

**Рис. 2. Контур з розчином  $\text{NaNO}_3$ , отриманий на довжині хвилі 334–335 нм в кюветі завдовжки 30 мм**

Відводячи частину води в канал оптичного вимірювання буде досягнута можливість оцінювати стан питної води саме при її очищенні за короткий час не більше ніж 5 с. Інформація може поступати на термінал для стеження в реальному часі і реєструватися для подальшого контролю за станом води, наприклад, при очищенні або забрудненні.

### Література

1. Гончарук В. В. Наука о воде / В. В. Гончарук. – Київ : Наукова думка, 2010. – 512 с.
2. Standard Methods for the Examination of Water and Wastewater. 18<sup>th</sup> Edn. American Public Health Association, American Water Works Association, Water Environment Federation, Washington, 1992.
3. Таранов В. В. Экспресс-определение концентрации примесей в жидких средах / В. В. Таранов, А. Ю. Курлянцева // Материалы XXXXII Междунар. науч.-практ. конф. «Применения лазеров в медицине и биологии». – Яремче, 11–13 декабря 2014 г.

### КЛАСИЧНИЙ ПІДХІД ДО ОБГРУНТУВАННЯ САМОЦЕНТРУВАННЯ СИСТЕМИ «ВАЛ-РІДИННИЙ АБП»

Драч І. В.

Хмельницький національний університет, e-mail: cogitare410@gmail.com

Дослідження рідинних АБП зводиться до задачі про рух обертових тіл з порожнинами, частково заповненими рідиною [1]. Ця задача математично складна, оскільки вимагає розгляду спільного руху твердого тіла й рідини. Відома обмежена кількість робіт, у яких роз-

в'язується зазначена задача стосовно до АБП. Так в [2] розглянута стійкість стаціонарного обертання ротора, частково заповненого рідиною з вільною поверхнею. Згинні коливання вала з незрівноваженим диском на ньому вивчені в [3]. В [4] показаний вплив рідини в обертовому роторі на автоматичне балансування механічної системи без врахування сил опору. Нижче розглядається усталений рух незрівноваженого ротора з рідиною при наявності зовнішнього опору.

Нехай ротор, містить камеру, частково заповнену однорідною нестисливою рідиною, симетрично закріплену на гнучкому вертикальному валу, що проходить через геометричний центр  $O$  (рис. 1). Центр мас ротора (точка  $C_0$ ) зміщений від осі ротора на відстань  $OC_0=e_0$ . При обертанні ротора вал зміщується на величину  $O_1O = f$ , а нестислива однорідна рідина, щільністю  $\rho$ , перетікає убік прогину вала. При усталеному русі рідина в обертовому роторі займає циліндричний шар висотою  $h$ , вільною поверхнею якого є коло радіуса  $r$  із центром на осі обертання  $O_1O_1$  (точка  $O_1$  на рис. 1) і обертається з кутовою швидкістю  $\omega = \dot{\phi}(t) = \text{const}$  [5]. Звідси центр мас шару рідини перебуває на лінії центрів  $O_1O$  у точці  $C$ , а рух ротора є плоским.

Уведемо в площині руху точок  $O$ ,  $C$ ,  $C_0$  дві системи координат із спільним початком у точці  $O_1$  на лінії  $O_1O_1$ : нерухому систему  $O_1\xi\eta$  і рухому  $O_1xu$ , вісь  $x$  якої паралельна відрізку  $OC_0$ . Кутові швидкості обертання ротора й системи  $O_1xu$  однакові, отже, ротор у рухомій системі координат нерухомий. За узагальнені координати беремо координати точки  $O$  у рухомій системі  $O_1xu - x, y$ .

На ротор з боку вала діє сила пружності  $\bar{F}_c = -c \cdot \overline{O_1O}$  й сила зовнішнього тертя, прикладена в точці  $O$  пропорційна абсолютній швидкості  $\bar{V}_O$  цієї точки,  $\bar{F}_\chi = -\chi \cdot \bar{V}_O$ , де  $c$  і  $\chi$  коефіцієнти пружності й зовнішнього тертя. Природа цих сил докладно викладена в [6].

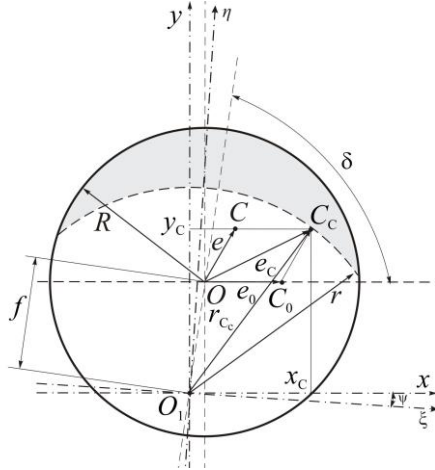


Рис. 1. Горизонтальний перетин вала з рідиною

Так, сили зовнішнього тертя викликаються в'язким опором зовнішнього середовища, опор, спеціальних демпферів і залежать від швидкостей абсолютних переміщень точок ротора й вала; сили внутрішнього тертя породжуються опором часток матеріалу й у першому наближенні вважаються пропорційними швидкості деформації вала. За принципом Даламбера маємо рівняння рівноваги головних векторів зовнішніх сил і сил інерції:

$$-c \cdot \overline{O_1 O} - \chi \overline{V_O} - M \overline{a_{C_0}^e} - m \overline{a_C^e} = 0. \quad (1)$$

Тут  $M$  і  $m$  - маси ротора й рідини,  $\overline{a_{C_0}^e}$ ,  $\overline{a_C^e}$  - переносні прискорення точок  $C_0$  і  $C$ , відповідно. Координати цих точок визначаються виразами:

$$x_{C_0} = x + e_0, y_{C_0} = y, x_C = r_f x, y_C = r_f y, \quad (2)$$

де  $r_f = R^2 / (R^2 - r^2)$  - коефіцієнт, що характеризує заповнення камери;  $R$  - радіус камери;  $r$  - радіус внутрішньої поверхні рідини.

Проектуючи (1) на осі  $x$ ,  $y$  й використовуючи (2) для обчислення  $\overline{V_O}$ ,  $\overline{a_{C_0}^e}$ ,  $\overline{a_C^e}$ , одержуємо рівняння стаціонарного руху системи:

$$cx - \chi \omega y - M_1 \omega^2 x = M e_0 \omega^2; \quad (3)$$

$$cy + \chi\omega x - m\omega^2 y = 0,$$

де  $M_1 = M + m$ ,  $M$  – маса ротора,  $m$  – маса рідини.

З рівняння рівноваги моментів усіх сил відносно осі  $O_1O_1$ , можна визначити обертовий момент, прикладений до вала з боку двигуна. Уважаємо, що двигун розвиває зусилля, яке забезпечує задане обертання ротора.

Розв'язок рівнянь (3) має вигляд:

$$x = \frac{Me_0\omega^2(c - M_1\omega^2)}{(c - M_1\omega^2)^2 + \chi^2\omega^2}; \quad y = -\frac{Me_0\chi\omega^3}{(c - M_1\omega^2)^2 + \chi^2\omega^2}. \quad (4)$$

Приймаючи в (4)  $\chi = 0$ , одержимо розв'язок для однокамерного АБП без зовнішнього опору, розглянутий в [7]. За формулами (4), (2) обчислимо прогин вала  $f = \sqrt{x^2 + y^2}$  й відхилення центра мас системи від осі  $O_1O_1$ :

$O_1C_C = r_{C_C} = \sqrt{(x_{C_0}M + x_Cm)^2 + (y_{C_0}M + y_Cm)^2} / (M + m)$ , які в безрозмірних змінних набувають вигляду:

$$f^* = \frac{f}{e_0} = \frac{z}{\sqrt{D}}; \quad r_{C_C}^* = \frac{r_{C_C}}{e_0} = \frac{\sqrt{1+nz}}{(1+\mu)\sqrt{D}}; \quad (5)$$

$$D = [1 - (1 + r_f\mu)z]^2 + nz,$$

де  $z = M\omega^2/c$  – квадрат відношення частоти обертання до власної частоти ротора,  $n = \chi^2/(cM)$  – безрозмірний коефіцієнт опору,  $\mu = m/M$  – відношення маси рідини до маси ротора.

Кут зрушення фази руху  $\delta$  (рис. 3) визначається формулою:

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{y}{x} = -\frac{\chi\omega}{c - M_1\omega^2}. \quad (6)$$

Цей вираз відповідає відсутності рідини, тобто при  $M_1 = M$ .

З виразів (4–6) випливає, що при  $\omega \rightarrow \infty$  ( $z \rightarrow \infty$ )  $f \rightarrow Me_0/M_1$ , тобто прогин вала стає меншим за незрівноваженість  $e_0$ , оскільки  $M/(M+rm) < 1$ ;  $r_{C_C} \rightarrow 0$ ,  $\delta \rightarrow \pi$ ,  $x \rightarrow -Me_0/M_1$ ,  $y \rightarrow 0$ );

координати центрів мас ротора й шару рідини набувають значень:  $x_P = r_f m e_0 / M_1$ ,  $y_P = 0$ ;  $x_G = -r_f M e_0 / M_1$ ,  $y_G = 0$ .

Таким чином, при більших кутових швидкостях обертання ротора  $\omega$  центр мас системи прагне зайняти положення на осі обертання  $O_1 O_1$ ; відбувається самоцентрування системи.

Розрахунки, проведені за формулами (5), частково ілюструються на рис. 2. Видно, що зі збільшенням маси рідини в роторі відбувається зменшення критичної швидкості, при якій прогин вала досягає максимуму (з'являється резонанс). Подальший аналіз розрахунків показує, що зі збільшенням зовнішнього опору при незмінному  $\mu$  критична швидкість і відповідний їй прогин зменшуються, а самоцентрування системи ( $r_{cc} \rightarrow 0$ ) прискорюється.

При сталому опорі ( $n = \text{const}$ ) збільшення маси рідини (параметра  $\mu$ ) так само прискорює самоцентрування системи. Критична частота обертання ротора при тих самих значеннях  $n$  та  $\mu$  зменшується з ростом параметра  $r_f$ .

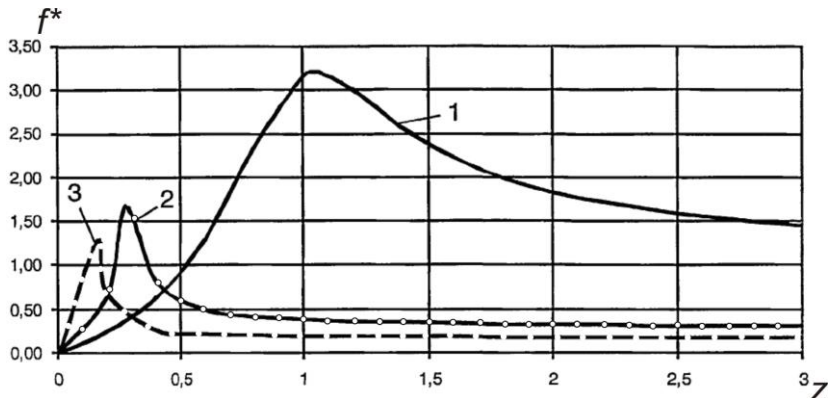


Рис. 2. Залежність прогину вала від кутової швидкості ротора при  $r_f = 5,26$ ,  $n = 0,1$  криві відповідають: 1 –  $\mu = 0$ ; 2 –  $\mu = 0,5$ ; 3 –  $\mu = 1$

Отже, 1) показано, що збільшення маси рідини в роторі зменшує його критичну швидкість обертання; 2) зовнішнє тертя прискорює самоцентрування системи; 3) отримані співвідношення дозволяють обирати конструктивні параметри рідинного АБП, що працює в заданому діапазоні кутових швидкостей ротора.

Один із варіантів пристрою для автоматичного балансування є схема вал-диск, ускладнена жорстко закріпленою на валу камерою, частково заповненою рідиною (АБП Леблана).

Вперше принцип дії АБП Леблана, кільцевих, маятникових і кульових АБП зробив спробу теоретично обґрунтувати у циклах своїх статей Сирл (E.L.Thearle) [8]. E.L.Thearle запропонував плоску модель ротора і АБП. У її рамках у ротора існує єдина критична швидкість, при перевищенні якої ротор починає обертатися легкою стороною назовні і починає проявлятися явище самоцентрування ротора, яке і було покладено Сирлем в основу принципу роботи усіх пасивних АБП не залежно від агрегатного стану використаних в них корегувальних мас. Для дослідження процесу зрівноваження ротора пасивними АБП Сирлем був застосований кінетостатичний або квазістатичний метод, який ґрунтується на припущенні, що перехідні процеси на рух ротора з АБП майже не впливають і тому рух системи науковець подає так: система ротор – АБП обертається навколо осі обертання як жорстке ціле; корегувальні маси (КМ) дуже повільно реагують на сили, що на них діють, і зрештою приходять до положення відносної рівноваги. Відповідно до цих припущень замість диференціальних рівнянь руху ротора і АБП складаються рівняння кінетостатики. Метод був застосований у припущенні, що опори ізотропні і зовнішні сили опору відсутні. За результатами цих робіт всі пристрої працездатні на швидкостях, більших за критичну. Цей висновок отриманий без врахування специфіки саме автоматичного балансування ротора, а не його самоцентрування, специфічних властивостей КМ, сил опору. Отже класичний підхід до обґрунтування самоцентрування системи «вал–рідинний АБП» обґрунтовує лише явище самоцентрування і ніяким чином не пояснює явище автоматичного балансування ротора рідиною.

### Література

1. Автоматичне балансування обертових тіл рідиною : монографія / І. В. Драч, В. П. Ройзман. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – 189 с.
2. Pashkov E. Evaluation of Gravitational Force Effect on Balancing Processes in Liquid-Type Autobalancing Devices / E. N. Pashkov, N. V. Martyushev, I. A. Masson // *Advanced Materials Research : Scientific Journal*. – 2014. – Vol. 1040. – P. 642–649.
3. Диментберг Ф. М. Изгибные колебания вращающихся валов / Ф. М. Диментберг. – М. : Изд-во АН СССР, 1959. – 246 с.
4. Гусаров А. А. Автобалансирующие устройства прямого действия / А. А. Гусаров. – М. : Наука, 2002. – 119 с.
5. Епишев Л. О. О динамической неустойчивости вращающегося ротора при неполном наливе жидкости / Л. О. Епишев // *Машиностроение и приборостроение*. – 1959. – № 2. – С. 66–74.

6. Рубановский В. Н. Устойчивость стационарных движений в примерах и задачах : учеб. пособ. / В. Н. Рубановский, В. А. Самсонов. – М., 1988. – 304 с.

7. Нестеренко В. П. Автоматическая балансировка роторов и машин со многими степенями свободы / В. П. Нестеренко. – Томск : Изд-во Том. ун-та, 1985. – 85 с.

8. Thearle E. L. (1950). Automatic dynamic balancers (P. 1. Leblanc balancer). *Machine Design*, 22, pp. 119–124.