

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

Яцун Володимир Володимирович



УДК 62-752+62-755 : 621.634

**ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ПАСИВНИХ
АВТОБАЛАНСИРІВ ПРИ ЗРІВНОВАЖЕННІ
КРИЛЬЧАТОК ОСЬОВИХ ВЕНТИЛЯТОРІВ**

05.02.02 – машинознавство

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Львів – 2010

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано в Кіровоградському національному технічному університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор **Філімоніхін Геннадій Борисович**, Кіровоградський національний технічний університет, професор кафедри деталей машин та прикладної механіки

Офіційні опоненти: заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор **Ройзман Вілен Петрович**, Хмельницький національний університет, завідувач кафедри прикладної механіки

кандидат технічних наук, доцент **Сороківський Олег Ігорович**, Національний університет "Львівська політехніка", доцент кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки

Захист відбудеться 21 квітня 2010 р. о 15 годині на засіданні спеціалізованої вченої Ради Д 35.052.06 при Національному університеті "Львівська політехніка" за адресою: 79013, м. Львів, вул. Бандери, 12, навчальний корпус №14, ауд.61.

З дисертацією можна ознайомитися в науковій бібліотеці Національного університету "Львівська політехніка" за адресою: 79013, м. Львів, вул. Професорська, 1.

Автореферат розісланий "12" березня 2010 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Ю.П. Шоловій

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Осьові вентилятори широко застосовуються в системах повітряного опалення, проточній і витяжній вентиляції різних технологічних установок, промислових підприємств, будинків і споруд, для комплектації виробів машинобудування тощо. Їх крильчатки мало захищені від потрапляння пилу, корозії, зношування під дією твердих абразивних частинок. Чищення крильчаток спричиняє їх зношування і деформації. Разом ці фактори призводять до розбалансування крильчатки і як наслідок, до погіршення роботи вентилятора, збільшення навантажень на підшипники та їх руйнування. Оскільки в процесі роботи вентилятора дисбаланс крильчатки постійно змінюється, то її доцільно добалансовувати неперервно - на ходу.

В ряді патентів вказується на можливість застосування пасивних автобалансирів (АБ) для зрівноваження на ходу крильчаток осьових вентиляторів та наводяться окремі технічні рішення. Проте за наявними матеріалами на сьогодні не досліджена працездатність АБ при цьому, зокрема не досліджений вплив на процес автобалансування як аеродинамічних сил, так і інших параметрів вентиляторної машини і АБ. Дисертаційна робота надолужує цю неповноту.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до держбюджетних тем: "Зрівноваження обертових тіл пасивними автобалансирами", держреєстрація № 0105U001506, період виконання 2005-2006 рр.; „Динаміка обертових тіл з автобалансирами”, держреєстрація № 0108U001326, період виконання 2008-2009 рр., і планами наукових робіт кафедри сільськогосподарського машинобудування КНТУ.

Мета і задачі досліджень. Мета досліджень – дослідити процес зрівноваження пасивними АБ крильчаток осьових вентиляторів з метою забезпечення працездатності АБ.

Для досягнення цієї мети треба розв'язати такі **задачі досліджень**.

1. Поліпшити конструкцію АБ для зрівноваження осьових вентиляторів, розробити алгоритми розрахунку основних параметрів АБ при такому застосуванні.

2. Розробити математичну модель вентиляторної машини, що описує процес автобалансування крильчатки із врахуванням аеродинамічних сил, і з її застосуванням визначити параметри системи, що впливають на цей процес та умови існування і настання режиму автобалансування.

3. Створити експериментальну установку, дослідити зразки АБ і дослідити процес автобалансування та працездатність різних типів АБ при зрівноваженні крильчаток осьових вентиляторів.

4. Дослідити процес автобалансування, визначити вплив параметрів АБ та вентилятора на цей процес твердотільним комп'ютерним моделюванням.

Об'єкт дослідження – процес зрівноваження пасивними АБ змінного дисбалансу крильчаток осьових вентиляторів.

Предмет дослідження – умови працездатності пасивних АБ при зрівноваженні крильчатки осьового вентилятора.

Методи дослідження. Вірогідність теоретичних досліджень забезпечена використанням методів прикладної механіки, теорії зрівноваження роторів машин, зокрема, пасивними АБ. Вірогідність експериментальних досліджень забезпечена проведенням експериментів і обробкою результатів відповідно до державних і міжнародних стандартів, що стосуються осьових вентиляторів. Вірогідність результатів комп'ютерного моделювання забезпечена використанням програми SolidWorks і її модуля Cosmos Motion, спеціально призначених для моделювання динаміки зв'язаних твердих тіл.

Наукова новизна одержаних теоретичних результатів.

Вперше розроблена математична модель вентиляторної машини, що складається з ротора, крильчатки, АБ, в'язко-пружних опор, що утримують ротор, що враховує аеродинамічні сили і у її рамках виділені параметри системи, що впливають на процес автобалансування.

Аналізом розробленої математичної моделі уперше встановлено, що:

- аеродинамічні сили не заважають існуванню режиму автобалансування, як одного з можливих режимів руху вентиляторної машини, але впливають на умови його настання;
- у разі осесиметричних опор, в залежності від аеродинамічних сил і масо-інерційних характеристик рухомих частин машини у неї існують одна, дві чи три критичні швидкості обертання крильчатки і автобалансування, відповідно, настає при перевищенні єдиної критичної швидкості, між першою і другою, або – між першою і другою, та над третьою критичними швидкостями, знайдені аналітичні вирази для цих швидкостей;
- аеродинамічні сили дещо зменшують діапазони кутових швидкостей обертання крильчатки, на яких настає автобалансування, а розміщення ротора крильчатки у важкому корпусі може призвести до збільшення кількості і зміни величин критичних швидкостей, знайдені аналітичні вирази для змінених критичних швидкостей.

Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що проведені у роботі дослідження – аналітичні, експериментальні, з комп'ютерного моделювання дають достатньо повну інформацію із застосування і забезпечення працездатності різних типів кульових (роликів) АБ для зрівноваження на ходу крильчаток осьових вентиляторів. Вони можуть бути використані як технічні рекомендації на етапах проектування, розрахунку і підбору основних параметрів АБ для осьових вентиляторів.

Результати дисертаційної роботи апробовані на підприємстві по виготовленню осьових вентиляторів і градирень ПП «ГРАДВЕНТ» м. Харків, де прийнято рішення про доцільність серійного виробництва АБ.

Результати роботи використовуються у навчальному процесі кафедри деталей машин та прикладної механіки Кіровоградського національного технічного університету і увійшли у заключний звіт №0207U000884 з держбюджетної теми "Зрівноваження обертових тіл пасивними автобалансирами", держреєстрація № 0105U001506, та до звіту за 2008 рік по держбюджетній темі „Динаміка обертових тіл з автобалансирами”, держреєстрація № 0108U001326.

Особистий внесок здобувача. Всі результати, що складають наукову новизну, отримані особисто здобувачем. У роботах з співавторами здобувачем: [1] – узагальнено досвід застосування АБ для зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів на ходу; [2] – експериментально визначені особливості роботи різних типів кульових АБ при зрівноважуванні крильчатки осьового вентилятора; [3] – комп’ютерним моделюванням визначений вплив типу АБ і параметрів системи на процес автобалансування; [4] – експериментально встановлено, що єдиним джерелом вібрації є незрівноважена крильчатка, АБ зменшує вібрації за рахунок приходу куль у те положення, у якому вони зрівноважують статичний дисбаланс крильчатки, оцінена ефективність зменшення вібрацій АБ; [5] – знайдений головний вектор і момент аеродинамічних сил, що діють на обертovu крильчатку при її невеликих рухах у початково нерухомому ідеальному нестисливому повітрі; [8] – розроблені конструкції однорядних АБ з рухомими перегородками для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання на ходу; [9] – поліпшені конструкції однорядних АБ з перегородками зменшенням металоємності конструкції.

Апробація результатів дисертації. Основні наукові результати дисертації обговорювалися на: XXXVI–XXXIX наукових конференціях викладачів, аспірантів та співробітників КНТУ (2006-2009 рр.); VIII Міжнародній науково-технічній конференції “Вібрації в техніці та технологіях” (Дніпропетровськ, 2007 р.), 9-му міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (2009), міжнародній науково-технічній конференції “Динаміка, надійність і довговічність механічних і біомеханічних систем та елементів конструкцій” Севастопольського національного технічного університету (2009). У повному обсязі дисертація доповідалася і обговорювалася на розширеному засіданні кафедри сільськогосподарського машинобудування КНТУ (2009 р.), науковому семінарі секції „машинознавства” при Національному університеті „Львівська політехніка” (2009).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 9 наукових праць, серед яких: 6 наукових статей, надрукованих у фахових виданнях України; 1 теза доповідей, 2 патенти України.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних літературних джерел, трьох додатків. Вона включає 166 сторінок тексту комп’ютерного набору, 62 рисунки, 4 таблиці, 3 додатки, викладені на 8 сторінках та список використаних джерел з 102 найменувань. Загальний обсяг дисертації – 148 сторінок.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульована мета і задачі досліджень, подано загальну характеристику роботи.

У **розділі 1** оцінюється стан питання, формулюються мета і задачі досліджень, обираються методи досліджень та наводиться послідовність розв’язання ними поставлених задач.

Проведений огляд основних робіт з дослідження машин, призначених

для подачі і переміщення рідини та газу, зокрема робіт Брусиловського І.В., Грімтіліна О.М., Іванова О.П., Полякова В.В., Сторожева В.П., Талієва В.М., Черкаського В.М., Шліпченка З.С. та інших вчених. Встановлено, що основним джерелом вібрацій осьових вентиляторів є дисбаланс їх крильчаток. Зрівноваження крильчаток до початку експлуатації вентилятора забезпечує допустимий рівень вібрацій тільки на початковий термін експлуатації, бо їх дисбаланс постійно змінюється при експлуатації через налипання на лопаті крильчатки бруду, пилу, абразивне зношування лопатей, їх деформації тощо.

Проведений огляд літератури із зрівноваження на ходу крильчаток осьових вентиляторів пасивними АБ, зокрема робіт і патентів Гусарова А.А., Філімоніхіна Г.Б., Brianza A., Bucher C., Faudeccdale F., Hugbart J.-P., Jahnson R.H., Godichon A., Goodrich E.A., Oaks S., Trionfetti G., Wagner K.J. та інших вчених. Встановлено, що відповідно до наявних технічних рішень крильчатки зрівноважуються статично одним АБ, розташованим як можна ближче до площини крильчатки (оптимальне місце розташування – обтічник вентилятора). Найкраще підходять кульові і роликові АБ, як звичайні, так і з нерухомими перегородками. Для підвищення співосності бігової доріжки коригувальних вантажів (КВ) і подовжньої осі ротора корпус АБ насаджується на вал крильчатки. Встановлено, що зазначені АБ потребують поліпшення конструкції, бо звичайні АБ потребують для розгону куль мастила, а отже і герметизації корпусу АБ, а АБ із перегородками мають асиметрію балансувальної ємності. Встановлено, що на сьогодні немає алгоритмів розрахунку параметрів АБ при такому застосуванні.

Проведений огляд основних результатів теорії роторних машин і АБ, які можна застосувати для наближеного визначення умов працездатності АБ при зрівноваженні крильчаток осьових вентиляторів, зокрема робіт Блехмана І.І., Горбенка О.М., Горошка О.О., Гусарова А.А., Кельзона А.С., Кравченка В.І., Кузьо І.В., Кушуля М.Я., Малащенко В.О., Нестеренка В.П., Пятецького В.О., Ройзмана В.П., Сороківського О.І., Філімоніхіна Г.Б., Щепетильникова В.А., Харченка Є.В., Циманського Ю.П., Яковлева В.І., Chung J., Rajalingham C. та інших вчених. Відповідно до результатів загальної теорії АБ у випадку жорсткого ротора на осесиметричних опорах, який статично зрівноважує один АБ, в залежності від масо-інерційних характеристик обертових частин, у ротора існує одна, дві чи три критичні швидкості (за термінологією – Блехмана І.І., Гусарова А.А., Кельзона А.С. тощо) і автобалансування, відповідно, настає при перевищенні єдиної критичної швидкості, між першою і другою, або між першою і другою та над третьою критичними швидкостями. При осьовій асиметрії опору кожна критична швидкість може розпастися на дві. При цьому не з'ясовано, як параметри системи впливають на швидкість настання автобалансування. Ці результати застосовні для вентиляторів при каналному (закритому) встановленні. При відкритому встановленні на рух ротора з крильчаткою істотно впливають аеродинамічні сили. Огляд наявних робіт показав, що на сьогодні у моделях роторів машин аеродинамічні сили не враховані і не з'ясовано, як вони впливають на умови існування і стійкості

режиму автобалансування, на критичні швидкості роторної машини.

За результатами цих оглядів формуються мета та задачі досліджень.

Проведений огляд літератури з визначення аеродинамічних сил, що діють на крила та повітряні гвинти, зокрема робіт Абрамовича Г.Н., Александрова В.Л., Гессо А., Загордана А.М., Краснова М.Ф., Лойцяньського Л.Г., Мейєрса Г., Міля М.Л., Пейна П.Р., Прандля Л., Юрьєва Б.М. та інших вчених. Обрані методи розрахунку цих сил. Обрані методи теоретичних, експериментальних і комп'ютерних методів досліджень процесу автобалансування. Докладніше обрані методи описані при освітленні результатів відповідних розділів. Наведена послідовність розв'язання ними поставлених задач досліджень.

У розділі 2 „Математична модель зрівноваження АБ крильчатки осьового вентилятора”: знайдені аеродинамічні сили, що діють на крильчатку в початково нерухомому ідеальному нестисливому повітрі; розроблена математична модель вентиляторної машини, що складається з ротора, крильчатки, АБ, в’язко-пружних опор, що утримують ротор, що враховує аеродинамічні сили; отримані диференціальні рівняння руху системи; знайдені умови існування режиму автобалансування та визначені параметри системи, що впливають на процес автобалансування; із застосуванням інженерного (емпіричного) критерію настання автобалансування аналітично визначені діапазони швидкостей, на яких можливе автобалансування при певних співвідношеннях між параметрами системи. Результати розповсюджені на випадок встановлення ротора у корпус, а корпуса – на в’язко-пружні опори.

Були визначені головні вектор $\mathbf{R}$ і момент $\mathbf{M}$ аеродинамічних сил, що діють на крильчатку при її невеликих рухах у початково нерухомому ідеальному повітрі, в проекціях на рухомі осі $D\xi\eta\zeta$ (рис. 1), у яких вісь ζ спрямована по подовжній осі крильчатки, і які рухаються з нею без обертання навколо подовжньої осі ζ . Для цього, відповідно до класифікації Александрова В.Л. була застосована теорія несучого гвинта 3-го типу (різновид теорії Собінова-Юрьєва за додатковими припущеннями Загордана). Ці проекції мають вигляд:

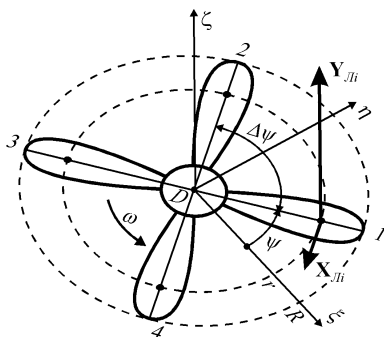


Рис. 1. Визначення головного вектора $\mathbf{R}$ і
момента $\mathbf{M}$ аеродинамічних сил

$$R_{\xi} = -nB_0\omega r \left(\frac{\omega_{\xi}}{\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\xi}}{r} \right);$$

$$R_{\eta} = -nB_0\omega r \left(\frac{\omega_{\eta}}{\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\eta}}{r} \right);$$

$$R_\zeta = nE_0\omega^2 r^2 \left(1 - \frac{v_{D\zeta}}{\alpha_{A0}\omega r} \right);$$

$$M_{\xi} = -nB_0\omega r^3 \left(\frac{\omega_{\xi}}{2\alpha_{A0}} + \frac{v_{D\xi}}{r} \right);$$

$$M_{\eta} = -nB_0\omega r^3 \left(\frac{\omega_{\eta}}{2\alpha_{40}} + \frac{v_{D\eta}}{r} \right);$$

$$M_\zeta = -nB_0\omega^2 r^2 \left(1 - \frac{2v_{D\zeta}}{\alpha_{A0}\omega r} \right), \quad (1)$$

де: $B_0 = c_{y0} \rho F_L / 2$; $B_0 = c_{x0} \rho F_L r / 2$; $r = kR$, $k \approx 0,7$; (2)

F_L – площа лопаті, n – їх кількість; R – радіуса гвинта; ρ – питома вага повітря; $\omega_\xi, \omega_\eta, \omega$ – проекції кутової швидкості обертання крильчатки, а $v_{D\xi}, v_{D\eta}, v_{D\zeta}$ – швидкості т. D (центра крильчатки) на осі $D\xi\eta\zeta$; c_{y0}, c_{x0} ($c_{y0} \gg c_{x0}$) – коефіцієнти підйомної сили профілю і профільного опору у перерізі r лопаті при нерухомому корпусі вентилятора і початково нерухомому повітрі, α_{A0} – відповідний аеродинамічний кут атаки.

Описана математична модель ротора з крильчаткою і статичним дисбалансом, що зрівноважується багатокульовим (роликовим) АБ (рис. 2-4).

Осесиметричний ротор і крильчатка, загальною масою M , насаджені на жорсткий невагомий або вагомий вал, маса якого віднесена до маси ротора. Вал утримують в'язко-пружні опори. Центр мас ротора із крильчаткою – у точці G . Крильчатка вважається плоскою. Складова ω швидкості обертання ротора навколо подовжньої осі є сталою. В'язко-пружні властивості опор характеризують коефіцієнти жорсткості $c_{1x}, c_{1y}, c_{2x}, c_{2y}, c_{2z}$ і в'язкості $h_{1x}, h_{1y}, h_{2x}, h_{2y}, h_{2z}$. Статичний дисбаланс крильчатки $\bar{s}$ утворюється точковою масою m_0 , що знаходиться на відстані r_0 до подовжньої осі ротора ($s = m_0 r_0$).

Маса дисбалансу набагато менша маси ротора з крильчаткою $m_0 \ll M$.

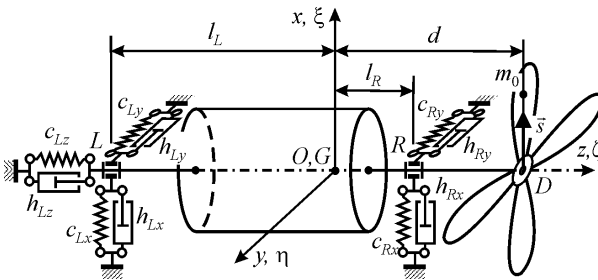


Рис. 2. Модель ротора з крильчаткою на в'язко-пружних опорах

Нерухома прямокутна система координат $Oxyz$ введена для положення статичної рівноваги системи (рис. 2). Рухомою системою координат $G\xi\eta\zeta$ жорстко зв'язана з ротором і у вихідному положенні співпадає з системою $Oxyz$.

Модель руху ротора наведена на рис. 3. Спочатку здійснюється поступальний рух ротора разом з точкою G на x, y, z , після якого система координат $G\xi\eta\zeta$ займає проміжне положення $Gx_G y_G z_G$ (рис. 3, а). Потім відбуваються повороти ротора навколо точки G на кути Резаля α і β (рис. 3, б). І останнім відбувається поворот ротора навколо подовжньої осі ζ на кут ωt (рис. 3, в).

У площині крильчатки знаходиться АБ, складений з n КВ. Маса КВ m_i і він рухається по кільцевій доріжці радіуса r_i (рис. 4). Як це прийнято у теорії пасивних АБ, вважалося, що: сумарна маса КВ набагато менша маси ротора $\Sigma m_i \ll M$; КВ є матеріальними точками; КВ на одній доріжці не заважають рухатися один одному.

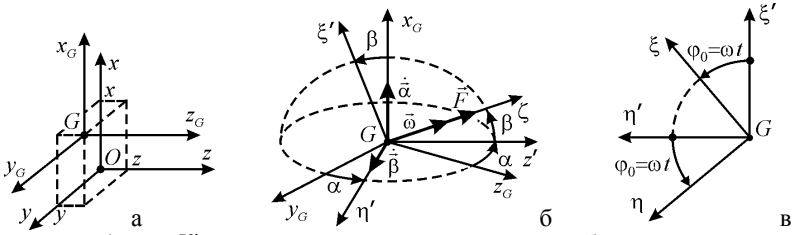


Рис. 3. Кінематика руху ротора з крильчаткою і дисбалансом

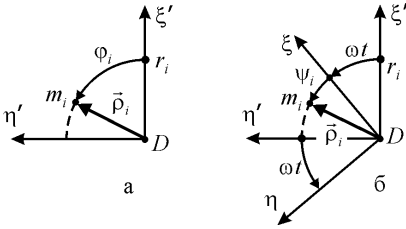


Рис. 4. Кінематика руху кулі, маси дисбалансу

Положення КВ у площині крильчатки визначаються: абсолютними кутами φ_i , $/i = \overline{1, n}/$, які відраховуються між віссю ξ' і відносними радіус-векторами $\bar{\rho}_i$ КВ (рис. 4, а); відносними кутами ψ_i , які відраховуються між віссю ξ і відносними радіус-векторами $\bar{\rho}_i$ КВ (рис. 4, б).

Між абсолютними і відносними кутами такий зв'язок $\varphi_i = \omega t + \psi_i$, $/i = \overline{1, n}/$. Відносному рухові КВ перешкоджають сили в'язкого опору, модулі яких дорівнюють $F_i^{(on)} = h_i u_i$, $/i = \overline{1, n}/$, де h_i – коефіцієнт сил в'язкого опору, u_i – модуль відносної швидкості КВ (швидкість КВ відносно крильчатки).

На крильчатку ще можуть діяти аеродинамічні сили і моменти, які враховуються тільки у випадку, якщо крильчатка не знаходиться усередині каналу, кожуха тощо, тобто коли вона обертається у відкритому повітрі.

З врахуванням співвідношень малості між параметрами системи отримані такі диференціальні рівняння руху системи:

$$M\ddot{z} + (h_z + h_f \omega)\dot{z} + c_z z = c_f \omega^2;$$

$$M\ddot{x} + h_x \dot{x} + c_x x - h_{x\beta} \dot{\beta} - (c_{x\beta} + c_f \omega^2)\beta - \sum_{i=1}^n m_i r_i (\ddot{\varphi}_i \sin \varphi_i + \dot{\varphi}_i^2 \cos \varphi_i) = m_0 r_0 \omega^2 \cos \omega t;$$

$$M\ddot{y} + h_y \dot{y} + c_y y + h_{y\alpha} \dot{\alpha} + (c_{y\alpha} + c_f \omega^2)\alpha + \sum_{i=1}^n m_i r_i (\ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i - \dot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i) = m_0 r_0 \omega^2 \sin \omega t;$$

$$A\ddot{\alpha} + (h_\alpha + h_m \omega)\dot{\alpha} + c_\alpha \alpha + (C + c_f d)\omega \dot{\beta} + h_{y\alpha} \dot{y} + c_{y\alpha} y + c_f \omega \dot{x} - d \sum_{i=1}^n m_i r_i (\ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i - \dot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i) = \\ = -dm_0 r_0 \omega^2 \sin \omega t;$$

$$A\ddot{\beta} + (h_\beta + h_m \omega)\dot{\beta} + c_\beta \beta - (C + c_f d)\omega \dot{\alpha} - h_{x\beta} \dot{x} - c_{x\beta} x + c_f \omega \dot{y} - d \sum_{i=1}^n m_i r_i (\ddot{\varphi}_i \sin \varphi_i + \dot{\varphi}_i^2 \cos \varphi_i) = \\ = dm_0 r_0 \omega^2 \cos \omega t;$$

$$m_i r_i [\ddot{\varphi}_i r_i - (\ddot{x} + d\ddot{\beta}) \sin \varphi_i + (\ddot{y} - d\ddot{\alpha}) \cos \varphi_i] + h_i r_i^2 (\dot{\varphi}_i - \omega) = 0, \quad /i = \overline{1, n}/; \quad (3)$$

де введені такі коефіцієнти:

$$\begin{aligned}
 c_f &= kB_0^2 r^2; \quad h_f = kB_0^2 r / \alpha_{A0}; \quad h_m = kB_0^2 r^2 / (2\alpha_{A0}); \\
 c_x &= c_{Lx} + c_{Rx}; \quad c_y = c_{Ly} + c_{Ry}; \quad c_z = c_{Rz}; \quad c_\alpha = c_{Ly} l_L^2 + c_{Ry} l_R^2; \quad c_\beta = c_{Lx} l_L^2 + c_{Rx} l_R^2; \\
 c_{x\beta} &= c_{Lx} l_L - c_{Rx} l_R; \quad c_{y\alpha} = c_{Ly} l_L - c_{Ry} l_R, \\
 h_x &= h_{Lx} + h_{Rx}; \quad h_y = h_{Ly} + h_{Ry}; \quad h_z = h_{Lz}; \quad h_\alpha = h_{Ly} l_L^2 + h_{Ry} l_R^2; \quad h_\beta = h_{Lx} l_L^2 + h_{Rx} l_R^2, \\
 h_{x\beta} &= h_{Lx} l_L - h_{Rx} l_R; \quad h_{y\alpha} = h_{Ly} l_L - h_{Ry} l_R. \quad (4)
 \end{aligned}$$

Аналізом системи диференціальних рівнянь руху (3) встановлено, що вона складена із двох незалежних підсистем. Рівняння щодо координати z утворює першу підсистему, а решта рівнянь – другу. З першої підсистеми видно, що з часом координата z прямує до сталої величини.

Друга підсистема описує процес автобалансування. Вона залежить від $(4+n)$ узагальнених координат $x, y, \alpha, \beta, \psi_i, / i = \overline{1, n} / i (22+3n)$ параметрів:

$$\begin{aligned}
 M; A; C; \omega; c_x; c_y; c_\alpha; c_\beta; c_{x\beta}; c_{y\alpha}; h_x; h_y; h_\alpha; h_\beta; h_{x\beta}; h_{y\alpha}; \\
 d; m_0; r_0; m_i; r_i; h_i, / i = \overline{1, n} / i; c_f; h_f; h_m. \quad (5)
 \end{aligned}$$

Саме вони і впливають на процес автобалансування.

Було встановлено, що аеродинамічні сили впливають на систему декількома шляхами: роблять ротор за поведінкою більш коротким, чи довгим, бо додають до подовжнього осьового моменту інерції C величину $c_f d$, яка в залежності від d може бути як додатною, так і від'ємною; начебто збільшують сили в'язкого опору в опорах, бо додають до відповідних коефіцієнтів опору додатні величини; викликають переміщення ротора вздовж осі z . Але вплив через сили опору більш складний через пропорційність цих сил кутовій швидкості обертання крильчатки навколо подовжньої осі.

Встановлено, що, незалежно від аеродинамічних сил, у системи існує режим автобалансування, що відповідає розв'язку, чи сім'ї розв'язків, у яких крильчатка зрівноважена і обертається навколо подовжньої осі:

$$x = y = 0; \quad \alpha = \beta = 0; \quad s_\xi = \sum_{i=1}^n m_i r_i \cos \psi_i + m_0 r_0 = 0; \quad s_\eta = \sum_{i=1}^n m_i r_i \sin \psi_i = 0. \quad (6)$$

Умови існування режиму автобалансування:

$$\sum_{i=1}^n m_i r_i \geq m_0 r_0; \quad \sum_{i=1}^n m_i r_i \geq 2 \max_i (m_i r_i), \quad (7)$$

тобто балансувальна ємність АБ повинна бути не меншою за дисбаланс і при його відсутності КВ повинні мати можливість зрівноважити один одного.

Із застосуванням інженерного (емпіричного) критерію настання автобалансування, за умови, що опори осесиметричні

$$\begin{aligned}
 h_x = h_y = h_{11}; \quad h_{y\alpha} = h_{x\beta} = h_{12}; \quad h_\alpha = h_\beta = h_{22}; \\
 c_x = c_y = c_{11}; \quad c_{y\alpha} = c_{x\beta} = c_{12}; \quad c_\alpha = c_\beta = c_{22}; \quad (8)
 \end{aligned}$$

визначені діапазони швидкостей, на яких настає автобалансування.

У випадку короткого ротора ($A < C$), але такого, що $A - C + Md^2 < 0$, у системи одна критична швидкість ω_1 , при перевищенні якої настає автобалансування. У випадку короткого ротора ($A < C$), але такого, що $A - C + Md^2 > 0$ (більш сферичного ротора), у системи дві критичні швидкості ω_1, ω_2 , між якими настає автобалансування. У випадку довгого ротора ($A > C$) у системи три критичні швидкості $\omega_1, \omega_2, \omega_3$, і автобалансування настає – між першою і другою, та над третьою.

Критичні швидкості можна наближено визначити за такими формулами:

$$\omega_1 \approx \sqrt{\frac{c_{11}}{M}} \cdot \left[1 - \frac{c_{12}}{2c_{11}} \cdot \frac{Mc_{12}}{Mc_{22} - (A - C)c_{11}} \right]; \quad \omega_2 \approx \sqrt{\frac{d^2 c_{11} + c_{22} + 2dc_{12}}{A - C + Md^2}} \left(1 - \frac{dc_f}{2(A - C + Md^2)} \right);$$

$$\omega_3 \approx \sqrt{\frac{c_{22}}{A - C}} \cdot \left[1 + \frac{c_{12}}{2c_{22}} \cdot \frac{(A - C)c_{12}}{Mc_{22} - (A - C)c_{11}} + \frac{dc_f}{2(A - C)} \right]. \quad (9)$$

ω_1, ω_3 є критичними швидкостями обертання ротора при відсутності АБ. При їх переході змінюються форми коливань ротора. Критична швидкість ω_2 з'являється завдяки АБ, бо при її переході КВ змінюють свою поведінку.

Аеродинамічні сили майже не змінюють першу критичну швидкість, зменшують другу і збільшують третю. Це зменшує область настання автобалансування на великих швидкостях обертання ротора.

Одержані результати були розповсюджені на випадок встановлення ротора у масивний корпус, а корпуса – на в'язко-пружні опори. Це робить ротор за поведінкою більш довгим і масивним, що може призвести до збільшення кількості критичних швидкостей. Для забезпечення надійного автобалансування необхідно, щоб ротор у корпусі поведився як короткий або довгий, але не як сферичний.

У розділі 3 „Експериментальне дослідження процесу зрівноваження АБ крильчаток осьових вентиляторів”: поліпшена конструкція існуючих АБ; розроблені алгоритми розрахунку основних параметрів різних типів АБ при зрівноваженні ними крильчаток осьових вентиляторів; обґрунтовані рекомендації з точності встановлення АБ на крильчатку; експериментально, на спеціально створеному стенді, доведена можливість якісного виготовлення і встановлення АБ у вентиляторну машину; досліджена працездатність різних типів АБ, порівняна їх робота; оцінена якість зрівноваження дисбалансу, чутливість до дисбалансу, досліджений перебіг перехідних процесів тощо; описані результати виробничих випробувань АБ на ПП „Градвент”, м. Харків.

Уперше розроблені АБ з рухомими перегородками, призначені для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання (рис. 5, а). Рухомі перегородки забезпечують розбіг і гальмування куль та симетрію балансувальної ємності АБ. Завдяки ним в АБ не обов'язково заливати мастило. Конструкції АБ захищені патентами України № 26788, № 35261 [8,9].

Уперше розроблені алгоритми розрахунку основних параметрів різних

типів АБ (рис. 5, а-в) при зрівноваженні крильчатки осьового вентилятора. Загальна методика полягає у тому, що знаючи масу крильчатки, її максимальну кутову швидкість обертання, клас точності балансування та величину найбільшого її розбалансування в класах точності, яка може виникнути в процесі роботи, визначається максимальний дисбаланс крильчатки після її розбалансування. За максимальним дисбалансом і відстанню від центра обертання до центра мас кулі (ролика) визначаються основні параметри АБ певного типу, який усуне даний дисбаланс, зокрема балансувальна ємність АБ, кількість КВ тощо. Рекомендовано забезпечувати радіальні і торцеві биття бігових доріжок меншими за $0,01 \text{ мм}$.

Описані моделі АБ (рис. 5, а-в) та розроблений стенд (рис. 5, г), класифіковані експерименти, що підлягають проведенню.

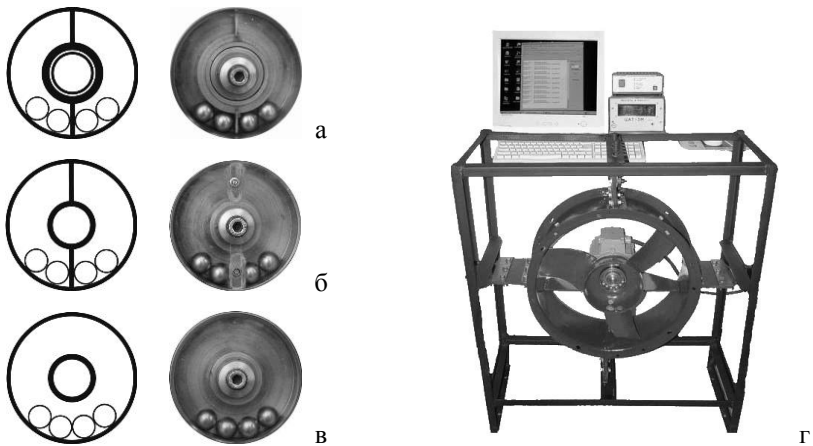


Рис. 5. Стенд осьового вентилятора з дослідними моделями АБ:
а – АБ з рухомими; б – з нерухомими перегородками; в – звичайний АБ; г – стенд

Стенд дозволяє змінювати дисбаланс крильчатки, її частоту обертання – за допомогою перетворювача частоти ПЧВ-2 з кроком $0,05 \text{ об/с}$ та визначати частоту обертання за допомогою цифрового тахометра ЦАТ 3М з точністю $\pm 1/60 \text{ об/с}$, спостерігати за відносним рухом куль за допомогою стробоскопа MULTITRONICS SC/10, замірювати рівень віброприскорень за допомогою двох датчиків ADXL-150/250 в діапазоні від 0 до 10 g , які проводять вимірювання у двох площинах і які з'єднані з персональним комп'ютером через аналогово-цифрову плату ADXL202EB-232A з RS-232 інтерфейсом, спостерігати за рухом корпусу електродвигуна за допомогою лазерного ліхтарика тощо.

Дослідна модель АБ може бути використана як: звичайний однорядний кульовий АБ (рис. 5, б); АБ з рухомою втулкою (рис. 5, в) встановленням з'ємної втулки; АБ з перегородками (рис. 5, г) встановленням кришки з оргскла, в яку вмонтовані перегородки.

Експерименти поділені на три типи: 1 – що доводять можливість

якісного виготовлення і встановлення АБ у вентиляторну машину; 2 – у яких визначається позитивний ефект від застосування АБ будь-якого типу; 3 – з дослідження особливостей роботи різних типів АБ.

Після встановлення АБ на вал електродвигуна перевіряються радіальні і торцеві биття бігової доріжки з використанням багатообертового індикатора переміщень. Як можливий варіант, запропоновано правити форму бігової доріжки вигладжуванням різцем на токарному верстаті з використанням для обертання корпусу АБ електродвигуна вентилятора. Після такої правки величини биттів стають меншими за 0,01 мм.

Була розроблена методика визначення і усунення статичного дисбалансу крильчатки і корпусу АБ до початку експлуатації за положеннями двох куль відносно крильчатки після настання автобалансування. Відповідні положення визначаються фотозйомкою зі спалахом. За ними визначається положення і величина коригувальної маси, що усуне дисбаланс. Зазначений статичний дисбаланс був усунутий на стенді за два пробних запуски.

Були запропоновані методики визначення критичних швидкостей обертання крильчатки без куль в АБ. Вони полягають у тому, що на вибігу ротора, при переході критичних швидкостей збільшується амплітуда його коливань, що можна фіксувати, використовуючи різні пристрої: багатообертовий індикатор переміщень, лазерний ліхтарик, датчики віброприскорень тощо (дослідження АЧХ на вибігу ротора).

Для стенда трьома методами було встановлено, що крильчатка має дві горизонтальні $\omega_{1z} = 561 \text{ об/хв}$, $\omega_{2z} = 726 \text{ об/хв}$ і дві вертикальні $\omega_{1g} = 550 \text{ об/хв}$, $\omega_{2g} = 714 \text{ об/хв}$ критичні швидкості. Отже, опори майже осесиметричні і плоска крильчатка після насадження на вал і встановлення у масивний захисний кожух поводить як довгий ротор. Найбільша критична швидкість ω_{2z} більше ніж в 2 рази менша за робочу частоту обертання крильчатки $\omega_p = 1480 \text{ об/хв}$, що із відповідним запасом забезпечує попадання кутової швидкості обертання крильчатки у область настання автобалансування. На критичні швидкості впливає жорсткість опор, тому доцільно на місці роботи встановлювати вентилятор на податливі, зокрема, гумові опори.

У експериментах з визначення позитивного ефекту від застосування АБ:

Була визначена чутливість АБ до дисбалансу методом повторних перезапусків: за серією повторних пусків крильчатки з одним і тим же дисбалансом визначаються відносні положення двох куль щодо крильчатки, а за розкидом цих положень оцінюється точність зрівноваження цим АБ дисбалансу крильчатки. Чутливість склала 1/6 від балансувальної ємності двохкульового АБ.

Була визначена чутливість АБ до дисбалансу методом ділення дисбалансу навпіл: за серією повторних пусків крильчатки з дисбалансом, що змінюється за певним алгоритмом, визначається найменший дисбаланс, на який гарантовано реагує АБ. Чутливість за цим методом таж сама, що і за першим.

З використанням датчиків акселерометрів були визначені вібраційні характеристики при роботі вентилятора без і з АБ (рис. 6).

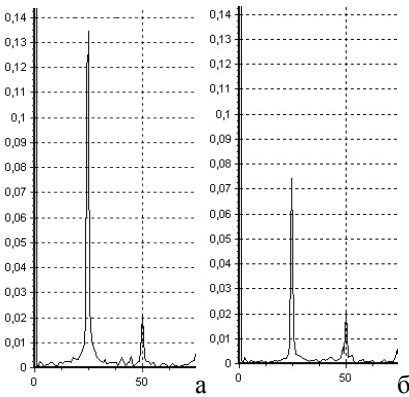


Рис. 6. Робота осьового вентилятора з великим дисбалансом – спектральний аналіз: а – без АБ; б – з АБ

Встановлено, що основним джерелом вібрацій корпусу вентилятора є незрівноважена крильчатка. Застосування АБ дозволяє зменшувати віброшвидкості: зрівноваженої крильчатки не менш ніж на 2%; а незрівноваженої – до 83%, що залежить від величини дисбалансу. Величина зменшеної віброшвидкості менша за гранично допустиму за ГОСТ 31350-2007 (6,3 мм/с) у 1,5 рази.

Досліджено особливості роботи різних типів АБ на режимах пуску, крейсерського руху і вибігу ротора крильчатки. Для звичайного АБ встановлено, що для розбігу куль необхідно вприснути на доріжку мастило.

Мала його кількість не забезпечує розбіг куль, а велика – призводить до застою куль і до зменшення точності зрівноваження ротора. Під час пуску і вибігу ротора куль збираються разом, чим вносять значний дисбаланс до системи.

Для АБ з нерухомими і рухомими перегородками встановлено, що перегородки забезпечують розбіг куль і автобалансування навіть при відсутності мастила. Перегородки забезпечують при розгоні і гальмуванні ротора симетричне розташування куль, чим не погіршують ці режими при відсутності куль в АБ.

Описані виробничі випробування, проведені на підприємстві по виготовленню осьових вентиляторів – заводі "ГРАДВЕНТ" м. Харків. Були досліджені вентилятори №4, №8 серії ВО 06-300. Для них, за технічними рекомендаціями, створеними КНТУ, були розраховані і виготовлені дослідні зразки однорядного АБ з рухомими перегородками (для №4) і дворядного АБ з нерухомими (для №8). Було встановлено, що АБ зменшує значення віброшвидкості на корпусі вентилятора на 4,5÷80 % в залежності від дисбалансу і величина зменшеної віброшвидкості менша за гранично допустиму за ГОСТ 31350-2007 (6,3 мм/с) у 1,5 рази. Підраховано, що зменшення навантажень на підшипники вентилятора дозволить подовжити строк його експлуатації на 20 і більше %. Прийняте рішення про доцільність випуску АБ на підприємстві.

У розділі 4 „Комп’ютерне моделювання процесу зрівноваження АБ крильчаток осьових вентиляторів”: проводиться комп’ютерне моделювання процесу автобалансування в програмному середовищі SolidWorks із застосуванням модуля Cosmos Motion, що замінює експериментальні дослідження, які важко провести через їх велику кількість; визначається вплив параметрів системи на цей процес, зокрема на перебіг перехідних процесів та на швидкість настання авто балансування; порівнюється робота різних типів АБ; наводяться рекомендації з підбору параметрів вентилятор-

ної машини і АБ, що забезпечать найшвидше настання автобалансування.

Описані елементи тривимірної моделі осьового вентилятора з АБ (рис. 7). Вони мають такі ж самі масо-інерційні і геометричні характеристики, що і на реальному стенді, створеному на базі цього вентилятора (рис. 5). Також описаний процес обробки зборки модулем Cosmos Motion і налаштування моделі розв'язанням тестових задач.

Шляхом співставлення математичної моделі розділу 2 і параметрів комп'ютерної моделі були виділені параметри, які істотно впливають на процес автобалансування та встановлені межі їх зміни (табл.). Зміст параметрів наводиться нижче – в описі результатів моделювання.

Табл.

Межі зміни параметрів системи, крок зміни і оптимальне значення

Параметр	Значення		Межі зміни	Крок зміни	Оптимальне значення в моделі
	на стенді	за замовчуванням			
$h, H \cdot c/m$	-	0,001	0,001-0,06	0,0025	0,0095
$m, кг$	0,0062	0,0062	0,001-0,01	0,0007	0,006
$\omega, об/хв.$	1500	1500	1000-5000	500	2000
$H, H \cdot c/m$	-	1000	0-20000	2000	5000
$c, H/m$	53955	55000	1500-75000	5000	10000

При дослідженні впливу певного параметра на процес автобалансування, він змінюється у межах і з кроком, вказаними у табл., а решта параметрів – стала. Вони мають оптимальне значення, а якщо таке ще не визначено, то значення за замовчуванням (табл.). Для кожного параметра будується графік, на якому у правий бік відкладається параметр, що змінюється, а вгору – час затухання перехідних процесів, що передують автобалансуванню.

Була досліджена працездатність звичайного АБ. Результати наступні.

Досліджена залежність швидкості настання автобалансування від коефіцієнта опору куль h (аналог h_i рис. 8).

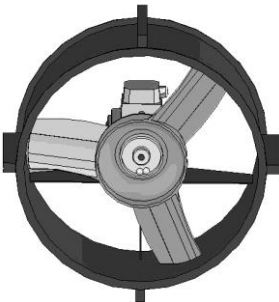


Рис. 7. Трьохвимірна модель вентилятора ВО 06-300

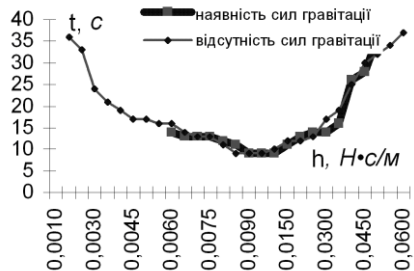


Рис. 8. Залежність швидкості настання автобалансування від коефіцієнта опору куль

При відсутності сил гравітації (ротор із вертикальною віссю обертання) автобалансування настає навіть при малих $h=0,001\div0,0055 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$, в той час як при наявності сил гравітації (ротор із горизонтальною віссю обертання) розгін куль і автобалансування на цьому діапазоні зміни h не відбуваються. При оптимальному значенні $h=0,0095 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$ автобалансування настає через 9 секунд в обох випадках. При збільшенні h від 0,0095 до 0,06 $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}$ час приходу куль в необхідне положення збільшується через їх малу рухливість. Наявність чіткого мінімуму ускладнює оптимізацію за даним параметром.

Досліджений вплив маси кулі m на автобалансування (рис.9, а). При зростанні m у межах $0,001\div0,005 \text{ кг}$ час розгону куль поступово зменшується. Оптимальна маса кулі $0,0055\div0,0065 \text{ кг}$. При подальшому зростанні m час розгону куль збільшується. Сили ваги заважають розбігу куль і швидкість настання автобалансування за їх наявності – зменшується. Наявність чіткого мінімуму ускладнює оптимізацію за даним параметром.

Досліджений вплив частоти обертання крильчатки ω на швидкість настання автобалансування (рис. 9, б).

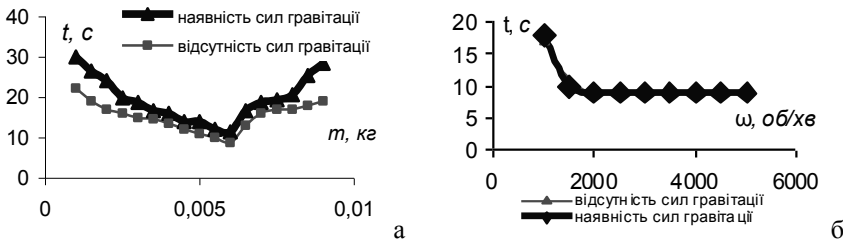


Рис. 9. Залежність швидкості настання автобалансування від:
а – маси кулі; б – частоти обертання крильчатки

Вона із зростанням ω спочатку збільшується. На швидкостях від 2000 до 5000 $\text{об}/\text{хв}$ вона майже не залежить від частоти обертання крильчатки. На таких швидкостях кулі найшвидше приходять у автобалансувальне положення. Тому оптимізація за цим параметром не складає труднощів. Але тривалість перехідних процесів залежить і від часу затухання коливань кожуха, а саме від в'язко-пружних властивостей опор, на яких закріплений цей кожух.

Досліджений вплив коефіцієнта сил опору H на автобалансування (аналог $h_{x(y)}$ рис. 10, а). Із збільшенням величини H від майже 0 до 1000 $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}$ затухання коливань кожуха пришвидшуються, при значеннях 1000-5000 $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}$ відбувається найшвидше затухання коливань, при подальшому зростанні H поступово збільшується час затухання коливань кожуха, а з ним і час настання автобалансування. Наявність і відсутність сил ваги майже не впливає на цю швидкість.

Досліджений вплив коефіцієнта жорсткості опор c на швидкість настання автобалансування (аналог $c_{x(y)}$ рис. 10, б). При збільшенні c від майже 0 до 20000 $\text{Н}/\text{м}$ спостерігається зростання швидкості настання автобалансування. Подальше збільшення жорсткості до 25000 $\text{Н}/\text{м}$ майже не змінює цю

швидкість і тому оптимізація за цим параметром не викликає труднощів.

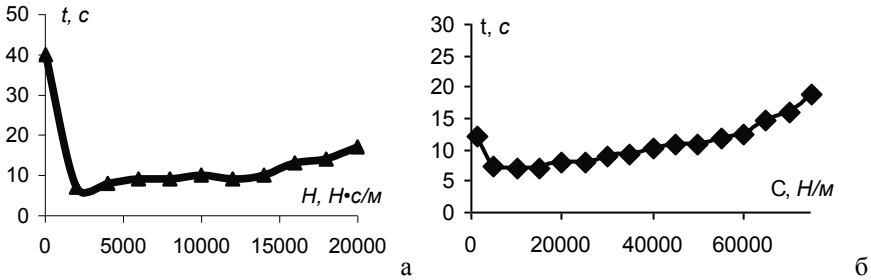


Рис. 10. Залежність швидкості настання автобалансування від:
а – сил опору в опорах; б – коефіцієнта жорсткості в опорах

Було досліджено моделі АБ з нерухомими і рухомими перегородками. Встановлено, що перегородки забезпечують майже синхронний розгін куль з ротором, який триває близько 4 секунд. Розгін куль і автобалансування відбуваються „без змазки” бігової доріжки в межах $0,001 - 0,0055 \text{ H} \cdot \text{c}/\text{m}$, на що не здатний звичайний автобалансир. Перегородки забезпечують симетричне розташування куль щодо ротора під час його розгону чи гальмування, завдяки чому кулі не вносять на цих режимах дисбаланс до системи. При використанні АБ з рухомими перегородками автобалансування настає вже на 7-й секунді, а з нерухомими перегородками – на 6-й.

Ефективність роботи АБ можна спостерігати за графіком навантажень на опори (рис. 11). При відсутності АБ і наявності дисбалансу спостерігається незмінний високий рівень навантажень (рис. 11, а), а при наявності АБ рівень навантажень істотно зменшується (рис. 11, б). Залишкові навантаження викликані як силами ваги, так і моментним дисбалансом крильчатки.

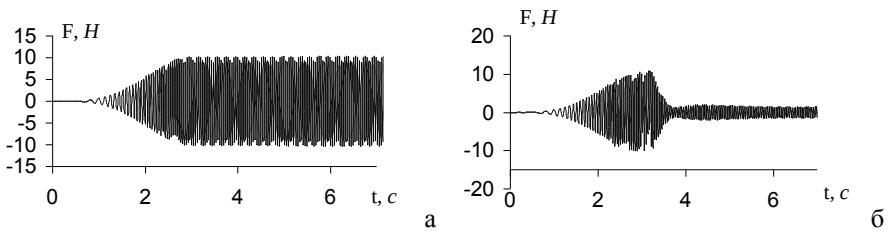


Рис. 11. Навантаження на опори під час розгону і крейсерського руху:
а – без АБ; б – з АБ (з перегородками)

При використанні АБ з перегородками навантаження на опори під час розгону менші, ніж при використанні звичайного АБ, завдяки симетричному положенню куль (рис. 12).

АБ із рухомими перегородками зберігає переваги АБ з нерухомими перегородками, але має симетрію балансувальної ємності.

Моделювання показало, що проблеми при виборі параметрів системи і задача їх оптимізації виникають тільки у випадку звичайного АБ.

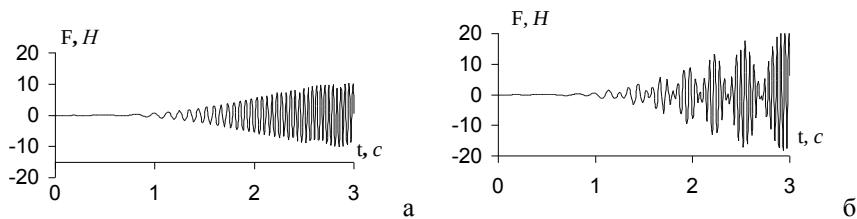


Рис. 12. Навантаження на опори під час розгону крильчатки:
а – без АБ, або з АБ з перегородками; б – із звичайним АБ

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

В роботі розв'язана актуальна задача галузі машинознавства із дослідження працездатності пасивних АБ при зрівноваженні на ходу крильчаток осьових вентиляторів. Проведені дослідження дозволяють зробити такі основні висновки та рекомендації.

1. Крильчатки доцільно зрівноважувати статично одним АБ, розташованим як можна ближче до площини крильчатки. Оптимальним місцем розташування АБ є обтічник вентилятора. Оптимальні типи АБ – кульові і роликові, як звичайні, так і з рухомими і нерухомими перегородками. На якість роботи АБ впливають: биття бігових доріжок; гладкість і твердість поверхонь КВ і бігових доріжок. Для підвищення співсності бігової доріжки і подовжньої осі вала крильчатки доцільно насаджувати корпус АБ безпосередньо на цей вал.

2. У рамках розробленої математичної моделі вентиляторної машини, складеної з ротора (і корпусу) на в'язко-пружних опорах із крильчаткою, статичним дисбалансом і АБ, що враховує аеродинамічні сили, встановлено, що:

- режим автобалансування (як один з можливих режимів) існує незалежно від аеродинамічних сил за умов, що ємності АБ вистачає для зрівноваження дисбалансу, а за його відсутності КВ здатні зрівноважити один одного;
- у разі осесиметричних опор, в залежності від масо-інерційних характеристик рухомих частин, ротор з крильчаткою можуть поводитися як короткий, сферичний і довгий ротор, при цьому у машини відповідно існують одна, дві і три критичні швидкості обертання ротора і автобалансування, відповідно, настає при перевищенні єдиної критичної швидкості, між першою і другою, або – між першою і другою, та над третьою критичними швидкостями.
- аеродинамічні сили майже не впливають на першу, дещо зменшують другу і збільшують третю критичні швидкості, чим дещо зменшують діапазони настання автобалансування, в той час, як при розміщенні ротора крильчатки у важкому корпусі ротор динамічно поводить як більш довгий і масивний, що може призвести до істотної зміни поведінки машини.

3. Експерименти показують, що єдиним джерелом вібрацій вентилятора є незрівноважена крильчатка. АБ зменшує вібрації вентилятора від статичного дисбалансу за рахунок приходу куль у те положення, у якому вони його зрівноважують. АБ реагує на дисбаланс, що складає 1/6 від балансувальної ємності двохкульового АБ, зменшує середньоквадратичні значення

віброшвидкостей із запасом 1,5 по відношенню до граничної величини (6,3 мм/с), передбаченої ГОСТ 11442-90.

У випадку звичайних АБ при горизонтально розташованій осі обертання крильчатки малі сили в'язкого опору руху куль не забезпечують розгін куль, а великі – призводять до їх застою, що ускладнює підбір в'язкості.

АБ із перегородками забезпечують: гарантований розгін куль при будь-якій в'язкості змазки бігової доріжки; симетричне розташування куль під час розгону чи вибігу ротора, а тим самим і спокійний розгін та вибіг ротора крильчатки.

4. Комп'ютерне моделювання процесу автобалансування в середовищі SolidWorks з використанням модуля Cosmos Motion показує, що труднощі як з вибором параметрів системи, так і при роботі АБ у роторі з похилою віссю обертання, виникають тільки для звичайного АБ, в той час, як у випадку АБ з рухомими і нерухомими перегородками автобалансування настає майже однаково швидко при всіх значеннях параметрів системи, важливих з точки зору практики, незалежно від орієнтації осі обертання крильчатки.

При застосуванні звичайного АБ, при виборі величин параметрів системи треба враховувати, що збільшення частоти обертання крильчатки чи жорсткості опор призводить до збільшення швидкості настання автобалансування тільки до певних граничних значень цих параметрів, а для коефіцієнтів сил в'язкого опору в опорах та руху куль, і для маси кулі існують такі значення, що забезпечують найшвидше настання автобалансування.

Застосування АБ дозволить підвищити довговічність, надійність роботи вентиляторних машин, та зменшити шум та вібрації при їх роботі.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів пасивними автобалансирами / Філімоніхін Г.Б. Яцун В.В. // Збірник наукових праць КНТУ. – 2007, вип. 18, с. 8–13.

2. Філімоніхін Г.Б. Експериментальне дослідження зрівноваження кульовими автобалансирами крильчатки осьового вентилятора / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В. // Всеукраїнський н.-т. журнал „Вібрації у техніці та технологіях”. – 2007. №2 (47), с. 26–32

3. Філімоніхін Г.Б. Числове моделювання процесу зрівноваження кульовими автобалансирами крильчаток осьового вентилятора / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В. // Вісник гірничого університету. – 2008. №10, с. 72–77.

4. Яцун В.В. Експериментальне дослідження ефективності зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів пасивними автобалансирами / Яцун В.В., Філімоніхін Г.Б. // Загальнодержавний міжвідомчий н.-т. збірник “Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин”. – 2008, вип. 38, с. 100–105.

5. Філімоніхін Г.Б. Визначення головного вектора і моменту аеродинамічних сил, діючих на обертову крильчатку вентилятора / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В. // Збірник наукових праць КНТУ. – 2009, вип. 22, с. 364–370.

6. Яцун В.В. Математична модель зрівноваження кульовими автобалансирами крильчатки осьового вентилятора / Яцун В.В. // Вісник гірничого університету. – 2009. №9, с. 11-18.

7. Яцун В.В. Зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів пасивними автобалансирами // Тези доповідей 9-го Міжнародного симпозіуму Українських інженерів-механіків у Львові, 20-22.05.09, с. 71-73.

8. Пат. 26788 України, МПК G01M 1/38 Автобалансуючий пристрій для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Коваленко О.В. ; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. – №200704757; заявл. 27.04.2007; опубл. 10.10.2007, Бюл.№16.

9. Пат. 35261 України, МПК G01M 1/100 Автобалансуючий пристрій для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Коваленко О.В. ; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. – №200804424; заявл. 07.04.2008; опубл. 10.09.2008, Бюл.№17.

АНОТАЦІЯ

Яцун В.В. Працездатність пасивних автобалансирів при зрівноваженні крильчаток осьових вентиляторів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Національний університет “Львівська політехніка”, Львів, 2010.

Узагальнена методика застосування як звичайних, так і нових кульових (роликів) автобалансирів (АБ) – із перегородками для зрівноваження на ходу крильчаток осьових вентиляторів, яка включає вибір типу АБ, алгоритми розрахунку його основних параметрів, вимоги до точності виготовлення і встановлення у машину, рекомендації по забезпеченню працездатності тощо.

Розроблена математична модель вентиляторної машини із АБ, що враховує аеродинамічні сили. У випадку осесиметричних опор встановлено, що у машини можуть існувати одна, дві чи три критичні швидкості і в залежності від цього автобалансування наставатиме при перевищенні єдиної критичної швидкості, між першою і другою, або між першою і другою, та над третьою критичними швидкостями. Встановлений вплив на критичні швидкості аеродинамічних сил і розміщення ротора крильчатки у важкому, в’язко-пружно закріпленому корпусі.

Експериментально встановлено, що єдиним істотним джерелом вібрацій машини є незрівноваженість крильчатки. АБ зменшують статичний дисбаланс у $6\div 20$ разів за рахунок приходу КВ у положення, у якому вони зрівноважують крильчатку. Встановлені істотні труднощі у забезпеченні працездатності звичайних АБ і переваги у роботі АБ із перегородками. Так останні, на відміну від звичайних АБ, гарантовано розганяють кулі при будь-якій орієнтації ротора і забезпечують автобалансування навіть без мастила у корпусі АБ.

Шляхом трьохвимірного числового моделювання в програмному середовищі SolidWorks з використанням модуля Cosmos Motion досліджений вплив різних параметрів системи на процес автобалансування. Підтверджені переваги у працездатності АБ із перегородками.

Результати роботи апробовані на підприємстві по виготовленню осьових вентиляторів ПП «ГРАДВЕНТ» м. Харків.

Ключові слова: автобалансир, зрівноваження, змінний дисбаланс, аеродинамічні сили.

SUMMARY

Yatsun V. The efficiency of passive autobalancer for balancing axial fan impellers. - Manuscript.

The dissertation on competition Candidate of Technical Sciences in specialty 05.02.02 – Engineering science. – National university „Lvivska polytechnika". – Lviv, 2010.

We generalize the method of application of both ordinary and new ball (roller) autobalancers (AB) to balance on the move impellers of axial fans, which include a choice of type AB, algorithms for calculating of basic parameters, the requirements for precision manufacturing and installation in the machine, the recommendation to ensure efficiency, etc.

We developed the mathematical model of fan machine with AB that takes into account aerodynamic forces. It is set in the case of axial symmetric supports, that machine can have one, two or three critical rotor speeds and depending on this auto-balancing will come at exceeding of sole speed, between first and second, or between first and second, and above the third speeds. Were set influence on critical rotor speeds of aerodynamic forces and placing the impellers rotor in a massive case.

It is set experimentally that the only significant source of vibration machine is the imbalance of the impeller. AB reduces static imbalance in 6÷20 times by the arrival of corrective masses in the position in which they balance it. It is set the essential difficulties in providing of capacity of ordinary AB and advantage in work of AB with partitions. Since the latter, in contrast to conventional AB, guaranteed scatter the balls at any orientation of the rotor and provide auto-balancing, even without oil in the case of AB.

By the 3-D number design in a software environment SolidWorks with the use of the module Cosmos Motion were explored influence of different parameters of the system on the process of auto-balancing. Were confirmed advantages in a capacity of AB with partitions.

The results tested at the factory for production of axial fans PE "GRADVENT" Kharkov, where the decision on whether their production.

Key words: *autobalancer, balancing, changing imbalance, aerodynamic forces.*

АННОТАЦИЯ

Яцун В.В. Работоспособность пассивных автобалансиров при уравнивании крыльчаток осевых вентиляторов. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – Машиноведение. – Национальный университет "Львовская политехника", Львов, 2010.

Обобщена методика применения шаровых (роликовых) автобалансиров (АБ) для уравнивания на ходу крыльчаток осевых вентиляторов, которая включает выбор типа АБ, алгоритмы расчета его основных параметров, требования к точности изготовления и установки в машину, рекомендации по обеспечению работоспособности и т.д. Разработана конструкция новых АБ – с подвижными перегородками, предназначенных для уравнивания роторов с наклонной осью вращения.

В рамках разработанной математической модели ротора (ротора в корпусе) на вязко-упругих опорах с крыльчаткой, статическим дисбалансом и АБ, учитывающей аэродинамические силы установлено, что:

- режим автобалансировки существует независимо от аэродинамических сил при условиях, что емкости АБ хватает для уравнивания дисбаланса, а при его отсутствии корректирующие грузы способны уравновесить друг друга;

- в случае осесимметричных опор, в зависимости от массо-инерционных характеристик подвижных частей, ротор с крыльчаткой могут вести себя как короткий, сферический или длинный ротор, при этом у системы соответственно существуют одна, две или три критические скорости вращения ротора и автобалансировка, соответственно, наступает при превышении единственной критической скорости, между первой и второй, или – между первой и второй, и над третьей критическими скоростями;

- аэродинамические силы почти не влияют на первую, несколько уменьшают вторую и увеличивают третью критические скорости, чем несколько уменьшают диапазоны наступления автобалансировки, в то время, как при размещении ротора крыльчатки в тяжелом корпусе, ротор динамически ведет себя как более длинный и массивный, что может привести к существенному изменению поведения системы.

Экспериментально установлено, что единственным существенным источником вибраций машины является неуравновешенность крыльчатки. АБ уменьшают статический дисбаланс в 6÷20 раз за счет прихода КГ в положение, в котором они его уравнивают. Установлены существенные трудности в обеспечении работоспособности обычных АБ и преимущества в работе АБ с перегородками. Так последние, в отличие от обычных АБ, гарантировано разгоняют шары при любой ориентации ротора и обеспечивают автобалансировку даже без масла в корпусе АБ.

Компьютерное моделирование процесса автобалансировки в среде SolidWorks с использованием модуля Cosmos Motion показывает, что трудности, как с выбором параметров системы, так и при работе АБ в роторе с наклонной осью вращения, возникают только для обычного АБ, в то время, как в случае АБ с подвижными и неподвижными перегородками автобалансировка наступает почти одинаково быстро при всех значениях параметров системы, важных с точки зрения практики, независимо от ориентации оси вращения крыльчатки.

Практическое значение полученных результатов состоит в обобщении методики использования как обычных, так и новых автобаланси́ров с перегородками для уравнивания крыльчаток осевых вентиляторов, определении условий их работоспособности. Практические результаты работы направлены на повышение долговечности, работоспособности, уменьшение шума и вибраций, повышение надежности работы осевых вентиляторов за счет непрерывной балансировки крыльчаток на ходу.

Результаты работы апробированы на предприятии по изготовлению осевых вентиляторов ЧП «ГРАДВЕНТ» г. Харьков, где принято решение о целесообразности серийного производства АБ.

Ключевые слова: автобаланси́р, уравнивание, меняющийся дисбаланс, аэродинамические силы.

Підп. до друку 05.03.2010. Формат 60х84/16. Папір офс. Надруковано на різнографі.
Ум. друк. арк. 1,38. Ум. фарбо-відб. арк. 1,32. Обл.-вид. арк. 0,94. Тираж 100 прим.
Зам. № 34.

Поліграфічний центр "КОД"
25006, м. Кіровоград, вул. Червоногвардійська, 88, тел. 8(0522) 322-326

