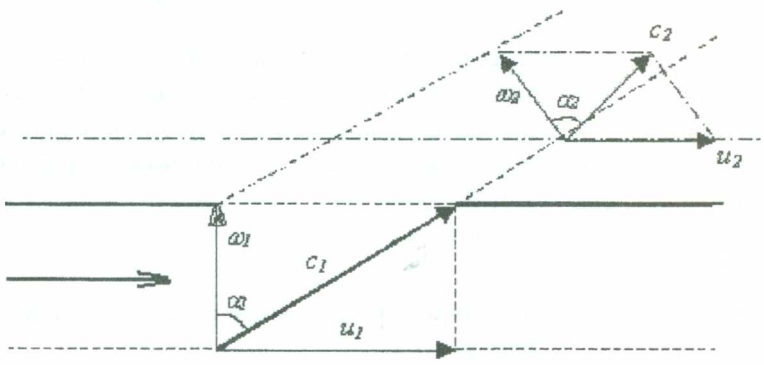

Рис. 2. Схема каналу забірника барабана

В реальних умовах напір гідропотоку зменшується внаслідок втрат його енергії на подолання місцевих опорів. Отже величина напору потоку на виході з каналу або енергія його впливу на оброблюваний матеріал, буде меншою на величину втрат напору на опір каналу при проходженні потоку крізь нього, тобто:

$$\Delta h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} = \Delta h_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} - E_в,$$

де $E_в$ – потенціальна енергія, що витрачається на подолання опору.

Відповідно до закону збереження енергії можна припустити, що зменшення потенціальної енергії потоку при його проходженні крізь канал спричинить збільшення кінетичної енергії потоку на виході з каналу забірника та тиску на оброблювані матеріали. Отже, величина енергії

потоку, згідно з законом збереження імпульсу, буде визначатися частотою обертання барабана. При цьому можна припустити, що робота переміщення елементарного об'єму рідини у доцентровому напрямку спричинить деяке збільшення споживаної потужності машини. Доведемо це наступним.

Барабан з концентрично розташованими на його поверхні J-рядами забірників обертається навколо своєї осі, внаслідок чого кожним забірником $\frac{J}{2}$ ряду виконується робота з переміщення елементарного об'єму рідини з точки А в точку В (рис. 3).

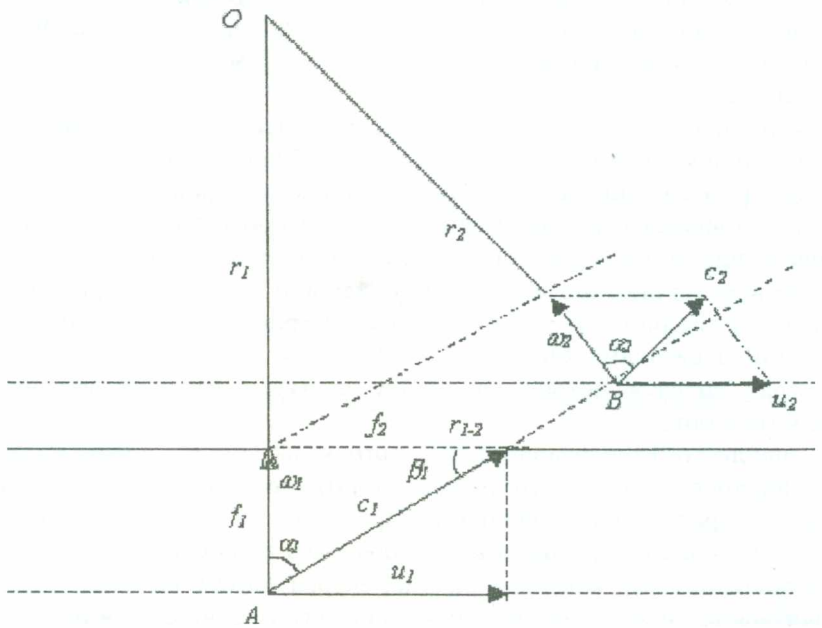

Рис. 3. Схема руху рідини в забірнику: O – вісь обертання барабана; r_1 – відстань кромки забірника від осі; r_2 – відстань від осі до точки зіткнення рідини з оброблюваним матеріалом; f_1 та f_2 – площі вхідного та вихідного отворів забірника відповідно

Кругова швидкість матеріальної точки A з масою m визначатиметься добутком кутової швидкості ω на радіус r_1: $u_A = \omega m r_1$, а точки B відповідно $u_B = \omega m r_2$. Внаслідок того, що робота забірника полягатиме у переміщенні точки A в точку B, при цьому швидкість зміни напрямку гідропотоку u_{ab} можна представити як проекцію абсолютної швидкості u_a на її напрямок, то момент імпульсу M буде дорівнювати:

$$M = \int_A^B m u_{ab} r_{1-2} .$$

З даного виразу можна визначити приростання моменту імпульсу $m\partial t$ або їх суму:

$$\Sigma m\partial t = \Sigma\left(r_2 u_B \cos\alpha_2 - r_1 u_A \cos\alpha_2\right) ,$$

яка складається з напорів кожного забірника $\frac{J}{2}$ ряду.

Оскільки барабан машини в режимі прання обертається з певною частотою, а його радіус є постійною величиною, то швидкість елементарних гідропотоків визначатиметься площею вхідного отвору забірника f_1 та величиною кута β (рис. 3), а радіальна швидкість потоку на виході c_r буде визначатися їх співвідношенням:

$$c_к = c_1 \sin\alpha_1 = \frac{Q}{f_2}.$$

Параметр c_r можна визначити з трикутника швидкостей, побудованого згідно з правилом паралелограма (рис. 4), маючи на увазі, що геометричні розміри забірника залишаються незмінними.

Припустимо, що стінка забірника співпадає з площиною поверхні барабана. При цьому перпендикуляр, проведений від поверхні до осі обертання барабана, утворює кут $\beta_1 = 90°$ (рис. 4, *а*). Відповідно радіальна швидкість c_r буде співпадати з круговою швидкістю $u_1 = c_1\cos\alpha_1$, а напір елементарного потоку рідини по всій довжині забірника становитиме $p = \frac{u_1^2}{g}$.

При збільшенні значення кута $\beta_1 > 90°$, тобто збільшення радіуса барабана на величину, зумовленою радіусом вхідного отвору забірника f_1, спричинить зростання кутової швидкості ω_1 при цьому точка зіткнення швидкостей A буде переміщуватися вправо і разом з тим буде зростатиме швидкість c_1. При подальшому збільшенні кута β_1 проекція швидкості c_1 на кругову швидкість u_1 зросте до величини $u_1+u_1\cos(180-\beta_1)$ і дорівнюватиме 2 $(u_1\cos\alpha_1)$, завдяки чому величина напору p буде виражати величину кінетичної енергії $p = \frac{c_1^2}{2g}$.

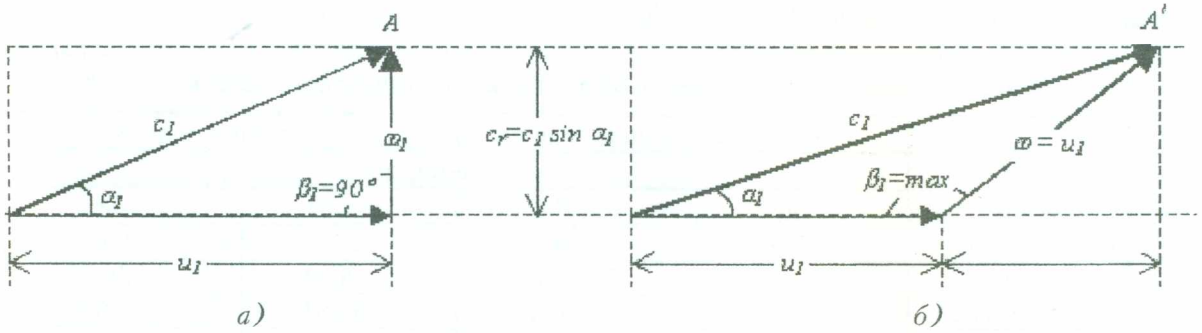

Рис. 4. До визначення гідравлічних параметрів потоку на виході з каналу забірника

Збільшення значення кута β_1, в свою чергу, призведе до зменшення кута α_1, значення якого, очевидно, не повинно бути меншим за 45° $(180-\beta_1)$. Це припущення продиктоване вимогами щодо поліпшення гідравлічних характеристик конфуз орних переходів завдяки зменшенню втрат напору рідини в каналі [11].

Відомо, що коефіцієнт опору конфузорного переходу з прямолінійними формоутворюючими стінками каналу залежить від кута його звуження, а в деяких випадках й від числа Re [11]. Збільшення кута β_1 призводить до збільшення перетину вхідного отвору забірника f_1, гідравлічного опору поверхні барабана взагалі і при $\beta_1 > 90°$ опір стінки каналу буде зростати. Загальний коефіцієнт опору забірника (конфузора) має мінімум при $100< \beta_1 < 130°$, який при $Re \geq 10^5$ залишається майже незмінним.

З іншого боку, гідравлічний опір конфузора може залежати також від конструктивного виконання перехідної ділянки, його можна зменшити застосовуючи відомі способи, до яких зокрема належить застосування плавного переходу від широкого до меншого перетину. Наприклад при $\beta_1 \leq 100°$ напір витрачається лише на подолання тертя в тій частині конфузора, що звужується. Отже кут β_1 є гідроутворюючим кута нахилу каналу забірника, зміною величини якого з одного боку можна зменшити гідродинамічні параметри потоку, а з іншого – збільшити гідравлічний опір конфузора, що, з точки зору ефективності гідровпливу потоків на оброблювані матеріали, недоцільно.

Як видно з рис. 4, швидкість вихідного потоку з каналу забірника c_1 визначається величиною кута β_1, змінювати яку, очевидно, доцільно лише в певних межах. Поряд з цим величина швидкості c_1 залежить від геометричних розмірів забірника, зокрема площі перетину вхідного отвору f_1 і довжини каналу L. Крім того, гідродинамічні характеристики елементарного забірника будуть визначатися періодом обертання барабана або його кутовою швидкістю. З наведеного випливає, що основним фактором зміни вихідної швидкості потоку є кут β_1, від значення якого залежить величина напору рідини в каналі. Незначне приростання початкового значення β_1 в межах 10...20° не сприятиме суттєвому впливу потоку на оброблювані матеріали внаслідок незначної швидкості c_1, проте втрати напору на подолання місцевих опорів будуть мінімальними, і навпаки, приростання його значення до 45° призведе до збільшення швидкості c_1, збільшення втрат напору на тертя, і до суттєвого зменшення гідравлічного к.к.д.

Для експериментального підтвердження наведеного були проведені дослідження функціональних властивостей пральної машини з підвищеним гідродинамічним впливом, порівняно з базовою моделлю "Вятка–автомат". Випробування проводили за програмою № 2 в режимі основного прання при робочій температурі мийного розчину 85 °С із збереженням послідовності інших операцій технологічної обробки білизни згідно із стандартною методикою.

Впродовж проведення досліджень було встановлено, що внаслідок інтенсивного процесу масообміну активний стан мийного розчину зростає, що призводить до надмірного піноутворення. Експериментально було встановлено, що мінімальна кількість СМЗ, при якій піноутворення знаходилося в дозволених межах, не перебільшує 35 г, а концентрація засобів у воді не перебільшує 1,8 г/л.

Ефективність прання бавовняних тканин в експериментальній машині визначали шляхом вимірювання коефіцієнта відбиття зразків, забруднених неорганічними та органічними речовинами, порівнюючи результати досліджень з одержаними при випробуванні базової моделі, які наведені в табл. 1 і на рис. 5.

Таблиця 1

Ефективність прання бавовняних тканин в барабанних машинах, Е, %

СМЗ	Експериментальна модель		Базова модель	
	Тканини, арт.			
	329	264	329	264
Ariel	59,01	58,4	57,18	59,57
Omo	56,7	57,8	55,4	56,23
Surf	55,1	56,4	55,842	56,8
Gala	52,3	51,5	50,26	52,46

Примітка: *концентрація СМЗ для експериментальної машини – 1,8 г/л, для базової – 6,82...8,5 г/л залежно від рекомендації виробника*

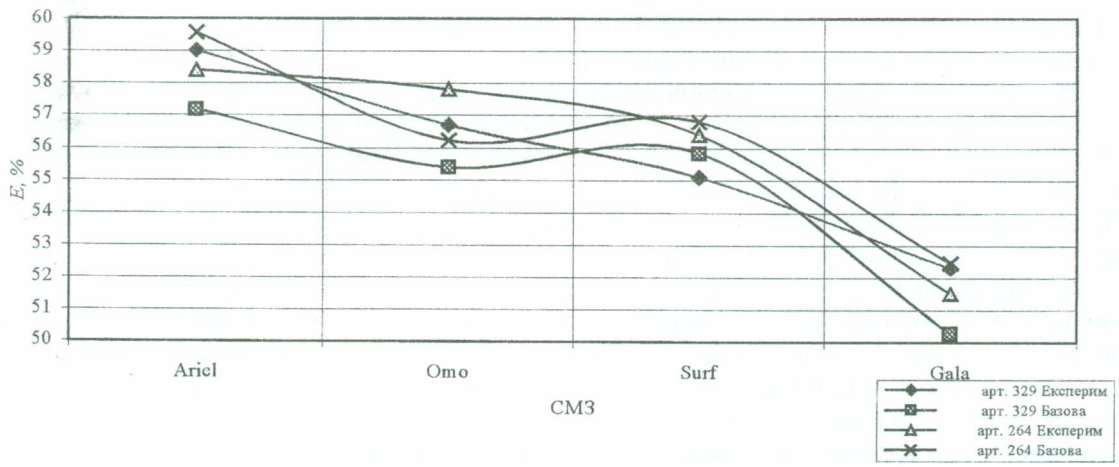

Рис. 5. Ефективність прання бавовняних тканин в базовій та експериментальній ПМА залежно від застосованих СМЗ

З рисунку видно, що за величиною параметра "ефективність прання" експериментальна машина майже не відрізняється від базової: вона визначається хімічним складом СМЗ і незначно коливається залежно від структури матеріалів. Очевидно, що саме завдяки гідравлічним процесам, що відбуваються в гідросистемі машини, ефективне очищення матеріалів досягається при незначній, порівняно з базовою моделлю, концентрації СМЗ.

Висновки

1. Масообмін в гідросистемі пральної машини з підвищеним гідродинамічним впливом здійснюється внаслідок передачі кінетичної енергії барабана гідропотокам мийного розчину, що утворюються після проходження рідини крізь канали забірників. Гідравлічні параметри елементарних потоків рідини визначаються конструктивними характеристиками забірників і круговою швидкістю барабана.

2. Якість прання текстильних матеріалів визначається відносною швидкістю, тиском і витратою рідини. При цьому величина інтенсивності масообмінних процесів не залежить від напрямку обертання барабана.

3. Висока ефективність прання в машині з підвищеним гідродинамічним впливом досягається при зменшеній концентрації СМЗ в робочій рідині, яка не перевищує 2 г/л, порівняно 8...9 г/л – в базовій моделі ПМА. Завдяки цьому екологічна безпека пральних машин підвищується.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Верников А.Н., Андросов В.Ф.* Обработка текстильных изделий в водных растворах СМС. – М.: Легпромбытиздат, 1986. – 223 с.
2. *Лир Э.В., Петко И.В.* Электробытовые машины и приборы: Справочник. – 2-е изд. перераб. и доп. – К.: Тэхника, 1990. – 270 с.
3. *Орчинский С.В., Исаенко И.И., Усольцев А.М.* Механическое и физико-химическое воздействие на обрабатываемые текстильные изделия как факторы, определяющие качество стирки // Технология. Разработка электробытовых машин. – КНПО "Веста". – К., 1989. – С. 63–72.
4. *Панфилов Е.А., Набережных А.И., Заславский И.Ф.* и др. Методика расчета бытовых барабанных стиральных машин // Электротехника. – 1985. – № 6. – С. 33–36.
5. *Орчинский С.В., Пархоменко В.В.* Математическое моделирование механического фактора стирки в барабанных стиральных машинах // Сб. науч. тр. / ВНИЭКИЭМП. – Киев, 1988. – С. 100–109.
6. Анализ работы и рекомендации по повышению показателей качества бытовых стиральных машин барабанного типа / Е.А. Панфилов, А.И. Набережных, В.Н. Малахов, Б.У. Сыздыкбаева. – М.: Мин. быт. обсл. насел. РСФСР, МТИ. – 1980. – 84 с.
7. Оценка потребительских свойств СМС в практических условиях стирки / В.Ф. Болелый: Обзор. инф. // Пром-сть товаров бытовой химии. М.: НИИТЭХИМ, 1990. – 44 с.
8. King polyester. Wilson Adrian. Textile Manufacturer.: The International Textile Magazine. 2001. – June. – P. 1.
9. *Мазыра Л.Н., Мальцев В.Н.* Активаторы отбеливания для синтетических моющих средств: Обзор. информ. – М.: НИИТЭХИМ, 1989. – 15 с.
10. *Михайлов В.І.* Шляхи підвищення рівня споживчих властивостей побутових пральних машин // Товарознавство – наука, практика та перспективи розвитку в умовах ринку: Мат-ли міжнар. наук.-практ. конф-ції. – 24–25 листопада 1999. – К.: КДТЕУ, 1999. – С. 89–93.
11. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
12. *Калинушкин М.П.* Гидравлические машины и холодильные установки. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1973. – 223 с.
13. *Есьман И.Г.* Насосы. – М.: Гостоптехиздат, 1954. – 287 с.

МИХАЙЛОВ Володимир Іванович – кандидат технічних наук, доцент кафедри товарознавства та експертизи непродовольчих товарів Київського національного торговельно-економічного університету.

Наукові інтереси:
- електропобутові машини та прилади;
- екологія;
- товарознавство промислових товарів.

ПЄТКО Ігор Валентинович – доктор технічних наук, професор кафедри електромеханічних систем Київського національного університету технологій та дизайну.

Наукові інтереси:
- гідрообробка матеріалів;
- електромеханіка, електричні машини;
- технологія та обладнання для легкої промисловості.

Подано 11.03.2004