

9. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: учебник для вузов.- 10е.изд.,перераб. и доп. / С.М. Тарг - М.: Высшая школа, 1986. –416с.

10. Дроздович В.Н. Газодинамические подшипники. / В.Н. Дроздович -Л.:Машиностроения, 1976.- 170с.

Горовой С.А. Анализ влияния гироскопического момента рабочего колеса “безвального” центробежного насоса на его динамические характеристики

Гидродинамические силы в щелевых уплотнениях центробежных насосов играют решающую роль в стабилизации вибрационной активности роторов насосов, а в отдельных случаях дают возможность использовать уплотнения как несущие опорно-уплотнительные узлы «безвальных» агрегатов. Это дает возможность по-новому оценить роль бесконтактных уплотнений проточной части - как основных опорно-уплотнительных узлов центробежного насоса. Ротор насоса самоустанавливается в симметричных щелевых уплотнениях под действием гидродинамических сил и моментов. Гироскопический момент рабочего колеса дисковой конфигурации создает позитивное влияние на динамические характеристики колеса в уплотнениях путем повышения критической частоты угловых колебаний. Следует избегать цилиндрической формы рабочего колеса.

Ключевые слова. Центробежный насос, щелевое уплотнение, опора-уплотнение, расход жидкости, давление жидкости, напор жидкости, гидродинамические силы, моменты гидродинамических сил, ротор насоса.

Gorovoy S.A. Analysis of influence of gyroscopic moment of worker wheel “non - shaftles” centrifugal pump on his dynamic descriptions

Summary. The hydrodynamic forces in slot-hole seals of centrifugal pumps play a leading role in stabilization of vibrational activity of rotary tables of „non-shaftles” pampes. It enables in a new fashion to evaluate a role of contactless seal of a blading section – it the role of reference – strong clusters of a centrifugal pump is removed. Such rotor in proceu of the rotation makes joint radial – angular fluctuations. The offered technique of a blading section of a centrifugal pump with slot – hole seals, wich one play a role of the mated reference – strong clusters. An idea consists in combination of functions of dynamic supports and compressions in the only knot of clearance seal of chem pump which substantially simplifies his making and exploitation at the considerable diminishing of parameters and support in the possible limits of level of vibrations of asm. Achievement of this aim will be realized by a grant to the rotor-wheel of possibility freely in the mounting shells of compressions and stabilized in rotary direction at presence of limited after amplitudes of radially-angular and rotary vibrations at maintenance of dynamic firmness on different frequencies of rotation. Giroskopicheskiy moment worke travel about disk deskside creates the positive influence on dynamic features travell about in compactionse by increasing of the critical frequency of the angular fluctuations. Follows to avoid the cylindrical form a worker travell about.

Keyword: Centrifugal pump, gap seal, bearing seal, liqvid presse, hydrodynamic forces, hydrodynamic moment, rotor of pump.

Дата надходження до редакції: 22.02.2016

Рецензент: д.т.н., проф. Тарельник В.Б.

УДК 621.65

ДИНАМІЧНА СТАБІЛЬНІСТЬ РОТОРА В СИМЕТРИЧНИХ УЩІЛЬНЕННЯХ НАСОСА

С. О. Горовий, доцент, Сумський національний аграрний університет

Гідродинамічні сили в шпаринних ущільненнях відцентрових насосів відіграють провідну роль в стабілізації вібраційної активності роторів насосів. Це дає можливість по-новому оцінити роль безконтактних ущільнень проточної частини – як опорно-ущільнювальних вузлів відцентрового насоса. Ротор насоса самодовільно орієнтується в симетричних шпаринних ущільненнях під дією гідродинамічних сил та моментів. Такий ротор в процесі обертання здійснює пов'язані радіально-кутові вимушені коливання. Гранична за стійкістю кутова частота обертання зумовлюється дією комплексу гідродинамічних та геометричних параметрів шпаринних ущільнень.

Ключові слова: Відцентровий насос, робоче колесо, шпаринне ущільнення, опора-ущільнення, виток рідини, тиск рідини, гідродинамічні сили, моменти гідродинамічних сил, вимушені радіально – кутові коливання.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Відцентрові насоси мають надзвичайне розповсюдження в різних галузях промисловості, сільського господарства та комунальних підприємствах. Конструктивні схеми насосів в класич-

них варіантах дають можливість створювати достатньо економічні, витривалі, вібростабільні агрегати. Але з підвищенням гідравлічних параметрів насосів виникає потреба у зростанні робочих частот обертання роторів, при цьому гідроенер-

гонасичена система "ротор-ущільнення" створює головний вплив на працездатність агрегату в цілому. За статистичними даними саме на долю цього вузла припадає більше 70 % всіх аварій відцентрових насосів, а саме: злам ротора, механічні контакти роторної та статорної оболонок ущільнень, порушення працездатності ущільнень в цілому [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Аналіз теоретичних та багатьох дослідницьких робіт дають можливість по-сучасному оцінити технічну роль безконтактних ущільнень. Гідродинамічні сили в зазорах шпаринних ущільнень можуть або викликати втрату динамічної стійкості та нищівні для насоса автоколивання ротора, або стабілізувати останній та суттєво зменшити віброактивність агрегату в цілому [2, 3]. Оптимізація параметрів відцентрових насосів реалізується шляхом удосконалення динамічних характеристик ротора з урахуванням гідродинамічних процесів, що мають місце в розвиненій системі шпаринних ущільнень між ротором та статором [4].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Ідея полягає в суміщенні функцій динамічних опор та ущільнень в єдиному вузлі безконтактного ущільнення відцентрового насоса,

$$\begin{cases} \alpha_{11} \cdot \ddot{Z} + \alpha_{12} \cdot \dot{Z} + \alpha_{13} \cdot Z - i \cdot (\alpha_{14} \cdot \omega \cdot \dot{Z} + \alpha_{15} \cdot \omega \cdot Z) - \\ - i \cdot (\alpha_{16} \cdot \ddot{\vartheta} + \alpha_{17} \cdot \dot{\vartheta} + \alpha_{18} \cdot \vartheta) - \alpha_{19} \cdot \omega \cdot \dot{\vartheta} + \alpha_{101} \cdot \omega \cdot \vartheta = a \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t}, \\ \alpha_{11} \cdot \ddot{\vartheta} + \alpha_{12} \cdot \dot{\vartheta} + \alpha_{13} \cdot \vartheta - i \cdot (\alpha_{14} \cdot \omega \cdot \dot{\vartheta} + \alpha_{15} \cdot \omega \cdot \vartheta) - \\ - i \cdot (\alpha_{16} \cdot \ddot{Z} + \alpha_{17} \cdot \dot{Z} + \alpha_{18} \cdot Z) - \alpha_{19} \cdot \omega \cdot \dot{Z} - \alpha_{101} \cdot \omega \cdot Z = \Gamma \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t}, \end{cases} \quad (1)$$

де: a, Γ - статичний та динамічний дисбаланси;

$Z = x + i \cdot y$ - радіальна комплексна змінна;

$\vartheta = \vartheta_x + i \cdot \vartheta_y$ - кутова комплексна змінна;

ω - кутова частота обертання ротора;

α_{ij}, α_{ij} - радіальні та кутові гідродинамічні коефіцієнти;

$x, y, \vartheta_x, \vartheta_y$ - радіальні та кутові зміщення ротора.

Повний розгляд утворення системи (1) наведений в роботі автора [5].

Дана система (1) дозволяє обчислити амплітудні та фазові характеристики пов'язаних радіально-кутових коливань ротора при різних гідравлічних умовах протікання рідини в шпаринних ущільненнях, бо саме від комплексу геометрично-гідравлічних параметрів залежать величини радіальних та кутових гідравлічних коефіцієнтів.

Використавши підстановку

$$Z = Z_o \cdot e^{i(\omega t + \varphi_1)}, \quad \vartheta = \vartheta_o \cdot e^{i(\omega t + \varphi_2)}$$

отримуємо компактну неоднорідну систему

що значно спрощує виготовлення та експлуатацію насоса при зменшенні його масо – габаритних параметрів та підтриманні допустимого рівня вібрацій агрегату. Для цього необхідно проаналізувати динамічні характеристики самовпорядкованого в шпаринних ущільненнях ротора з точки зору наявності вимушених пов'язаних радіально-кутових коливань та збереження динамічної стійкості на різних частотах обертання.

Виклад основного матеріалу дослідження. Головним об'єктом вдосконаленого відцентрового насоса виступає самовпорядкований в безконтактних шпаринних ущільненнях симетричний у вісьовому та радіальному напрямках ротор з механічним приводом від електродвигуна. Такий ротор обертається в двох ущільненнях, здійснюючи вимушені радіально-кутові коливання з обертовою частотою під дією динамічного дисбалансу, що має місце в загальному випадку. Аналіз таких пов'язаних радіально-кутових коливань доцільно проводити використовуючи систему диференціальних рівнянь динаміки ротора відносно нерухомої центральної системи відліку, пов'язаної з вісями симетрії статорних оболонок ущільнень. В комплексних змінних система має такий вигляд:

з двох алгебраїчних рівнянь

$$\begin{cases} D_{11} \cdot Z + D_{12} \cdot \vartheta = a \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t}, \\ D_{21} \cdot Z + D_{22} \cdot \vartheta = \Gamma \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t}, \end{cases} \quad (2)$$

де: $D_{jk} = C_{jk} + i \cdot d_{jk}$,

$$C_{11} = -\omega^2 + \omega^2 \cdot \alpha_{14} + \alpha_{13},$$

$$d_{11} = (\alpha_{12} - \alpha_{15}) \cdot \omega,$$

$$C_{12} = (\alpha_{17} - \alpha_{101}) \cdot \omega,$$

$$d_{12} = (\alpha_{16} - \alpha_{19}) \cdot \omega^2 - \alpha_{18},$$

$$C_{22} = -\omega^2 + \omega^2 \cdot \alpha_{14} + \alpha_{13},$$

$$d_{22} = (\alpha_{12} - \alpha_{15}) \cdot \omega.$$

Розв'язком системи (2) будуть вирази

$$\begin{cases} \frac{Z_o}{a} = \omega^2 \cdot \left[A_{22} \cdot e^{i\varphi_{22}} - \frac{\Gamma}{a} \cdot A_{12} \cdot e^{i\varphi_{12}} \right] \\ \frac{\vartheta_o}{\Gamma} = \omega^2 \cdot \left[A_{11} \cdot e^{i\varphi_{11}} - \frac{a}{\Gamma} \cdot A_{21} \cdot e^{i\varphi_{21}} \right] \end{cases} \quad (3)$$

$$\text{де: } A_{jk} = \left| \frac{D_{jk}}{D} \right| = \sqrt{\frac{C_{jk}^2 + d_{jk}^2}{c^2 + d^2}} - \text{ амплітудна}$$

частотна характеристика,

$$\varphi_{jk} = \arctg \frac{C \cdot d_{jk} - C_{jk} \cdot d}{C \cdot C_{jk} + d \cdot d_{jk}} - \text{ фазова}$$

частотна характеристика,

$$D = C + i \cdot d - \text{ власний оператор системи} \quad (2),$$

$$C = C_{11} \cdot C_{22} - d_{11} \cdot d_{22} - C_{12} \cdot C_{21} + d_{12} \cdot d_{21},$$

$$d = C_{11} \cdot d_{22} + C_{22} \cdot d_{11} - C_{12} \cdot d_{21} - C_{21} \cdot d_{12}.$$

Система рівнянь (3) дає можливість побудувати складові амплітудних та фазових частотних характеристик радіальних та кутових коливань ротора, які викликаються статичною a та динамічною неврівноваженістю Γ

$$\begin{cases} A_{22} = \sqrt{\frac{C_{22}^2 + d_{22}^2}{C^2 + d^2}}, \quad \varphi_{22} = \arctg \frac{C \cdot d_{22} - C_{22} \cdot d}{C \cdot C_{22} + d \cdot d_{22}}, \\ A_{11} = \sqrt{\frac{C_{11}^2 + d_{11}^2}{C^2 + d^2}}, \quad \varphi_{11} = \arctg \frac{C \cdot d_{11} - C_{11} \cdot d}{C \cdot C_{11} + d \cdot d_{11}}. \end{cases} \quad (4)$$

Відносні (безрозмірні) амплітудні частотні характеристики мають такі вирази

$$A_{22}(a) = \frac{Z_o}{a} = \omega^2 \cdot A_{22} - \text{ АЧХ радіальних коливань,}$$

$$A_{11}(\Gamma) = \frac{\vartheta_o}{\Gamma} = \omega^2 \cdot A_{11} - \text{ АЧХ кутових коливань.}$$

Чисельні розрахунки АЧХ за формулами системи (4) для базових параметрів шпаринного ущільнення: діаметр – 60мм, довжина – 20 мм, радіальний зазор – 0,25 мм, перепад тиску на ущільненні – 0,2 МПа, в діапазоні кутових частот обертання ротора від 0 до 1800 рад/с, вказують

$$F(P) = W_o \cdot P^8 + W_1 P^7 + W_2 P^6 + W_3 P^5 + W_4 P^4 + W_5 \cdot P^3 + W_6 \cdot P^2 + W_7 \cdot P + W_8 = 0, \quad (6)$$

де: $W_k = f(a_{ij}, \alpha_{ij})$, докладне розкриття

W_k наведено в роботі автора [5].

Використовуючи критерій стійкості Рауса-Гурвіца для полінома з дійсними коефіцієнтами (7) та враховуючи теорему Ляпуна-Шипара для багаточлена парного ступеня з додатними дійсними коефіцієнтами, можна отримати вирази для детермінантів непарного ступеня, які повинні бути додатними, тобто:

$$H_j = \det W_k, \quad j = 7,5,3,1; \quad k = 1 \dots 8 \quad \text{та} \quad H_j > 0.$$

Розкриття H_j доцільно провести чисельними способами з використанням обчислювальної техніки.

Найбільш суттєвими параметрами з точки зору динамічної стійкості ротора в ущільненнях виступають такі чинники:

на наявність двох окремих резонансних піків, які відповідають критичним частотам радіальних та кутових коливань, з подальшою самоцентровкою ротора та зниженням амплітуди вимушених коливань в закритичній ділянці кутових частот обертання ротора.

Як відомо з теорії коливань [6] існує поняття втрати коливальною системою динамічної стійкості при певній частоті вимушуючої сили; отже і для самовпорядкованого в шпаринних ущільненнях ротора можлива втрата динамічної стійкості при досягненні певної-граничної кутової частоти обертання.

Для перевірки динамічної стійкості ротора, який здійснює пов'язані радіально-кутові коливання в шпаринних ущільненнях, розглянемо характеристичний визначник, який складається з коефіцієнтів системи (1) без правої частини

$$F(p) = \begin{vmatrix} G_{11} & G_{12} & -G_{14} & G_{13} \\ -G_{12} & G_{11} & -G_{13} & -G_{14} \\ -Q_{14} & Q_{13} & Q_{11} & Q_{12} \\ -Q_{13} & -Q_{14} & -Q_{12} & Q_{11} \end{vmatrix}, \quad (5)$$

де: $P = \frac{d}{dt}$ - оператор диференціювання за

часом,

$$G_{11} = a_{11} \cdot P^2 + a_{12} \cdot P + a_{13},$$

$$Q_{11} = \alpha_{11} \cdot P^2 + \alpha_{12} P + \alpha_{13},$$

$$G_{12} = a_{15} \cdot \omega, \quad Q_{12} = \alpha_{15} \cdot \omega,$$

$$G_{13} = a_{18}, \quad Q_{13} = \alpha_{18},$$

$$G_{14} = a_{101} \cdot \omega, \quad Q_{14} = \alpha_{101} \cdot \omega.$$

При цьому в "перехресних" складових залишаємо тільки безінерційні компоненти.

Прирівнявши визначник (1) нулю та розгорнувши його отримуємо рівняння

- відносна закрутка потоку рідини на вході в ущільнення;

- конфузорність та дифузорність ущільнення;

- співвідношення між вісьовим та екваторіальним моментами інерції ротора.

Порівняльний аналіз розрахункових залежностей межі динамічної стійкості ротора від тиску на ущільненні при різних величинах окремих параметрів дозволяє якісно проаналізувати суттєвість впливу цих параметрів на стійкість ротора. Найсуттєвіша комбінація параметрів, яка гарантовано віддаляє межу динамічної стійкості від критичної частоти радіальних коливань – це виконання ротора дискової геометрії форми з розташуванням ротора в симетричній шпаринних ущільненнях конфузорної форми та без закрутки рідини на вході в ущільнення.

Оскільки симетричний ротор здійснює пов'язані радіально-кутові коливання, потрібно враховувати суттєвість цього зв'язку з точки зору динамічної стійкості ротора в ущільненнях. Система рівнянь (1) має перехресні члени, які характеризують зв'язок між радіальними та кутовими коливаннями. Перехресні члени можуть як збільшувати, так і зменшувати запас стійкості ротора. У випадку збільшення запасу стійкості между стійкості з деяким перебільшенням можливо оцінити виходячи з рівнянь незв'язаних радіальних та кутових коливань, якщо в системі (1) нехтувати перехресними членами. При цьому розв'язок рівняння (6) у вигляді системи восьмого порядку розпадається на дві незалежні системи четвертого порядку, що значно полегшує аналіз останніх та отримання умови стійкості в аналітичній формі. Умови, за яких перехресні зв'язки не зменшують запасу стійкості, сформульовані в монографії В.Н. Дроздовича [7].

$$\text{де: } |D_{11} \cdot D_{22}| = \left| \omega^4 \cdot (1 - \alpha_{14}) - \omega^2 \cdot (\alpha_{13} + a_{13} - a_{13} \cdot \alpha_{14} - 0,25 \cdot a_{12} \cdot \alpha_{12}) + a_{13} \cdot \alpha_{13} + i \cdot \left[\omega^3 \cdot 0,5 \cdot (a_{12} \cdot \alpha_{14} - a_{12} - \alpha_{12}) + \omega \cdot 0,5 \cdot (a_{13} \cdot \alpha_{12} + a_{12} \cdot \alpha_{13}) \right] \right|$$

Аналіз нерівності (8) дає можливість сформулювати висновок, що у випадку симетричного ротора перехресні зв'язки не зменшують запасу стійкості, тому аналіз стійкості можна вести по рівняннях незалежних радіальних та кутових коливань, тобто використовуючи систему (1) без перехресних членів в рівняннях. Таким чином самовпорядкований в симетричних шпаринних ущільненнях ротор здійснює радіально-кутові вимушені коливання; гранична за стійкістю кутова частота обертання ротора залежить як від критичної частоти радіальної (більш низькочастотної) підсистеми, так і від співвідношення між демпфуючою та циркуляційною гідродинамічними силами в ущільненнях. В осередненому випадку для цих сил за даними робіт [2, 3] можна прийняти співвідношення: $v = 2 \cdot q$.

Це співвідношення дозволяє отримати вираз для граничної кутової частоти

$$\omega_{гр.} = 2 \cdot \omega e, \quad (9)$$

$$\text{де: } \omega e = \sqrt{\frac{a_{13}}{a_{11}}} - \text{критична кутова частота}$$

У виразі власного оператора системи (2)

$$D = D_{11} \cdot D_{22} - D_{12} \cdot D_{21}$$

друга складова характеризує вплив перехресних зв'язків.

$$\text{Якщо } |D_{12} \cdot D_{21}| < |D_{11} \cdot D_{22}| \text{ для всіх } \omega \in (-\infty; +\infty), \quad (7)$$

то у випадку асимптотичної стійкості незалежних систем пов'язана система також стійка асимптотично.

При цьому стійкість пов'язаної системи з деякими запасами буде забезпечуватися у випадку виконання умов стійкості незалежних радіальних та кутових коливань. У випадку симетричного ротора в двох однакових шпаринних ущільненнях нерівність (7) приймає вигляд

$$|D_{11} \cdot D_{22}| > 0, \quad (8)$$

радіальної підсистеми.

Подальше підвищення граничної кутової частоти можливе при використанні прогресивного ущільнення, в якому теоретично повністю знешкоджується закрутка потоку на вході в ущільнення [4, 8], що дає можливість мінімізувати дестабілізуючу дію циркуляційної сили в ущільненні.

Висновки. Самовпорядкований в симетричних шпаринних ущільненнях ротор здійснює пов'язані радіально-кутові вимушені коливання.

Динамічна стійкість ротора зумовлюється критичною частотою більш низькочастотної радіальної підсистеми. Межа динамічної стійкості зумовлюється співвідношенням між демпфуючою та циркуляційною силами в шпаринних ущільненнях. Підвищення межі динамічної стійкості можливо у випадку знешкодження закрутки потоку на вході в шпаринні ущільнення, що автоматично зменшує дію дестабілізуючої циркуляційної сили в ущільненнях.

Доцільно дослідити пов'язані кутові та вісьові коливання ротора у системі авторозвантажування вісьових сил.

Список використаної літератури:

1. Гроховский Д.В. Динамика центробежных многоступенчатых насосов / Д.В. Гроховский. Обзорная информация / Сер.ХМ-4.-М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. – 56 с.
2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. / В.А. Марцинковский – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
3. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций. / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
4. Гулый А.Н. Разработка экспериментальных и теоретических методов анализа динамических параметров бесконтактных уплотнений. / Дис...канд. техн. наук. – Сумы, 1989. – ДСП. – 218 с.
5. Горовой С.А. Разработка и исследование конструкций «безвальных» центробежных насосов / Дис...канд. техн. наук. – Сумы, 1995. – 233 с.

6. Бабаков И.М. Теория колебаний. / И.М. Бабаков – М.: Наука, 1965. – 560 с.
7. Дроздович В.Н. Газодинамические подшипники. / В.Н. Дроздович – Л.: Машиностроение, 1976. – 170 с.
8. А.с. №1521972 СССР, МКИ⁵ F 04 Д 29/04. Щелевое уплотнение. / В.А. Марцинковский, А.Н. Гулый, И.Н. Беда; опубл. 21.10.88, Бюл. №35. – 12 с.

Горовой С.А. Динамическая стабильность ротора в симметричных уплотнениях насоса

Гидродинамические силы в щелевых уплотнениях центробежных насосов играют решающую роль в стабилизации вибрационной активности роторов насосов, а в отдельных случаях дают возможность использовать уплотнения как несущие опорно-уплотнительные узлы «безвальных» агрегатов. Это дает возможность по-новому оценить роль бесконтактных уплотнений проточной части – как основных опорно-уплотнительных узлов центробежного насоса. Ротор центробежного насоса самоустанавливается в симметричных щелевых уплотнениях под действием гидродинамических сил и моментов. Такой ротор в процессе вращения совершает связанные радиально-угловые вынужденные колебания. Граничная по устойчивости угловая скорость вращения обуславливается действием комплекса гидродинамических и геометрических параметров щелевых уплотнений.

Ключевые слова: центробежный насос, щелевое уплотнение, опора-уплотнение, расход жидкости, давление жидкости, напор жидкости, гидродинамические силы, моменты гидродинамических сил, ротор насоса, радиально – угловые колебания.

Gorovoy S.A. Dynamic stability of rotor in symmetrical gap seals of pump

The hydrodynamic forces in slot-hole seals of centrifugal pumps play a leading role in stabilization of vibrational activity of rotary tables of „non-shaftles” pampes. It enables in a new fashion to evaluate a role of contactless seal of a blading section – it the role of reference – strong clusters of a centrifugal pump is removed. Such rotor in proceu of the rotation makes joint radial – angular fluctuations. The offered technique of a blading section of a centrifugal pump with slot – hole seals, wich one play a role of the mated reference – strong clusters. An idea consists in combination of functions of dynamic supports and compressions in the only knot of clearance seal of chempump which substantially simplifies his making and exploitation at the considerable diminishing of parameters and support in the possible limits of level of vibrations of asm. The centrifugal pump has a rotor without non-stop determination in gap seal under the influence of a hydrodynamic force and moment. Such rotor in proceu of the rotation makes joint radial-angular fluctuations. The own frequencys of such fluctuations hang from hydrodynamic and geometric parameter of seal gap.

Achievement of this aim will be realized by a grant to the rotor-wheel of possibility freely in the mounting shells of compressions and stabilized in rotarydirection at presence of limited after amplitudes of radial-ly-angular and rotary vibrations at maintenance of dynamic firmness on different frequencies of rotation.

Keyword: centrifugal pump, gap seal, bearing seal, liqvid presse, hydrodynamic forces, hydrodynamic moment, rotor of pump.

Дата надходження до редакції: 14.03.2016

Рецензент: д.ф.-м.н., проф. Кузема О.С.

УДК 621.384.8

МЕТОДИ ПОКРАЩЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МАС-СПЕКТРОМЕТРІВ

О. С. Кузема, д.ф.-м.н., проф., Сумський національний аграрний університет

П. О. Кузема, Інститут хімії поверхні ім. О.О. Чуйка НАН України

Викладено огляд і аналіз сучасних методів покращення основних характеристик статичних мас-спектрометрів. Показано, що досягнення у сфері вдосконалення мас-спектрометричної апаратури може бути одержане за рахунок розробки і застосування нових ефективних методів розділення і фокусування іонних пучків, використання магнітних мас-аналізаторів з великою дисперсією і аналізуючих систем з електричним фокусуванням іонів за напрямком, а також внаслідок корекції сферичних і хроматичних аберацій аналізуючих систем зі стаціонарними магнітними та електричними полями.

Ключові слова: мас-спектрометр, дисперсія, роздільна здатність, чутливість, аберації, іонний пучок, енергоаналізатор.

Постановка проблеми. Технічний рівень і області практичного застосування будь-якого мас-спектрометра визначаються низкою характеристик, до яких відносяться дисперсія за масами,

роздільна здатність, чутливість, точність вимірювань, діапазон мас, швидкодія. Якщо мас-спектрометр призначено для спеціальних цілей, наприклад, для дослідження космічного простору,