

**НАУКОВІ ТА ПРАКТИЧНІ ПРОБЛЕМИ ВИРОБНИЦТВА ПРИЛАДІВ
ТА СИСТЕМ**

УДК 681.121.

**ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ШВИДКІСНИХ ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ
ВИТРАТ РІДИН З РОЗВАНТАЖЕНИМ РОТОРОМ**

*Коробко І.В., Писарець А.В. Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут”*

В статті розглянуто основи побудови математичної моделі швидкісних турбінних засобів вимірювання витрати рідин з розвантаженим ротором.

Вступ

Поширена автоматизація виробничих процесів в багатьох галузях народного господарства потребує створення різноманітних приладів контролю та регулювання, що задовольняють складно сумісним вимогам експлуатації, наприклад, тривалий строк експлуатації, стійкість до високих температур, до дії агресивних середовищ, тощо, при достатньо високих метрологічних характеристиках приладу.

Для вимірювання одного з основних параметрів технологічних процесів – витрат або кількості речовин наведеним вимогам найбільш повно можуть відповідати швидкісні прилади з турбінним первинним перетворювачем витрат (ППВ).

Основною проблемою, яка стримує розширення області застосування цих приладів, є порівняно швидке зношування від тертя опор та мала корозійна стійкість матеріалів, з яких вони виготовлені.

Термін експлуатації турбінного перетворювача залежить головним чином від опорних вузлів, що працюють у тяжких умовах (дуже високі швидкості обертання, відсутність змащення, можливість динамічних навантажень, агресивність деяких вимірюваних речовин, наявність абразивних осадів, включень тощо).

В турбінних ППВ використовуються підшипники ковзання з годинникових каменів, графіту або фторопласту, пластмасові підшипники ковзання або спеціальні та стандартні кулькопідшипники.

Недоліком усіх видів підшипників є несталість моменту тертя та інтенсивності зношування підшипників, яка викликає дрейф статичних характеристик і обмежує ресурс роботи, тобто сильний вплив на метрологічні характеристики приладів.

У випадку, коли в конструкції первинного перетворювача використовуються опори ковзання, стабільність характеристик у часі визначається в основному зносостійкістю осей крильчатки. Причому при вимірюванні витрати агресивних рідин матеріал осі повинен мати високу корозійну і механічну стійкість.

Окрім того, пари, що туться, знаходячись в контакті з матеріалами, які мають більший потенціал, руйнуються значно швидше через утворення електрохімічної корозії.

Внаслідок цього відбуваються значні зміни метрологічних характеристик перетворювача, і він втрачає якість за порівняно невеликий час роботи.

При обертанні крильчатки на опорах кочення виникають ті ж труднощі, що й при використанні опор ковзання. Крім того, додаткова свобода руху деталей, що отримується при зношуванні опор, наприклад, збільшення радіального зазору в опорах при недостатньому динамічному балансуванні ротора, може призвести до виникнення надмірних вібрацій та руйнування опор. Зношування опор, що інколи супроводжується викрошуванням робочих поверхонь, може призвести до заклинювання рухомих деталей [1, 2].

Постановка задачі

Одним з можливих шляхів продовження терміну експлуатації приладів з турбінним ППВ є розвантаження турбінки або створення конструкцій з турбінкою, що плаває (з гідродинамічно врівноваженою турбінкою) у вимірювальному потоці.

Ідея гідродинамічного врівноважування турбінки базується на штучному створенні в зоні ротора нерівномірного поля статичного тиску з метою спрямування рівнодіючої сили тиску назустріч потоку рідини. За рівнянням Бернуллі статичний тиск можна змінювати впливом на величину кінетичної енергії потоку. Зниження тиску перед турбінкою забезпечується або звуженням потоку, або приведенням потоку до обертального руху. В обох випадках збільшення кінетичної енергії потоку супроводжується зменшенням його потенціальної енергії. Зворотне перетворення енергії за турбінкою призводить до відновлення тиску.

Нерівномірність полів статичного тиску є першою, але не єдиною умовою повного гідродинамічного розвантаження. Для забезпечення рівноваги турбінки в широкому діапазоні можливих режимів її роботи, в конструкцію ППВ повинен входити регулятор, який автоматично змінює врівноважуючу силу у відповідності зі зміною інших сил, прикладених до турбінки з боку потоку.

Крім того, повна відмова від підшипникових опор ротора первинного перетворювача можлива тільки в тому випадку, коли центр тиску ротора розташований позаду від його центру мас [2, 3, 4].

Математичне моделювання турбінних ППВ

Метою роботи є теоретична проробка питань, направлених на вдосконалення турбінного лічильника з розвантаженим ротором з оптимальними метрологічними характеристиками, які визначаються ще на етапі математичного моделювання. Для створення математичної моделі такого приладу, необхідно досконало дослідити математичну модель турбінного лічильника з аксіальною турбінкою зі звичайною (розповсюдженою) конструкцією ППВ, проаналізувати вплив різних факторів (параметрів вимірювального середовища та геометричних параметрів безпосередньо чутливого елемента ППВ) на динамічні характеристики приладу.

Математичне моделювання будь-якого тахометричного вимірювача витрати або кількості речовини починається зі складання рівняння руху чутливого елемента (ЧЕ) первинного перетворювача, яке в загальному вигляді можна уявити виразом:

$$2\pi \cdot J \cdot \frac{dn}{dt} = M_p - \sum M_o, \quad (1)$$

де n – швидкість обертання ротора (с^{-1}); J – момент інерції ротора; M_P – рушійний (обертаючий) момент; $\sum M_O$ – сума моментів опору обертанню ротора.

Для турбінного тахометричного ППВ маємо:

$$\sum M_O = M_{BT} + M_{II} + M_{BII},$$

де M_{BT} – момент сил в'язкого тертя між турбінкою та потоком вимірюваного середовища; M_{II} – момент сил тертя в опорах турбінки; M_{BII} – момент реакції вторинного перетворювача.

Момент інерції J ЧЕ турбінного ППВ (ротора) можна описати виразом [5]:

$$J = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho_1 \cdot r_{BT}^4 \cdot s + z \cdot \rho_1 \cdot (r_H - r_{BT}) \cdot h \cdot l_L \cdot \left(\frac{r_H + r_{BT}}{2} \right)^2 + z \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot [(r_H - r_{BT}) + l_L^2] \cdot \sin^2 \beta + (h^2 + (r_H - r_{BT})^2) \cos^2 \beta \right) \cdot \rho_1 \cdot (r_H - r_{BT}) \cdot h \cdot l_L + z \cdot \left(\mu_z \cdot \rho_2 \cdot \frac{l_L \cdot h^4}{48} + \left(\frac{r_H + r_{BT}}{2} \right)^2 \cdot \rho_2 \cdot (r_H - r_{BT}) \cdot h \cdot l_L \right),$$

де ρ_1 – густина матеріалу турбінки; r_H – зовнішній радіус турбінки, r_{BT} – внутрішній радіус турбінки; s – осьова довжина турбінки; z – кількість лопатей; h – товщина лопаті; l_L – довжина лопаті вздовж осі обертання турбінки; β – кут встановлення лопатей; μ_z – коефіцієнт приєднаної маси прямокутного перерізу (вибирається у залежності від співвідношення товщини та висоти лопаті); ρ_2 – густина вимірюваного середовища.

Момент сил в'язкого тертя між турбінкою та потоком вимірюваного середовища залежить від конструкції ЧЕ [6]. У математичній моделі, що розглядається:

$$\sum M_{BT} = M_D + M_{II} + M_3 + M_{Ж},$$

де M_D – момент тертя дискової частини турбінки; M_{II} – момент тертя циліндричної частини турбінки; M_3 – момент опору, що виникає в радіальному зазорі між турбінкою та внутрішньою поверхнею корпусу приладу; $M_{Ж}$ – момент сил в'язкого тертя поверхні лопатей в міжлопатеких каналах турбінки.

Робота перетворювачів витрати швидкісного типу залежить від характеру течії вимірюваного середовища в момент взаємодії з рухомими елементами, тобто від характеру розподілу швидкостей в поперечному перерізі потоку. Як відомо, характер розподілу швидкостей при різних режимах течії рідини суттєво відрізняється. Отже, при побудові математичної моделі необхідно врахувати і цей фактор. У моделі, що розглядається в даній роботі, він враховується при дослідженні структури рушійного моменту [5].

Режим течії вимірюваного середовища впливає також на значення величин M_{II} , $M_{Ж}$ і M_P .

Моменти M_D і M_3 залежать тільки від геометричних розмірів первинного перетворювача і фізичних властивостей вимірюваного середовища. Зміна режиму течії вимірюваного середовища не впливає на значення цих величин.

На сучасному етапі розвитку вторинних перетворювачів (оптичні, ультразвукові, тощо) M_{BII} має незначний вплив на роботу первинного перетворювача.

Математична модель турбінного тахометричного первинного перетворювача з ротором, що плаває, складніше наведеної. Це пов'язано з тим, що крім обертального руху турбінки в конструкціях з ротором, який плаває, виникає поступальний рух турбінки вздовж її осі обертання [2, 3, 4]. Отже, математична модель таких ППВ в найпростішому випадку складається з двох рівнянь, а саме: рівняння обертального руху ЧЕ (1) і рівняння поступального повздовжнього руху ЧЕ :

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = \sum F_{i_x}, \quad (2)$$

де M – маса турбінки; d^2x/dt^2 – прискорення повздовжнього переміщення турбінки; $\sum F_i$ – алгебраїчна сума сил, прикладених до турбінки.

Наявність поступального повздовжнього руху ЧЕ впливає на його обертальний рух, тобто вносить зміни до рівняння обертального руху. Це пов'язано зі зміною швидкості, тобто, якщо раніше середня швидкість потоку вимірюваного середовища визначалась витратою і площею живого перерізу [5], то зараз вона визначається ще й швидкістю повздовжнього переміщення турбінки. Повздовжня складова відносної швидкості тепер визначається таким чином:

$$v_x = \frac{Q}{S_{ж}} - \frac{dx}{dt},$$

де $Q/S_{ж}$ – середня швидкість потоку; dx/dt – швидкість повздовжнього переміщення турбінки.

Зміна швидкості руху потоку відносно турбінки спричиняє зміну рушійного моменту, а також зміну моменту сил в'язкого тертя між турбіною та потоком вимірюваного середовища. Однак, якщо в рівнянні рушійного моменту змінюється множник, що враховує розподіл швидкостей, то рівняння моменту сил в'язкого тертя помножується на відносну зміну швидкості (відношення нового значення швидкості до попереднього). Момент тертя в опорах турбінки не залежить від швидкості її поступального руху.

Визначати гідродинамічне розвантаження турбінки можна лише в тому випадку, коли в широкому діапазоні режимів роботи прийомного перетворювача рівнодіюча усіх сил, що прикладені до турбінки, буде залишатися рівною нулю:

$$R = F - F_y + F_x, \quad (3)$$

де R – рівнодіюча сил, прикладених до турбінки; F – сила тертя по проточній частині турбінки; F_y – сила, що врівноважує турбінку; F_x – сила, прикладена до турбінки з боку регулятора її положення.

Рівняння (3) враховує рівновагу тільки осевого положення турбінки, але для того, щоб можна було відмовитися від підшипникових опор, необхідно упевнитися в існуванні достатніх за величиною радіальних сил, які центрують турбінку в корпусі прийомного перетворювача.

На відміну від порівняно великих сил, діючих на турбінку в осевому напрямі, поперечні сили зазвичай малі, а в ідеальному випадку можуть бути зовсім відсутніми. До числа шкідливих радіальних сил, що прагнуть вивести турбінку з концентричного по відношенню до корпусу положення, відносяться вага турбінки, відцентрова сила при незбалансованій турбінці та гідродинамічні сили, обумовлені асиметрією турбінки та суміжних з нею деталей. До цих сил

відносяться також і зовнішні збуджуючі сили, пов'язані, наприклад, з вібрацією. Найбільш небезпечною зазвичай є відцентрова сила. Дуже небезпечна також гідродинамічна асиметрія через складності її контролю.

Висновки

Отже, математична модель швидкісного турбінного перетворювача витрати складається з рівняння обертального руху ЧЕ первинного перетворювача, в якому враховуються геометричні особливості вимірювальної камери і ЧЕ, фізичні властивості вимірюваного середовища, режим течії та розподіл швидкостей вимірюваного потоку.

Розвантаження ротора ППВ ускладнює математичну модель. Позаяк при відмові від опор виникає поступальний рух ЧЕ, математична модель такого ППВ базується на системі рівнянь обертального і поступального руху ЧЕ. Крім того, поступальний рух розвантаженого ротора викликає зміни в обертальному русі. Тобто повздовжня швидкість переміщення турбіни враховується і в рівнянні обертального руху.

Перспективами подальшої роботи є оптимізація параметрів турбінного ППВ з розвантаженим ротором з метою раціонального вибору конструктивних параметрів швидкісних засобів вимірювання витрат.

Література

1. Козлов Л. И., Янбухтин И. Р. Экспериментальное исследование влияния применения защитных смазок и замены подшипников на погрешность турбинных расходомеров. Сборник трудов НИИтеплоприбор. 1965. -№4. -С. 31 – 55.
2. Бошняк Л. Л., Бызов Л. Н. Тахометрические расходомеры. -Л.: Машиностроение, 1968. - 212 с.
3. Бошняк Л. Л. Измерения при теплотехнических исследованиях. -Л.: Машиностроение, 1974.. -448 с.
4. Бошняк Л. Л., Бызов Л. Н. Измерение малых расходов жидкостей. -М. – Л.: Машгиз, 1961. -80 с.
5. Коробко І.В., Писарець А.В. Дослідження рівняння руху первинного перетворювача швидкісних засобів вимірювання витрат енергоносіїв. //Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Сер. Машиностроение. -Выпуск № 42. -Том 2. –2002. –С. 42 – 45.
6. Бобровников Г. Н., Камышев Л. А. Теория и расчет турбинных расходомеров. -М.: Издательство стандартов, 1978. -128 с.

| | |
|--|---|
| <p>Коробко І. В., Писарець А. В. Исследование работы скоростных средств измерения расхода жидкостей с разгруженным ротором В статье рассмотрены основы построения математической модели скоростных турбинных средств измерения расхода жидкости с разгруженным ротором.</p> | <p>Korobko I.V., Pisarets A.V. Research of velocity type fluid flow rate measurement aids with relief rotor Mathematical model construction basis of velocity type turbine fluid flow rate measurement aids with relief rotor is considered.</p> |
|--|---|

*Надійшла до редакції
21 листопада 2002 року*