

Довговічність дифузійних апаратів типу КДА

Є.В. Чайка, аспірант, Український науково-дослідний інститут цукрової промисловості

Ю.Г. Сухенко, доктор технічних наук, професор, кафедра процеси і обладнання переробки продукції АПК, Національний університет біоресурсів і природокористування України

В.В. Мануїлов, старший викладач, кафедра обладнання харчових і рибопереробних виробництв, Керченський державний морський технологічний університет

Ю.І. Бойко, кандидат технічних наук, доцент, кафедра машинобудування, стандартизації та сертифікації обладнання, Національний університет харчових технологій

Досліджена зносостійкість деталей колонних дифузійних апаратів. Виконана оцінка довговічності апаратів і дані рекомендації по зниженню їх металоємності.

Дифузійні апарати, зносостійкість, довговічність, металоємність.

Исследована износостойкость деталей колонных диффузионных аппаратов. Выполнена оценка долговечности аппаратов и даны рекомендации по снижению их металлоемкости.

Диффузионные аппараты, износостойкость, долговечность, металлоемкость.

Investigated the wear resistance of parts of column diffusers. The estimation of life vehicles and recommendations for reduction of their metal content.

Diffusers, durability, longevity, metal.

Постановка завдання. Дифузійні апарати типу КД2-А30, що розроблені на заміну апаратів КДА-30-66, продовжують експлуатуватися на цукрових заводах України і мають, у порівнянні з ними, меншу масу і вищі показники продуктивності та надійності. Враховуючи зростаючі вимоги до якості обладнання, подальше підвищення показників надійності таких апаратів з одночасним зниженням їх металоємності забезпечить їх ефективне використання у цукровій галузі. Для вирішення завдання необхідно оцінити зносостійкість відповідальних деталей апаратів, що обмежують рівень надійності обладнання – корпусу, трубовала, лопатей і контрлопатей (**рис.1**) [1, 2].

Методика і знаряддя досліджень. Для визначення швидкості спрацювання деталей апарата КД2-А30 була проведена товщинометрія стінок корпусу і трубовала його піддослідного зразка. Вимірювання проводилися з використанням ультразвукового товщиноміра [3].

Згідно технічної документації вихідні товщини стінок деталей були такими: верхньої царги корпусу - 20, інших царг - 16, трубовала - 20, овальної і хвостової частин лопатей – відповідно, 8 і 20, контрлопатей -14 мм. Обичайка нижньої царги була покрита листовою нержавіючою сталлю 12Х18Н9Т завтовшки 3 мм.

Швидкість зношування визначали як відношення різниць між паспортними та вимірними товщинами стінок до тривалості експлуатації апарата. До моменту проведення товщинометрії апарат пропрацював 4 виробничі сезони.

Результати досліджень. Усереднені результати дослідження товщини стінок корпусу подані у **табл. 1**.

Знос нижньої царги, захищеної нержавіючою сталлю був практично відсутній. Слідів піттингової корозії також не було виявлено.

Швидкість зношування стінок 2-5 царг корпусу не перевищував 0,4 мм/рік. Ці дані корелюють з дослідженнями проведеними авторами роботи [1]. Верхня царга спрацьовується найбільш інтенсивно і її максимальний знос сягнув 0,8 мм/рік. Швидкість зношування стінок трубовала (**табл.2**) складала 0,1-0,4 мм/рік. Максимальне спрацювання також спостерігалось у верхній частині апарата.

Отримані дані про інтенсивність зношування визначальних деталей дифузійного апарата узагальнені в **табл.3**

Для перевірки відповідності довговічності деталей дифузійного апарата, як одного з показників надійності, за дослідженими швидкостями зношування деталей були розраховані і спрогнозовані товщини стінок деталей після експлуатації протягом регламентованих технічною документацією термінів служби: до капітального ремонту - 6 років, повного -18 років (**табл. 3**).

Був виконаний розрахунок мінімально допустимої товщини першої царги дифузійного апарату КД2-А30

Маса вузлів, розміщених над першою царгою (без врахування маси обичайки) $G=19,1m$

Таблиця 1

Швидкість спрацювання стінок корпусу

Нумерація царг корпусу *	Кількість вимірювань	Товщина стінки, мм	Швидкість зношування, мм/рік
1 (нижня)	-	-	-
	1	16,3	0
2	2	16,1	0
	3	15,6	0,075
	4	15,5	0,125
	5	15,5	0,125
3	1	16,7	0
	2	16,3	0
	3	16,1	0
	4	15,8	0,05
4	1	16,3	0
	2	16,2	0
	3	15,7	0,75
	4	15,6	0,1
5	1	15,7	0,075
	2	15,5	0,125
	3	15,0	0,25
	4	14,6	0,35
6 (верхня)	1	18,6	0,30
	2	18,4	0,35
	3	17,4	0,60
	4	17,0	0,75
	5	16,9	0,78

* Нумерація царг подана у зростаючому порядку в напрямку від сита апарата

Таблиця 2

Швидкість спрацювання стінок трубовала

Нумерація секцій трубовала *	Кількість вимірювань	Товщина стінки, мм	Швидкість зношування, мм/рік
1 секція	1	20,5	0
	2	20,5	0
	3	20,1	0
2 секція	1	20,3	0
	2	20,0	0
	3	19,8	0,05
3 секція	1	19,3	0,125
	2	19,3	0,125
4 секція	1	19,8	0,05
	2	19,3	0,125
	3	19,3	0,125
5 секція	1	20,0	0
	2	19,0	0,25
	3	18,7	0,325
6 секція	1	19,0	0,25

* Нумерація секцій трубовала подана у зростаючому порядку в напрямку від сита апарата

Крутий момент $M=707000 \text{ Нм}$

Висота дифузійного апарата $H=14,8 \text{ м}$

Питома вага сокостружкової маси $\gamma_1 = 1,06 \cdot 10^4 \text{ н/м}^3$

Допустиме напруження $[\sigma] = 1340 \cdot 10^5 \text{ Па}$

Питома вага металу обичайки $\gamma_2 = 7,8 \cdot 10^4 \text{ Па}$

Радіус секції $R=2,75 \text{ м}$

Максимальне окружне напруження $\sigma_1 = \frac{\gamma_1 \cdot H \cdot R}{2 \cdot \delta}$

Максимальне напруження стискання $\sigma_2 = \frac{G}{2\pi \cdot R \cdot \delta} + \gamma_2 \cdot H$

Максимальне дотичне напруження від кручення $\tau_{\max} = \frac{M}{2\pi \cdot R^2 \cdot \delta}$

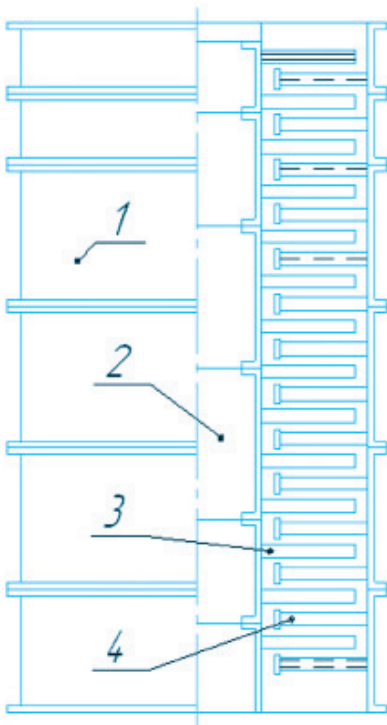


Рис.1. Фрагмент конструкції дифузійного апарата: 1- корпус; 2 – трубовал; 3 – лопать; 4- контролпать.

Результуюче максимальне напруження $\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + 4\tau_{\max}^2} \leq [\sigma]$

$$\left(\frac{\gamma_1 \cdot H \cdot R}{2 \cdot \delta}\right)^2 + \left(\frac{G}{2\pi \cdot R \cdot \delta}\right)^2 + 2 \frac{G \cdot \gamma_2 \cdot H}{2\pi \cdot R \cdot \delta} + (\gamma_1 \cdot H)^2 + 4 \left(\frac{M}{2\pi \cdot R^2 \cdot \delta}\right)^2 = [\sigma]$$

$$\left(\frac{1,06 \cdot 10^4 \cdot 14,8 \cdot 2,75}{2 \cdot \delta}\right)^2 + \left(\frac{19,1 \cdot 10^4}{2\pi \cdot 2,75 \cdot \delta}\right)^2 + 2 \frac{19,1 \cdot 7,8 \cdot 10^4 \cdot 14,8}{2\pi \cdot 2,75 \cdot \delta} + (7,8 \cdot 10^4 \cdot 14,8)^2 + 4 \left(\frac{707000}{2\pi \cdot (2,75)^2 \cdot \delta}\right)^2 = (1340 \cdot 10^5)^2$$

$$\frac{4,65}{\delta^2} \cdot 10^{10} + \frac{1,22}{\delta^2} \cdot 10^8 + \frac{2,55}{\delta} \cdot 10^{10} + 1,33 \cdot 10^{12} + \frac{8,86}{\delta^2} \cdot 10^8 = 1,8 \cdot 10^{16}$$

$$\frac{4,75}{\delta^2} \cdot 10^{10} + \frac{2,55}{\delta} \cdot 10^{10} - 1,8 \cdot 10^{16} = 0$$

$$\frac{1}{\delta} = x, \quad 4,75 \cdot 10^{10} \cdot x^2 + 2,55 \cdot 10^{10} \cdot x - 1,8 \cdot 10^{16} = 0$$

$$x = \frac{-2,55 \cdot 10^{10} + \sqrt{(2,55 \cdot 10^{10})^2 + 4 \cdot 4,75 \cdot 10^{10} \cdot 1,8 \cdot 10^{16}}}{2 \cdot 4,75 \cdot 10^{10}} = \frac{-2,55 \cdot 10^{10} + 5,8 \cdot 10^{13}}{2 \cdot 4,75 \cdot 10^{10}} = 610$$

Звідси, $\delta = 1/610 = 0,0016 \text{ м} = 1,6 \text{ мм}$, приймаємо $\delta = 2 \text{ мм}$
 Вага обичайки $G = \delta \cdot \gamma_2 \cdot 2\pi \cdot R = 0,002 \cdot 7,8 \cdot 10^4 \cdot 2\pi \cdot 2,75 = 2,695 \text{ Н}$
 Перевірочний розрахунок: максимальне окружне напруження.

$$\sigma_1 = \frac{1,06 \cdot 10^4 \cdot 14,8 \cdot 2,75}{2 \cdot 0,002} = 1078 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

максимальне напруження стиску

$$\sigma_2 = \frac{191000 + 2\pi \cdot 0,002 \cdot 2,75 \cdot 14,8 \cdot 7,8 \cdot 10^4}{2\pi \cdot 2,75 \cdot 0,002} = 66,8 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

максимальне дотичне напруження від кручення

$$\tau_{\max} = \frac{707000}{2\pi \cdot (2,75)^2 \cdot 0,002} = 74,4 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$\sigma_{\max} = \sqrt{(1078^2 + 66,8^2 + 74,4^2) \cdot 10^{10}} = 1082 \cdot 10^5 \text{ Па} < [\sigma] = 1340 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Потім був також виконаний розрахунок товщини стінки для верхньої частини трубовала, що піддається найбільшому зношуванню. Напруження в цій частині трубовала викликаються переважно крутним моментом:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau],$$

де $M_{кр} = 707000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - максимальний крутний момент на трубовалі;

$W_p = 0,2(D^3 - d^3)$ - полярний момент інерції ($D = 2,400 \text{ м}$ - зовнішній діаметр

трубовала, d - внутрішній діаметр)

$$[\tau] = 0,32 \cdot \sigma_B = 0,32 \cdot 3700 \cdot 10^5 = 1180 \cdot 10^5 \text{ Па} - \text{допустиме напруження}$$

$$0,2(D^3 - d^3) = \frac{M_{кр}}{[\tau]}; \quad 0,2d^3 = 0,2D^3 - \frac{M_{кр}}{[\tau]}$$

Таблиця 3

Спрацювання стінок визначальних деталей дифузійного апарата в процесі експлуатації.

Найменування деталей	№ деталі, рахуючи від сита	Найменування елементів вузла	Максимальна швидкість зношування, мм/рік	Товщина стінок, мм		
				вихідна	експлуатація	
					до кап. ремонту (6 років)	повна (18 років)
Царги корпусу	6	обичайка	0,8	20	15,2	5,8
	2-5	обичайка	0,4	16	13,6	8,8
	1	обичайка	відсутнє	-	16	16
Секції трубовала	5,6	стінка	0,4	20	17,6	12,8
	1-4	стінка	0,2		18,8	16,4

$$d = \sqrt[3]{D^3 - \frac{M_{кр}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{2,4^3 - \frac{707000}{0,2 \cdot 1180 \cdot 10^5}} = \sqrt[3]{13,794} = 2,398$$

Товщина стінки:

$$\delta = \frac{D - d}{2} = \frac{2,400 - 2,398}{2} = \frac{0,002}{2} = 0,001 \text{ м} = 1 \text{ мм}$$

Згідно з міцністним розрахунком мінімально допустимі товщини стінок дорівнюють: корпуса – 2 мм, трубовала - 1 мм. При порівнянні цих значень з даними табл.3 очевидно, що після експлуатації протягом повного терміну служби трубовал дифузійного апарата буде зберігати працездатність з досить великим запасом міцності.

Довговічність лопатей визначається показниками міцності металу в місці приварювання лопаті до трубовала. Вони працюють в умовах знакозмінних навантажень і корозійно-механічного впливу середовища на периферійних ділянках (поблизу корпуса). Термін служби лопатей апарата, виходячи з умов циклічної міцності та по аналогії з строком служби близьких за конструкцією лопатей транспортної системи [2] можна прийняти рівним 9 рокам. Величина напружень на периферійних ділянках лопатей незначна [2], а тому мінімальні товщини стінок на цих ділянках прийємо з конструктивних міркувань: овальної частини - 2-3 мм, хвостової частини - 3-4 мм. Оцінюючи довговічність лопатей за прийнятим значенням мінімальної товщини, отримаємо, що заміна верхнього ряду лопатей через зношування стінок знадобиться через 6-7 років, інших рядів - через 10-15 років.

Контрлопаті дифузійного апарату в експлуатації не піддаються впливу великих навантажень. Товщина стінок контрлопатей залишиться достатньою і після 18 років експлуатації. На підставі цього можна зробити висновок, що працездатність контрлопатей протягом усього терміну служби апарата гарантована.

Отримані результати також підтвердили правильність встановленого терміну служби дифузійного апарата до капітального ремонту - 6 років. Замінювати або ремонтувати деталі корпуса і транспортної системи за цей період не потрібно.

Корпус, трубовал і контрлопаті апарата зберігають працездатність також і протягом повного терміну служби (18 років). Лопаті транспортної системи за цей період потребуватимуть заміни: у верхньому ряду - два рази, в інших рядах - один раз.

Висновки

Рівень надійності транспортної системи дослідженого дифузійного апарата обмежений довговічністю верхнього ряду лопатей. Вибравши належний конструкційний матеріал, термін їх служби можна збільшити до 9-10 років.

Для забезпечення достатньої довговічності, лопаті верхнього ряду можна виготовляти з безнікелевої нержавіючої сталі 07X13AG20, яка добре працює в умовах знакозмінних навантажень, має достатній рівень пластичності і добре зварюється. За механічними властивостями сталь 07X13AG20 в півтора рази перевершує сталь ст.3, а тому при її використанні рекомендована товщина овальної частини лопаті може бути зменшена до 6, а хвостової частини до 8 мм.

Перевірка корозійної стійкості сталі 07X13AG20 в середовищах цукробурякового виробництва [1, 4] показала, що за корозійною стійкістю ця сталь аналогічна сталі 08X13. З урахуванням проведених раніше випробувань сталі 08X13 [3], можна стверджувати, що швидкість зношування сталі 07X13AG20 в умовах експлуатації дифузійних апаратів не буде перевищувати 0,01 мм/сезон.

Трубовал дифузійного апарату не піддається значному спрацюванню. Після експлуатації протягом 18 років товщина стінок трубовала буде в 10 разів перевищувати розраховані значення товщини з умов міцності (див. табл. 3). Такий надмірний запас міцності є недоцільним. З метою зниження металоємності апарата треба зменшити товщину стінок трубовала з 20 до 16 мм. Така зміна забезпечить зниження маси апарата на 3 тонни і зменшить його вартість.

Список використаних джерел

1. Прейс Г.А. Повышение износостойкости оборудования пищевой промышленности. / Г.А. Прейс, Н.А. Сологуб, А.И. Некоз. – М. : Машиностроение, 1979. – 208 с.
2. Пушанко Н.М. О долговечности транспортных систем колонных диффузионных аппаратов / Пушанко Н.М., Серегин А.А. - Пищевая промышленность, 1981, №2, С. 42–44.
3. Исследование износостойкости конструкционных материалов в диффузионных аппаратах непрерывного действия / [Явор В.А., Гительман М.М., Ковинская С.В., Роменский Н.П.]. – Пищевая промышленность, 1980, № 1, С. 39–42.
4. Сухенко Ю.Г. Надійність і довговічність устаткування харчових і переробних виробництв: Підручник. / Ю.Г. Сухенко, О.А. Литвиненко, В.Ю. Сухенко; під ред. професора Ю.Г. Сухенка. – К. : НУХТ, 2010. – 547 с.

Рецензент: С.Г. Фришев, д.т.н., проф.