

Ройзман В. П.

Драч І. В.

*Хмельницький
національний
університет*

Royzman V. P.

Drach I. V.

*Khmelnyskyi National
University***УДК 62.755****ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ
ПРОЦЕСУ АВТОМАТИЧНОГО
БАЛАНСУВАННЯ РОТОРІВ З
ВЕРТИКАЛЬНОЮ ВІССЮ
ОБЕРТАННЯ РІДКИМИ
РОБОЧИМИ ТІЛАМИ (ВИПАДКИ
ІДЕАЛЬНОЇ ТА В'ЯЗКОЇ РІДИНИ)**

У статті розглядається робота рідинного автобалансуючого пристрою для роторів зі змінним дисбалансом, який має вигляд порожнистої камери, частково заповненої робочими тілами (рідиною) і є пасивним регулятором прямої дії, що не потребує підведення енергії і системи керування для переміщення коригувальних мас. Розглянуто випадки ідеальної рідини і в'язкої рідини.

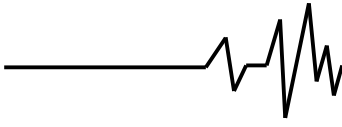
Розроблене теоретичне обґрунтування автоматичного балансування рідиною роторів з вертикальною віссю обертання відрізняється від існуючих положень врахуванням гідравлічних властивостей рідини і демпфування системи.

Теоретичний аналіз моделі процесу автоматичного балансування (самобалансування) роторів рідинними робочими тілами дозволяє встановити, що: у рідинному автобалансирі рідина прагне встановитися проти дисбалансу не тільки в зарезонансній, але й у дорезонансній зоні обертання ротора і на самому резонансі; автоматичне балансування рідиною є ефективним для пружно-деформівних роторів, роторів на пружних опорах, де наявна різниця фаз між напрямком сили від дисбалансу і прогином ротора або переміщенням ротора; ефективність автоматичного балансування залежить від відношення кутової швидкості до критичної, коефіцієнта зовнішнього опору, відношення початкового дисбалансу до дисбалансу рідини і відносних розмірів АБП; найбільший ефект балансування досягається, коли величина дисбалансу рідини близька до величини початкового дисбалансу, що зумовлено негативним впливом тертя зайвої рідини; в'язкість рідини призводить до того, що рідина може зупинитися на деякій відстані від положення зрівноваженості, тобто в'язка рідина має зони рівноваги.

Ключові слова: ротор, вібрації, автоматичне балансування (самобалансування), автобалансуючий пристрій (АБП), ефективність балансування.

Постановка проблеми. Роторні машини є класом найбільш розповсюджених виробів сучасної технології. Розвиток роторних машин відображає основну тенденцію сучасного машинобудування - забезпечення мінімальної ваги працюючих виробів при значному збільшенні їх одиничної потужності,

продуктивності, економічності та надійності. Питання зниження вібрацій, збуджуваних роторами, що обертаються, і які мають частоту першої роторної гармоніки (так званої роторної вібрації) належить до найважливіших при конструюванні, виготовленні й експлуатації практично всіх видів сучасних роторних машин.



Роторна вібрація в значній мірі визначає надійність таких машин, для яких характерними є високі частоти обертання, відносно мала жорсткість конструкції, а критичні режими часто розташовуються в межах робочих діапазонів кутових швидкостей.

Розв'язання задач, пов'язаних з проблемами зниження роторної вібрації, має за основу лінійну теорію механічних коливань. Теорія вказує й основні напрямки боротьби з вібрацією: віброізоляція; демпфування; динамічне гасіння коливань; вдосконалення методів балансування роторів, у тому числі й з урахуванням їх гнучкості.

Дана стаття пов'язана з розвитком цього останнього напрямку. Досвід показує, що вдосконалення методів і підвищення якості балансування є одним з найбільш ефективних способів зниження роторної вібрації. Всі інші вказані тут напрямки (віброізоляція, демпфування й т.д.) можуть привести до успіху тільки при умові грамотного та найуважливішого ставлення до проблеми балансування. При цьому необхідно враховувати, що задачі балансування розв'язуються на стику декількох технічних наук - технології машинобудування, динаміки й міцності машин, теорії коливань, теоретичної механіки та інших.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням балансування присвячена велика кількість публікацій вітчизняних і зарубіжних авторів, у тому числі й всесвітньо відомих: С.П. Тимошенко, J.P. Deu Hartog, K. Federn, W. Kellenberger, Бішоп, А. Meldal та багатьох інших. При цьому радянська та пострадянська школи балансування займають провідні позиції в даній галузі завдяки роботам багатьох відомих учених і фахівців: Ф.М. Диметберга, В.А. Щепетільнікова, О.О. Гусарова, М.Е. Левіта, А.И. Максименка, В.П. Ройсмана, О.В. Малигіна, Р.Г. Чоловського, В.І. Кравченка, Г.Б. Філімоніхіна, Є.Л. Позняка, Л.М. Кудряшова, Н.Я. Кушуля, А.В. Шляхтіна, Б.Т. Рунова, П.Д. Вільнера, Н.Г. Самарова, В.М. Барке та багатьох інших.

Під терміном «метод балансування» ми розуміємо сукупність умов і обмежень, у відповідності до яких визначаються значення коректуючих мас і виконується корекція початкового дисбалансу. Промисловість багато в чому повинна вважати на експеримент, а це, безумовно, приводить до здорожчання процесу створення й доводки нових виробів і далеко не завжди гарантує вибір оптимального варіанта. Тому, найбільш надійним, перспективним, а часто й єдиною можливим методом зниження вібрацій роторних машин є автоматичне балансування за допомогою пристроїв з

вільним переміщенням коректуючих мас. Автоматичне балансування – це технологічний процес суміщення головної центральної осі інерції (ГЦОІ) ротора з віссю його обертання, що здійснюється за допомогою автобалансируючих пристроїв (АБП), під якими розуміють пристрої, що автоматично зменшують на ходу дисбаланс ротора в експлуатаційних умовах.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. У багатьох роботах стверджується, що необхідною умовою зменшення вібрацій є обертання ротора з кутовою швидкістю, що перевищує критичну [1, 2, 3]. Існування балансування на докритичних режимах заперечувалось. У ході аналізу наукових праць з інженерного розрахунку, теоретичного і експериментального дослідження роботи АБП з вільним переміщенням коригувальних мас з'ясовано, що ґрунтовного теоретичного доведення вказаної умови не існує, а рідинні АБП (регулятори прямої дії, коригувальна маса яких є рідина) – є найбільш невивченими, немає для них теоретичних досліджень, конструкторських розрахунків, які б враховували властивості рідин, розміри АБП і форму стінок несучої камери. Існуюча теорія (а точніше теоретичні ствердження) рідинних АБП обмежується розглядом ідеалізованої роторної системи без демпфування і без урахування фізичних властивостей рідини.

Однак практичний досвід застосування рідинних АБП [4, 5] свідчить, що в реальних системах теоретичні висновки, одержані при розгляді ідеалізованої системи, не підтверджуються. Рідинні АБП балансують ротор на дорезонансних частотах обертання, зарезонансних і на самому резонансі

Мета дослідження. Зазначене протиріччя поставило вимогу проаналізувати роботу АБП з рідиною в реальній системі з врахуванням дії зовнішнього демпфування і специфічних властивостей рідини і розробити теорію рідинних автобалансируючих пристроїв, яка адекватна реальній системі ротор – рідинний АБП.

Основні результати дослідження. З'ясуємо, як саме і під дією яких сил відбувається переміщення рідини в камері АБП. Для цього розглянемо математичну модель переміщення рідини в камері АБП під дією зміни сумарного дисбалансу системи і прогнуймо для найпростішої роторної системи, яка містить АБП з рідиною, для вертикального гнучкого ротора на двох жорстких опорах (рис. 1.). Розглянемо випадок ідеальної рідини.

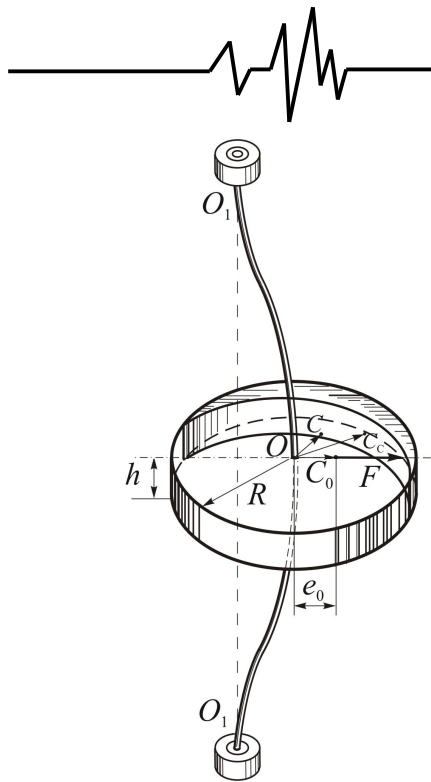


Рис. 1. Миттєве положення вала на двох опорах з АБП

Побудуємо геометричну модель поведінки системи. Сумарний дисбаланс системи ротор – рідина $\overline{D_c}$ складається з

векторної суми дисбалансу вала $\overline{D_0}$ і дисбалансу рідини \overline{D} . Нехай O – точка перетину осі вигнутого вала з площиною порожнини; O_1-O_1 – лінія підшипників; C_0 – центр мас вала, C – центр мас рідини, C_c – центр мас системи вал – рідина (рис. 1); M – маса вала, m – маса рідини; $\overline{OC} = \overline{e} = \frac{\overline{D}}{(m+M)}$

– „орієнтований” ексцентриситет центра мас рідини в системі АБП - рідина; вектор $\overline{OC_0} = \overline{e_0} = \frac{\overline{D_0}}{(m+M)}$ – „орієнтований” ексцентриситет ротора маси M ; $\overline{OC_c} = \overline{e_c} = \frac{\overline{D_c}}{(M+m)}$ – „орієнтований” сумарний ексцентриситет ротора з рідиною.

Для наочності теоретичні викладки супроводжуються комп’ютерними відеокадрами положень рідини в АБП, одержаними шляхом використання методу швидкісної відеозйомки, що докладно описаний у [5].

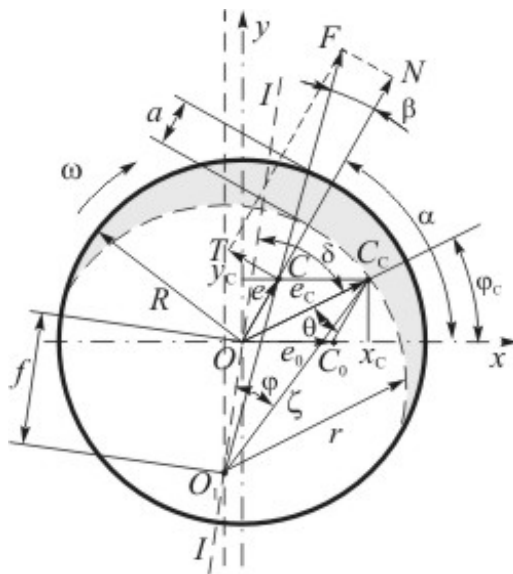
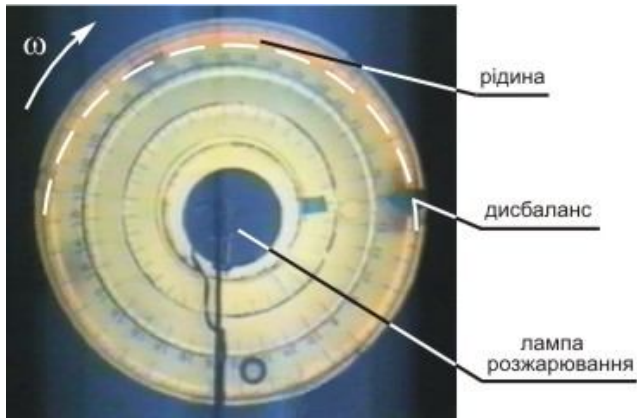


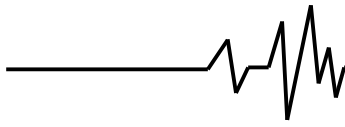
Рис. 2. Сили, які діють в АБП при наявності опору

При швидкості обертання системи $\omega < \omega_{кр}$ зовнішній опір (сили тертя в підшипниках, сили тертя циліндра об повітря і т.д.) обумовлює відставання площини прогину ($l-l$) від площини сумарного дисбалансу (OC_c) на кут δ [6] (рис. 2).

Виникаюча при цьому тангенціальна складова \overline{T} відцентрових сил інерції \overline{F}



(рис. 1) і специфічні властивості рідини (а саме, плинність, здатність будь-якого об’єму рідини як завгодно змінювати свою форму під дією як завгодно малих сил, врахування сил в’язкості тільки при розгляді досить швидких рухів, коли зрушення в рідині змінюються з досить великою швидкістю) сприяють приведенню рідини в камері АБП у положення, яке відповідає зменшенню загального дисбалансу системи



навіть на докритичній швидкості обертання. Відеоматеріали підтверджують реальність такої моделі.

Запропоновано таке фізичне пояснення одержаних результатів.

Рідина прагне зайняти положення в найбільш віддаленому місці від осі обертання, тобто в прогині. Це приводить до зміни сумарного дисбалансу системи за напрямком і величиною, оскільки величина сумарного дисбалансу $\overline{D}_c = (M + m) \cdot \overline{e}_c$ визначається як

геометрична сума векторів $\overline{D}_0 = M \cdot \overline{e}_0$ –

дисбалансу ротора і $\overline{D} = m \cdot \overline{e}$ – дисбалансу рідини й залежить від кута між цими векторами α (рис. 2), який характеризує положення рідини відносно дисбалансу ротора. Оскільки для даної кутової швидкості кут відставання прогину від сумарного дисбалансу δ є сталим, то зі зміною напрямку сумарного дисбалансу змінюється і положення прогину відносно початкового дисбалансу \overline{D}_0 (тобто кут цього відставання відносно початкового дисбалансу збільшується). Рідина слідуючи за прогином, знову змінює сумарний дисбаланс, збільшуючи кут α і зменшуючи величину сумарного дисбалансу. Це приводить до зменшення величини прогину і зміни його положення відносно \overline{D}_0 (тобто до збільшення кута відставання). Теоретично цей процес повторюється поки кут відставання α не набуде значення 180° , а прогин не набуде мінімального значення (або 0 – при повному зрівноваженні). Покажемо це аналітично [4].

Сумарний ексцентриситет ротора з рідиною визначимо як

$$e_c = \sqrt{x_c^2 + y_c^2} = e \sqrt{1 + 2k \cos \alpha + k^2}.$$

де $k = \frac{D_0}{D}$ – відношення дисбалансів ротора і рідини.

Аналіз геометричної моделі (рис. 2) показує, що умовою рівноваги рідини без врахування сил натягу є відсутність тангенціальної складової, або:

$$\operatorname{tg} \beta = 0, \text{ або}$$

$$f[\operatorname{tg} \alpha \cos(\delta + \varphi_c) - \sin(\delta + \varphi_c)] = 0.$$

Останнє рівняння розкладається на дві умови (нуль в індексі відповідає значенням кутів для положення рівноваги рідини ($\beta = 0$)):

$$f = 0; \quad (1 \text{ а})$$

$$\operatorname{tg} \alpha_0 \cos(\delta + \varphi_{0c}) - \sin(\delta + \varphi_{0c}) = 0. \quad (1 \text{ б})$$

Умова (1 а) відповідає випадку відсутності прогину, що суперечить умові задачі для пружно-деформівного ротора. А з умови (1 б)) випливає, що при рівновазі рідини

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \operatorname{tg}(\delta + \varphi_{0c}).$$

Враховуючи значення e , e/e_0 , e_c і, що $\theta = \alpha - \varphi_c$ [4], одержуємо

$$\sin \alpha_0 = \frac{1}{k} \sin \delta \sqrt{1 + 2k \cos \alpha_0 + k^2}. \quad (2)$$

З рівності (2) слідує, що при відсутності зовнішнього опору в системі ($\delta = 0$, $k \neq 0$) положення рівноваги рідини співпадає за кутом з положенням дисбалансу ротора ($\alpha = 0$), що відповідає висновку про те, що в системі без зовнішнього демпфування рідина збільшує дисбаланс.

Шляхом алгебраїчних перетворень виразу (2) при $\delta \neq 0$, $k \neq 0$ одержимо вираз для визначення кута α_0 , який відповідає положенню рівноваги рідини ($\beta = 0$):

$$\alpha_0 = \pi - \arccos\left(\sin^2 \delta + \sqrt{(\sin^2 \delta - 1) \cdot (\sin^2 \delta - k^2)}\right) \quad (3)$$

Проаналізувавши вираз (3), одержимо, що

– аргумент арккосинуса додатний вираз, а тому навіть на докритичних частотах обертання

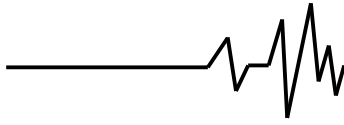
ротора при $\delta \in \left(0, \frac{\pi}{2}\right)$ кут $\alpha_0 \in \left(\frac{\pi}{2}, \pi\right)$.

Ефективність балансування характеризується відношенням відхилень від осі обертання центра мас системи без рідини і з рідиною λ_0 :

$$\lambda_0 = \frac{k}{\sqrt{1 + 2k \cos \alpha_0 + k^2}}; \quad (4)$$

– при $1 + 2k \cos \alpha_0 + k^2 = 0$ буде повне зрівноважування, звідки єдиним розв'язком буде $k = 1$ при $\cos \alpha_0 = -1$, тобто при $\alpha_0 = \pi$. Отже, найбільший ефект балансування досягається, коли величина дисбалансу рідини, яка бере участь у балансуванні, буде близька до початкової величини дисбалансу ротора ($k \approx 1$). Рідина, яка не бере участі у балансуванні, розташовується концентричними колами, не впливаючи на сумарний дисбаланс системи.

Вирази (2) і (4) неявно містять відношення кутової швидкості до критичної, коефіцієнт зовнішнього опору, відношення початкового дисбалансу до дисбалансу рідини і відносні розміри АБП. Одержані аналітичні залежності між цими параметрами дозволяють розв'язувати прикладні питання підбору



оптимальних параметрів рідинного АБП для заданої роторної системи, визначати вплив зміни параметрів системи ротор – АБП – рідина на ефективність процесу балансування [4].

Внутрішнє тертя між шарами реальної рідини заважає її руху і створює ефект запізнення включення в'язкої рідини в автобалансування. Із зменшенням кута β тангенціальна складова T відцентрової сили зменшується і в якийсь момент не зможе подолати силу тертя. Тому при наявності в'язкості зрівноважування дисбалансу буде неповним.

Розглянемо більш докладніше вплив в'язкості рідини на її поведінку в камері АБП.

На відміну від ідеальних рідин у реальних рідинах при русі одних шарів рідини відносно інших діють сили, які дотичні до площин дотикання шарів. Ці сили називають силами в'язкого тертя (силами внутрішнього тертя) або силами в'язкості [7]. Уявно рідину можна поділити на нескінченну кількість шарів. Вздовж стінок камери досить тонкий шар рідини прилипає до поверхні і утворює примежовий шар. Його швидкість дорівнює швидкості системи. У межах цього шару сили в'язкості є настільки ж істотними, як і сили інерції. За межами примежового шару швидкість шарів рідини зменшується по мірі віддалення від стінок і вплив в'язкості тут зменшується відповідно. При відносному переміщенні на кожний з шарів діють сили. З боку шару, швидкість якого більша, діє сила на шар, швидкість якого менша. Напрямок цієї сили збігається з напрямком руху рідини. З боку шару, швидкість руху якого менша, на шар, що рухається з більшою швидкістю, діє сила, яка напрямлена у протилежний бік від руху рідини, тобто вона цей шар гальмує.

В'язкість – це властивість рідин, що характеризує опір їх течії під дією зовнішніх сил. За Ньютоном сила внутрішнього тертя в рідині пропорційна зміні швидкості в шарах

рідини, а коефіцієнт пропорційності, який називають динамічним коефіцієнтом внутрішнього тертя або коефіцієнтом в'язкості чи просто в'язкістю, залежить від природи і стану рідини [8]. Коли рідина знаходиться у відносному спокої, то ця сила обертається на нуль.

На рідину, що почала рухатися зі стану абсолютного спокою, діє сила внутрішнього тертя. Цей вид тертя обумовлений тертям у рідині, а тому він має місце в камерах з як завгодно малою шорсткістю стінок.

Величина втрат енергії, що витрачається на роботу сил опору в одиницях сил тиску дорівнює [8]

$$\Delta P = \frac{4F_T}{\pi d^2},$$

де d – діаметр перерізу камери.

Звідки

$$F_T = \frac{\pi}{4} \Delta P \cdot d^2.$$

За формулою Дарсі [8] маємо

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \rho \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2},$$

де l – довжина камери; v – середня швидкість за течією.

При невеликих швидкостях (при $Re < Re_{кр}$) сила тертя обумовлена в основному в'язкістю рідини і коефіцієнт опору тертя $\epsilon - \lambda = \frac{64}{Re}$, що впливає з закону Пуазейля – Гагена [8].

Оскільки $Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{v\rho d}{\mu}$ (де ν – кінематична в'язкість рідини, μ – динамічна в'язкість рідини),

то $\lambda = \frac{64 \cdot \mu}{v\rho \cdot d}$. І, отже,

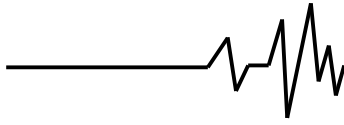
$$\begin{aligned} F_T &= \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \rho \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} = \frac{\pi d^2 \rho \cdot 64 \mu \cdot l \cdot v^2}{8 d^2 \cdot v\rho} = 8\pi \mu \cdot l \cdot v = 8\pi \mu \cdot \frac{\pi R \xi}{180} \cdot \omega \cdot |O_1C| = \\ &= \frac{8\pi^2 \mu \cdot R \xi \cdot \omega}{180} \sqrt{(e \cos \alpha + f \cos(\delta + \varphi_c))^2 + (e \sin \alpha + f \sin(\delta + \varphi_c))^2}, \end{aligned}$$

де ξ – центральний кут, що визначає довжину дуги руху рідини.

У цьому випадку сила тертя пропорційна швидкості обертання камери, в'язкості рідини.

Це тертя в реальних системах призводить до того, що рідина може зупинитися

не в обумовленому рівнянням (3) положенні рівноваги, а на деякій відстані від нього, тобто рідина має зони рівноваги. Межі зон рівноваги визначаються з умови рівноваги тертя рідини (F_T) і тангенціальної складової (T) відцентрових сил інерції рідини:



$F_T = T$ або, враховуючи, що $T = F \cdot \sin\beta$,
одержимо $\sin\beta = \frac{F_T}{F}$ або

$$\sin\beta = \frac{8\pi^2 \mu \cdot R \cdot \xi \cdot \omega \left| \overline{O_1 C} \right|}{180 \cdot m \cdot \omega^2 \left| \overline{O_1 C} \right|} = \frac{8\pi^2 \mu \cdot R \cdot \xi}{180 \cdot m \cdot \omega}$$

Скористаємось тригонометричною залежністю $\operatorname{tg}\beta = \frac{\sin\beta}{\pm\sqrt{1-\sin^2\beta}}$. Тоді зони

рівноваги визначаються нерівностями

$$-\frac{\frac{8\pi^2 \mu \cdot R \cdot \xi}{180 \cdot m \cdot \omega}}{\sqrt{1-\left(\frac{8\pi^2 \mu \cdot R \cdot \xi}{180 \cdot m \cdot \omega}\right)^2}} \leq \operatorname{tg}\beta \leq \frac{\frac{8\pi^2 \mu \cdot R \cdot \xi}{180 \cdot m \cdot \omega}}{\sqrt{1-\left(\frac{8\pi^2 \mu \cdot R \cdot \xi}{180 \cdot m \cdot \omega}\right)^2}}$$

Ці нерівності містять кутову швидкість ротора, тобто межі областей положення рівноваги в'язкої рідини залежать від кутової швидкості. Її збільшення веде до звуження меж зон рівноваги, тобто в'язка рідина намагається зупинитись точно проти дисбалансу. Із зменшенням дисбалансу ротора зменшується роль сил інерції, що діє на рідину, і збільшується роль сил тертя.

Ці нерівності містять коефіцієнт μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини, тобто межі областей положення рівноваги в'язкої рідини залежать від її внутрішнього тертя. При збільшенні в'язкості межі зон рівноваги розширюються.

Внутрішнє тертя між шарами реальної рідини заважає її руху. Із зменшенням кута β тангенціальна складова T відцентрової сили зменшується і в якийсь момент не зможе подолати силу тертя. Тому при наявності в'язкості зрівноважування дисбалансу буде неповним. Що і підтверджують результати експериментів, одержані методом швидкісної відеозйомки.

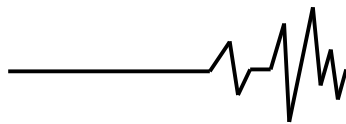
Враховуючи віброреологічні ефекти, описані в [9], основні положення розробленої теорії можна перенести на сипкі середовища. Тобто в камері АБП сипкі середовища якісно будуть поводити себе аналогічно до поведінки рідини.

Висновки. У статті наведено теоретичне узагальнення та нове, узгоджене з експериментальними фактами, розв'язання задачі про автоматичне балансування роторів машин с вертикальною віссю обертання пасивними АБП з рідиною, яке відрізняється від існуючих положень врахуванням гідравлічних властивостей рідини і демпфування системи. Теоретичний аналіз моделі процесу

автоматичного балансування (самобалансирування) роторів рідинними робочими тілами дозволяє встановити, що: автоматичне балансування рідиною є ефективним для пружно-деформівних роторів, роторів на пружних опорах, де наявна різниця фаз між напрямком сили від дисбалансу і прогином ротора або переміщенням ротора; у рідинному автобалансируванні рідина прагне встановитися проти дисбалансу не тільки в зарезонансній, але й у дорезонансній зоні обертання ротора і на самому резонансі; ефективність автоматичного балансування залежить від відношення кутової швидкості до критичної, коефіцієнта зовнішнього опору, відношення початкового дисбалансу до дисбалансу рідини і відносних розмірів АБП; в'язкість рідини призводить до того, що рідина може зупинитися на деякій відстані від положення зрівноваженості, тобто в'язка рідина має зони рівноваги; найбільший ефект балансування досягається, коли величина дисбалансу рідини близька до величини початкового дисбалансу, що зумовлено негативним впливом тертя зайвої рідини. Переваги балансування на докритичному діапазоні частот обертання проявляються при критичній швидкості, що виражається в полегшенні переходу через резонансні і критичні частоти обертання.

Список використаних джерел

1. Гусаров А.А. Балансировка роторов машин: в 2 кн. / А.А. Гусаров; [отв. ред. С.М.Каплунов]; Ин-т машиноведения им. А.А.Благонравова. – М.: Наука, 2004. – Кн. 2. – 2005. – 383 с.
2. Куинджи А.А. Автоматическое уравновешивание роторов быстроходных машин / А.А. Куинджи, Ю.А. Колосов, Ю.И. Народицкая – М.: Машиностроение, 1974. – 152 с.
3. Нестеренко В.П. Теория и практика устройств автоматической балансировки роторов: Автореф. дисс. на стиск. учен. степ. д-ра техн. наук : спец. 05.02.18 / Новосиб. электротехн. ин - т. – Новосибирск, 1990. – 34 с.
4. Ройзман В.П. Теория автоматического балансування роторів машин рідинними робочими тілами / В.П. Ройзман, І.В. Драч, В.П. Ткачук // Вібрації в техніці та технологіях. – 2007. – №2. – С.45-50.
5. Royzman V. Improving theory for automatic balancing of rotating rotors with liquid self balancers / V.Royzman, I.Drach // ISSN 1392 – 1207. MECHANIKA. – 2005. – Nr.4(54). – P. 38-44.



6. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин / А.С. Гольдин. – М.: Машиностроение, 2000. – С. 20.

7. Дущенко В.П. Загальна фізика: Фізичні основи механіки: Молекулярна фізика і термодинаміка: Навч. посіб./ В.П. Дущенко, І.М. Кучерук. – К.: Вища шк., 1993. – 431 с.

8. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости): Учебное пособие для вузов / А.Д. Альтшуль, П.Г. Кисельов. – М.: Стройиздат, 1975. – С. 24-25.

9. Блехман И.И. Что может вибрация? / И.И. Блехман. – М.: Наука. Гл.ред.физ.-мат. лит., 1988. – 208 с.

Список джерел в транслітерації

1. Husarov A.A. Balansuvannya rotoriv mashyn: v 2 kn. / A.A. Husarov; [Vidp. red. S.M.Kaplunov]; In-t mashynoznavstva im. A.A.Blahonravova. – М.: Nauka, 2004. – Kn. 2. – 2005. – 383 с.

2. Kuyindzhi A.A. Avtomatychne urivnovazhennya rotoriv shvydkokhidnykh mashyn / A.A. Kuyindzhi, Yu.A. Kolosov, Yu.I. Narodytskaya - М.: Mashynobuduvannya, 1974. – 152 s.

3. Nesterenko V.P. Teoriya i praktyka prystroyiv avtomatychnoho balansuvannya rotoriv: Avtoref. dys. na stisk. vchenyy. step. d-ra tekhn. nauk: spets. 05.02.18 / Novosyb. elektrotekhn. in-t. – Novosybirsk, 1990. – 34 s.

4. Royzman V.P. Teoriya avtomatychnoho balansuvannya rotoriv mashyn ridinnimi robochymy tilami / V.P. Royzman, I.V. Drach, V.P. Tkachuk // Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh. – 2007. – №2. – S. 45–50.

5. Royzman V. Improving theory for automatic balancing of rotating rotors with liquid self balancers / V.Royzman, I.Drach // ISSN 1392 – 1207. MECHANIKA. – 2005. – Nr.4(54). – P. 38-44.

6. Holdin A.S. Vibratsiya rotornykh mashyn / A.S. Holdin. – М.: Mashynobuduvannya, 2000. – С. 20.

7. Dushchenko V.P. Zahalna fizyka: Fizychni osnovy mekhaniky: Molekulyarna fizyka y termodynamika: Navch. posib. / V.P. Dushchenko, I.M. Kucheruk. – К.: Vyshcha shk., 1993. – 431 s.

8. Altshul A.D. Hidravlika ta aerodynamika (Osnovy mekhaniky ridyny): Navchalnyu posibnyk dlya vuziv / A.D. Altshul, P.H. Kyselov. – М.: Stroyzdat, 1975. – S. 24–25.

9. Blekhman I.I. Shcho mozhe vibratsiya? / I.I. Blekhman. – М.: Nauka. Hl.red.fiz.-mat. lyt., 1988. – 208 s.

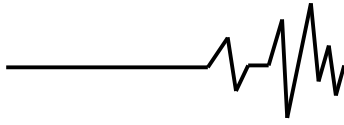
ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА АВТОМАТИЧЕСКОГО БАЛАНСИРОВАНИЯ РОТОРОВ С ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСЬЮ ВРАЩЕНИЯ ЖИДКИМИ РАБОЧИМИ ТЕЛАМИ (СЛУЧАИ ИДЕАЛЬНОЙ И ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТЕЙ)

Аннотация. В статье изучается работа жидкостных устройств автоматической балансировки для роторов с изменяющимся дисбалансом, которые имеют вид полых камеры, частично заполненной рабочими телами (жидкостью) и являются пассивными регуляторами прямого действия, не нуждающимися в подводе энергии и системы управления для перемещения корректирующих масс. Рассмотрены случаи идеальной и вязкой жидкостей.

Разработанное обоснование автоматической балансировки жидкостью роторов с вертикальной осью вращения отличается от существующих положений учетом гидравлических свойств жидкости и демпфирования системы.

Теоретический анализ процесса автоматической балансировки (самобалансировки) роторов жидкими рабочими телами дает возможность установить, что: в жидкостном автобалансире жидкость стремится установиться против дисбаланса не только в зарезонансной, но и в дорезонансной зоне вращения ротора и на самом резонансе; автоматическая балансировка жидкостью является эффективной для упруго-деформируемых роторов, роторов на упругих опорах, где существует разность фаз между направлением силы от дисбаланса и прогибом ротора или перемещением ротора; эффективность автоматической балансировки зависит от отношения угловой скорости к критической, коэффициента внешнего сопротивления, отношения начального дисбаланса к дисбалансу жидкости и относительных размеров АБУ; наибольший эффект балансировки достигается, когда величина дисбаланса жидкости близка к величине начального дисбаланса, что предопределенно негативным влиянием трения лишней жидкости; вязкость жидкости приводит к тому, что жидкость может останавливаться на некотором расстоянии от положения уравниваемости, то есть вязкая жидкость имеет зоны равновесия.

Ключевые слова: ротор, вибрации, автоматическая балансировка (самобалансировка), автобалансирующее



устройство (АБУ), эффективность
балансировки.

**THEORETICAL STUDY OF THE PROCESS OF
AUTOMATIC ROTOR BALANCING WITH
VERTICAL ROTATION AXIS BY LIQUID
WORKING BODIES (IDEAL AND VISCOUS
LIQUID CASES)**

Annotation. The article deals with the work of a liquid auto-balancing unit for rotors with variable imbalance, looked like cavity chamber partially filled with working bodies (liquid) and a passive regulator of the direct action that doesn't require power supply and control system for or correcting masses movement. It analyses ideal and viscous liquid cases.

The developed theoretical analyses of automatic balancing fluid rotors with vertical rotation axis differs from the existing principles taking into account the hydraulic fluid characteristics and damping of the system.

The process of the theoretical analysis of the model of automatic rotor balancing (self-

balancing) by liquid working bodies allows to make a conclusion that in the liquid self-balancer liquid aims to settle itself against imbalance not only in above resonance but also in preresonance rotator rotation as well as at the resonance itself; automatic balancing by liquid is effective for elastic strained rotors, rotors on elastic bearings, where there is a difference between force direction from imbalance and flexure or shift of rotor; effectiveness of automatic balancing depends on the ratio of the angular velocity to the critical one and the factor of external resistance, the ratio of the initial imbalance to the liquid imbalance and ABU's relative proportions, the most effective balancing is gained when the ratio of the liquid imbalance is closer to the ratio of the initial one, due to the negative impact of the excess fluid friction, viscosity of the liquid causes that fluid can stop on some distance from balancing position and viscous liquid has balance areas.

Key words: rotor, vibrations, automatic balancing (self-balancing), auto-balancing unit (ABU), effectiveness, balancing.