

УДК 621.65.

С.А. Горовой, кандидат технических наук, Г.С. Головченко (Сумский Национальный аграрный университет, г. Сумы, Украина).

E-mail: gorovuj64.@gmail.com

Результаты динамических испытаний самоустанавливающихся в щелевых уплотнениях роторов цилиндрической и дисковой конфигурации

На сегодняшний день центробежные насосы как динамические энергетические агрегаты нашли применение в самых разнообразных отраслях промышленности и сельского хозяйства всех стран мира. В связи с широким использованием центробежных насосов продолжают оставаться актуальными задачи отработки их конструктивных схем для обеспечения экономичности, долговечности, вибрационной надежности. При этом работоспособность центробежного насоса существенно зависит от гидромеханической системы *ротор – щелевое уплотнение*: по статистическим данным, с этой системой связано более 70 % случаев выхода из строя центробежных насосов (таких как поломка ротора, задевание ротора за статорные втулки щелевых уплотнений, повреждение или износ втулок уплотнений и т. п.) [1]. Значительные гидродинамические силы в зазорах бесконтактных щелевых уплотнений центробежных насосов могут как привести к потере динамической устойчивости ротора и к автоколебаниям ротора (что недопустимо), так и наоборот – существенно снизить вибрационную активность ротора в уплотнениях.

В работах профессора В.А. Марцинковского по методологии расчета гидродинамических параметров бесконтактных уплотнений [2 – 4] показано, что движение ротора приводит к изменению осредненного гидравлического сопротивления кольцевой щели с перераспределением давления в кольцевом канале бесконтактного уплотнения, что является причиной возникновения гидродинамических сил. В.А. Марцинковским были получены аналитические линейризованные выражения для расчета коэффициентов **радиальных** сил в щелевом уплотнении в короткой кольцевой щели с учетом конусности зазора и перекоса осей роторной и статорной втулок уплотнения. Вследствие перекоса

осей изменяется суммарный эксцентриситет ротора, что учитывается добавками к радиальным силам (поправочными коэффициентами). Также показано, что действие циркуляционной силы может привести к потере динамической устойчивости ротора и к автоколебаниям ротора со значительной амплитудой.

Авторами данной работы были продолжены теоретические исследования по уточнению коэффициентов гидродинамических сил в щелевых уплотнениях, а также были получены некоторые практические результаты динамических испытаний центробежного насоса с самоустанавливающимся в щелевых опорах – уплотнениях рабочим колесом. Результаты исследований отражены в работах авторов [5 – 9].

Потребовались дальнейшие практические исследования, чтобы иметь более полную достоверную информацию о влиянии геометрической формы ротора на его способность к самоцентровке в щелевых уплотнениях при различных угловых скоростях вращения, вплоть до потери ротором динамической устойчивости.

С целью получения полной динамической картины самоцентровки вращающегося в щелевых уплотнениях ротора был создан экспериментальный стенд для динамических испытаний роторов различной геометрической конфигурации (рис. 1).

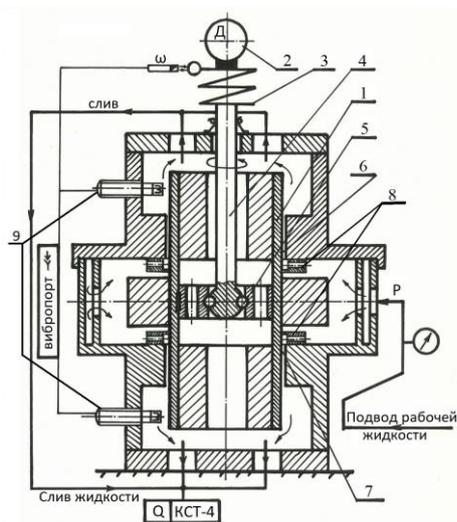


Рис. 1. Схема стенда для динамических испытаний ротора в щелевых уплотнениях

1 – ротор, 2 – электродвигатель, 3 – упругая податливая муфта,

4 – вал, 5 – карданный шарнир, 6 - верхнее щелевое уплотнение,
7 – нижнее щелевое уплотнение, 8 – втулки с радиальными отверстиями,
9 – токовихревые датчики перемещений ротора

Крутящий момент от двигателя 2 передавался на ротор 1 посредством упругой податливой муфты 3 и карданного шарнира 5, обеспечивая ротору 1 свободу радиально – угловых перемещений с удержанием в осевом направлении. Подача жидкости под давлением нагнетания в рабочую камеру стенда производилась через систему радиальных отверстий по периметру внутренней оболочки камеры, что исключало возникновение каких – либо односторонне направленных струйных воздействий жидкости на поверхность испытуемого ротора. Вертикальная компоновка роторной системы позволила получить картину радиально – угловых колебаний ротора 1 под действием силовых факторов только со стороны щелевых уплотнений 6, 7.

В конструкции стенда предусматривалась возможность подавления входной закрутки жидкости на входе в щелевые уплотнения. Для этого устанавливались специальные втулки (поз. 8, рис. 1) с отверстиями и кольцевой канавкой перед гладкими цилиндрическими щелевыми уплотнениями. Такое комбинированное уплотнение эффективно противостоит закрутке потока на входе в щель на всем диапазоне частот вращения ротора.

Геометрические размеры щелевых уплотнений стенда (рис. 1):

радиус уплотнения: $r = 30 \text{ мм} = 3 \cdot 10^{-2} \text{ м}$;

длина уплотнения: $l = 20 \text{ мм} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$;

радиальный зазор: $h_0 = 0,25 \text{ мм} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$;

расстояние по оси от центра ротора до центра уплотнения: $L = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

У верхнего и нижнего щелевых уплотнений стенда (рис. 1, поз. 6, 7) было установлено по два токовихревых датчика перемещений (поз. 9) под углом 90° друг к другу в плоскости, перпендикулярной оси уплотнений. Сигналы с токовихревых датчиков перемещений регистрировались и обрабатывались специализированным виброизмерительным прибором “Вибропорт” фирмы

“Брюль и Кьер”. Форма сигналов (амплитуда, частота, фазовый сдвиг) и соответствующая траектория движения центров ротора под местами расположения датчиков наблюдались на экране двухлучевого запоминающего осциллографа С8 - 17. Виброизмерительным прибором “Вибропорт” так же измерялась угловая скорость вращения (частота вращения) ротора с точностью $\pm 1 \text{ c}^{-1}$ (± 1 оборот / минуту).

Для отработки оптимальной геометрической формы самоустанавливающегося в щелевых уплотнениях ротора были изготовлены три экспериментальных ротора:

ротор – цилиндр № 1 (рис. 2) с преобладающим по величине экваториальным J_{φ} , моментом инерции, ротор № 2 (рис. 3) с промежуточным соотношением осевого J_o и экваториального J_{φ} , моментов инерции и ротор № 3 (рис. 4) с приближающейся по геометрии дисковой конфигурацией.

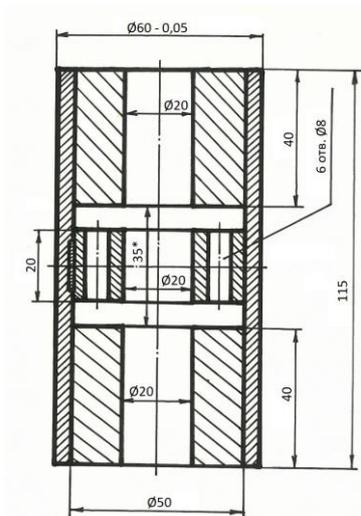


Рис. 2. Ротор – цилиндр № 1

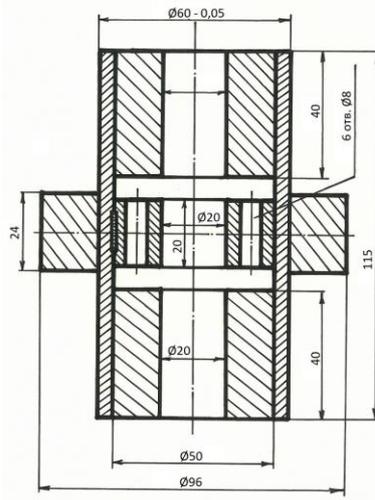


Рис. 3. Ротор № 2

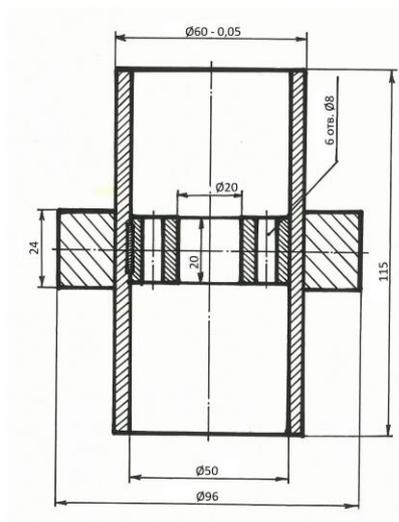


Рис. 4. Ротор № 3

Моменты инерции роторов определялись по массам и геометрическим размерам их частей согласно методике работы [10]. Массы и расчетные моменты инерции роторов сведены в таблицу 1.

Таблица 1.

Форма ротора	Масса, m , кг	Моменты инерции		$\frac{J_z}{J_0}$
		осевой, J_0 $\times 10^{-3}$ кг м ²	экваториальный, J_z $\times 10^{-3}$ кг м ²	
Ротор - цилиндр № 1	2,0	1,03	2,85	2,77

Ротор № 2	2,85	2,47	3,61	1,46
Ротор № 3	2,0	2,15	2,0	0,93

Геометрическая форма ротора № 3 позволила почти уравнять осевой J_o и экваториальный J_e моменты инерции ротора и практически свести к нулю гироскопический момент ротора, пропорциональный разности его моментов инерции [3].

На испытательном стенде были получены амплитудные частотные характеристики (АЧХ) всех трех роторов в щелевых уплотнениях с неконтролируемой закруткой потока на входе в уплотнения (рис. 5, рис. 6, рис. 7).

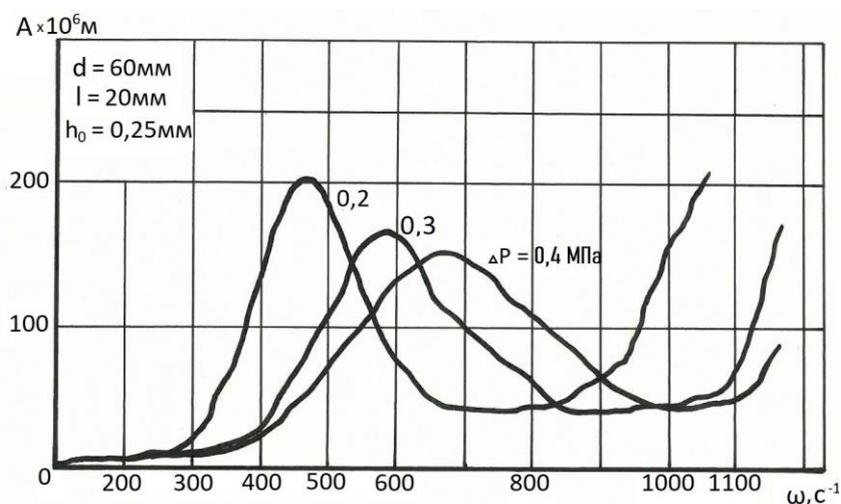


Рис. 5. АЧХ ротора - цилиндра № 1

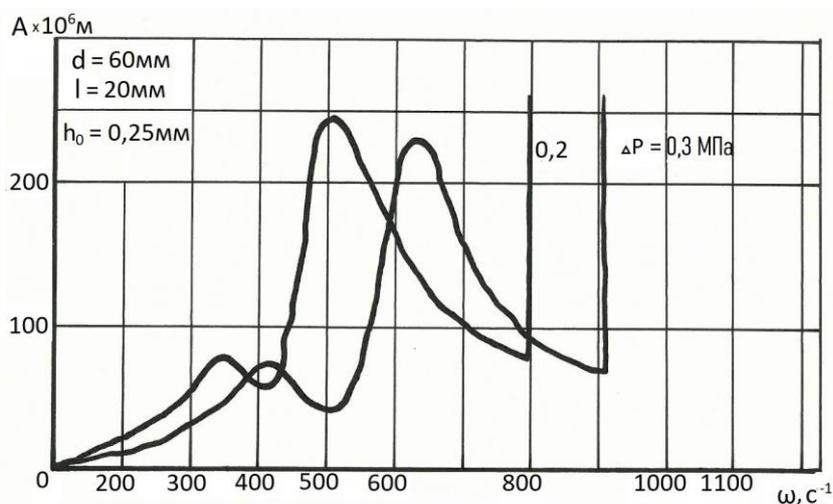


Рис. 6. АЧХ ротора № 2

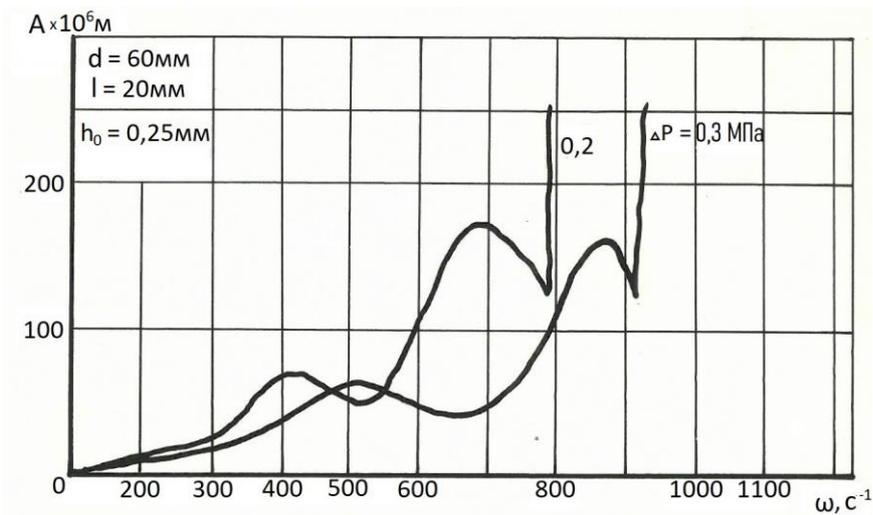


Рис. 7. АЧХ ротора № 3

Также были получены АЧХ ротора № 2 в щелевых уплотнениях с подавлением закрутки потока на входе в щелевые зазоры уплотнений (рис. 8).

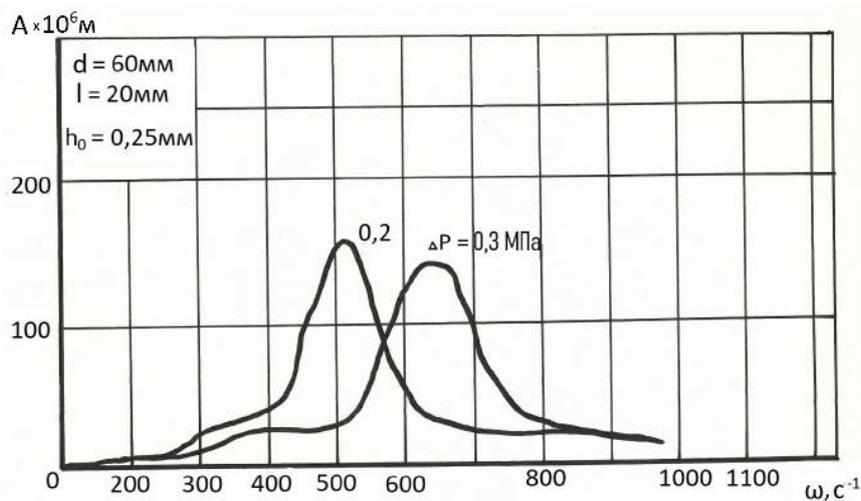


Рис. 8. АЧХ ротора № 2 в уплотнениях с подавлением входной закрутки потока

Экспериментальные АЧХ всех трех роторов в щелевых уплотнениях были сняты виброизмерительным прибором “Вибропорт” для двух перепадов давления на щелевых уплотнениях ($\Delta P = 0,2$ МПа и $0,3$ МПа).

Анализ АЧХ роторов № 2 и № 3 (рис. 6, рис. 7) указывает на наличие двух резонансных всплесков, что свидетельствует о существовании критических угловых скоростей вращения для радиальных и угловых колебаний. Для ротора – цилиндра № 1 АЧХ (рис. 5) имелся один максимум, что объясняется близким расположением критических угловых скоростей радиальных и угловых колебаний, при этом амплитуда угловых колебаний значительно превосходит радиальные и “поглощает” их.

Форма синфазных сигналов с верхних и нижних токовихревых датчиков перемещений стенда (рис. 1, поз. 9) на экране осциллографа С8 – 17 свидетельствует о наличии низкочастотного резонанса радиальных колебаний и более высокочастотного резонанса противофазных угловых колебаний для роторов № 2, № 3. Для ротора – цилиндра № 1 имел место только угловой резонанс.

В докритической низкочастотной области угловых скоростей роторы № 2, № 3 совершают вынужденные радиальные колебания с нарастающей амплитудой (максимум амплитуды на критической угловой скорости радиальных колебаний $\omega_{екр.}$). В закритической для радиальных колебаний области наблюдается снижение амплитуд радиальных колебаний, проявляется эффект самоцентрировки ротора, когда последний стремится вращаться вокруг оси, проходящей через центр масс. При дальнейшем повышении угловой скорости вращения появляются угловые колебания. Их амплитуда быстро нарастает и достигает максимума на критической скорости угловых колебаний $\omega_{вкр.}$. При этом на критической скорости угловых колебаний и в непосредственной близости от нее наблюдаются противофазные колебания, свидетельствующие о том, что геометрическая ось ротора совершает коническое движение с неподвижной точкой практически на середине оси ротора. На критической угловой скорости угловых колебаний $\omega_{вкр.}$ ротор совершает прямую синхронную коническую прецессию. В таком вращении амплитуды колебаний центров ротора под щелевыми уплотнениями значительно превосходят амплитуды радиальных колебаний на соответствующей критической угловой скорости радиальных колебаний $\omega_{екр.}$. Этот факт объясняется значительно

меньшим демпфированием угловых колебаний по сравнению с радиальными колебаниями. Работа – вращение ротора на угловых скоростях близких к угловому резонансу весьма вибрационно активна и поэтому нежелательна. При дальнейшем повышении угловой скорости вращения, т.е. после перехода углового резонанса, наблюдается снижение амплитуд угловых колебаний ротора. Такое снижение получается вследствие угловой самоцентрировки ротора, при которой последний стремится вращаться вокруг одной из своих главных осей инерции. Последующее возрастание угловой скорости вращения возможно до определенной границы $\omega_{кр.}$, за которой наступает резкое, скачкообразное нарастание амплитуды колебаний ротора в уплотнениях, приводящее к обкатке последнего по поверхностям щелевых уплотнений. При этом как на роторе, так и на статорных оболочках уплотнений, появляются четко выраженные полосы натиров, а приводной электродвигатель перегружается. Несинхронная прецессия ротора с амплитудами, ограниченными только величиной зазора в уплотнениях, представляет собой автоколебания, вызванные неконсервативными циркуляционными силами, приводящими к потере ротором динамической устойчивости.

Возрастание резонансных угловых скоростей при увеличении перепада давления на щелевых уплотнениях подтверждает известный факт зависимости жесткости уплотнений от дросселируемого на них перепада давления рабочей среды [2 - 4]. Слабые возрастания амплитуды колебаний в области радиальных критических угловых скоростей свидетельствуют о значительном демпфировании радиальных колебаний. Резонансные пики угловых колебаний весьма существенно превышают радиальные, что говорит как о достаточно малом суммарном угловом демпфировании, так и о преобладании динамического дисбаланса над эксцентриситетом центра масс в испытанных конструкциях роторов.

Полученные экспериментальным путем АЧХ роторов в щелевых уплотнениях позволяют оценить критические угловые скорости (фактически угловая скорость прямо связана с частотой вращения ротора) радиальных $\omega_{екр.}$ и

угловых $\omega_{вкр.}$ колебаний ротора. Также по экспериментальным АЧХ легко определяется угловая скорость $\omega_{сп.}$, на которой ротор теряет динамическую устойчивость и входит в режим автоколебаний с обкаткой по статорным оболочкам щелевых уплотнений.

В работах [6, 7] одного из авторов данного исследования приводятся расчетные формулы для определения собственных угловых скоростей радиальных ω_e и угловых ω_v колебаний:

$$\omega_e = ((2 \cdot K_s) \cdot m^{-1})^{1/2} \quad (1)$$

$$\omega_v = \left(2 \cdot (-\alpha_e L - \beta_v + K_s L^2 + \bar{K}_s L) \cdot (2m_* L^2 + 2\bar{m}_* L + I_3) \right)^{1/2} \quad (2)$$

где $\alpha_e, \beta_v, K_s, \bar{K}_s, m_*, \bar{m}_*$ - выражения приведены в работах авторов [5, 8, 9].

Величины собственных ω_e , ω_v угловых скоростей, рассчитанные по формулам (1), (2), и значения критических $\omega_{екр.}$, $\omega_{вкр.}$ угловых скоростей радиальных и угловых колебаний роторов в щелевых уплотнениях, определенные по экспериментальным АЧХ роторов в щелевых уплотнениях (рис. 5, 6, 7), сведены в таблицу 2.

Таблица 2.

Форма ротора	ΔP , МПа	ω_e , с ⁻¹	ω_v , с ⁻¹	$\omega_{екр.}$, с ⁻¹	$\omega_{вкр.}$, с ⁻¹	$\frac{\omega_e - \omega_{екр.}}{\omega_e} \times 100\%$	$\frac{\omega_v - \omega_{вкр.}}{\omega_v} \times 100\%$
Ротор-цилиндр № 1	0,2	426	593	-	470	-	21
	0,3	522	727	-	590	-	19
Ротор № 2	0,2	362	530	365	525	-1	1
	0,3	443	650	415	630	6,3	3
Ротор № 3	0,2	426	700	430	690	-1	1,5
	0,3	522	859	510	870	2	-1,3

Анализ данных таблицы 1 и таблицы 2 позволяет сделать вывод о том, что для роторов № 2 и № 3, у которых мало влияние гироскопического момента, относительная погрешность между величинами критических экспериментальных

и собственных расчетных угловых скоростей как радиальных, так и угловых колебаний не превышает 6,3%.

Для ротора – цилиндра № 1 эта относительная погрешность достигает 21%. Полученный результат объясняется существенным снижением критических скоростей угловых колебаний $\omega_{вкр.}$ за счет фактически отрицательного гироскопического момента ротора. Для ротора - цилиндра гироскопический момент существенно снижает критическую угловую скорость $\omega_{вкр.}$ по отношению к собственной угловой скорости ω_v угловых колебаний. Для роторов дисковой конфигурации следует ожидать повышения угловых критических скоростей. На величины критических скоростей радиальных колебаний роторов их конфигурация не оказывает существенного влияния.

Потеря ротором динамической устойчивости по данным работ [6, 7] наступает на угловых скоростях вращения, которые вдвое превышают угловую скорость собственных радиальных колебаний ротора в уплотнениях

$$\omega_{сп.} \geq 2 \cdot \omega_e \quad (3)$$

Количественно легко определить границу динамической устойчивости $\omega_{сп.}$ по экспериментальным АЧХ роторов (рис. 5, 6, 7), как места скачкообразного возрастания кривой АЧХ после перехода через максимумы угловых колебаний.

Величины угловых скоростей собственных радиальных колебаний ω_e роторов, рассчитанные по формуле (1), и значения граничных угловых скоростей $\omega_{сп.}$ роторов в щелевых уплотнениях, определенные по экспериментальным АЧХ роторов в щелевых уплотнениях (рис. 5, 6, 7), сведены в таблицу 3.

Таблица 3

Форма ротора	ΔP , МПа	ω_e , с ⁻¹	$\omega_{сп.}$, с ⁻¹	$2 \cdot \omega_e$, с ⁻¹	$\frac{2 \cdot \omega_e - \omega_{сп.}}{2 \cdot \omega_e} \times 100\%$
Ротор-цилиндр № 1	0,2	426	1000	852	-17
	0,3	522	1150	1044	-10
Ротор № 2	0,2	362	800	724	-10
	0,3	443	920	886	-4

Ротор № 3	0,2	426	790	852	7
	0,3	522	930	1044	11

По АХЧ роторов № 2 и № 3 (рис. 6, 7) потеря устойчивости носила срывной, почти мгновенный характер. Амплитуда колебаний лавинообразно нарастала при очень незначительном повышении угловой скорости вращения роторов в малой окрестности $\omega_{кр.}$, при этом верхние и нижние токовихревые датчики перемещений (рис. 1, поз. 9) регистрировали развитые автоколебания ротора, характерные для работы ротора в режиме потери им динамической устойчивости к радиальным колебаниям.

Потеря роторами № 2 и № 3 динамической устойчивости наступала на угловых скоростях, близких к удвоенной угловой скорости собственных радиальных колебаний (см. рис. 6, 7 и таблица 3), что хорошо согласуется с расчетом граничной угловой скорости $\omega_{кр.}$ по формуле (3).

Ротор – цилиндр № 1 также терял динамическую устойчивость (рис. 5) на закритических угловых скоростях. При этом нарастание амплитуды колебаний носило несколько затянутый по росту угловой скорости характер. Анализ осциллограмм сигналов с верхних и нижних токовихревых датчиков перемещений (рис. 1, поз. 9) указывал на противофазность колебаний. Это свидетельствует о потере ротором – цилиндром № 1 динамической устойчивости к угловым колебаниям.

Поскольку потеря роторами №№ 1, 2, 3 динамической устойчивости вызывается циркуляционными силами в щелевых уплотнениях, величина которых зависит от частоты вращения жидкости перед уплотнением и по его длине [2 - 4], то подавление закрутки потока перед щелевыми уплотнениями приводит к повышению граничной по устойчивости угловой скорости вращения.

Экспериментальный стенд для динамических испытаний был дополнен устройствами для подавления входной закрутки перед щелевыми уплотнениями (рис. 1, поз. 8). Испытания ротора № 2 в таких модернизированных уплотнениях показали, что во всем рабочем диапазоне угловых скоростей вращения ротора (от

0 до 980 с⁻¹) потери динамической устойчивости не наступало. Также существенно уменьшились амплитуды радиальных и угловых колебаний на критических угловых скоростях $\omega_{кр.}$ и $\omega_{вкр.}$ (рис. 8).

Выводы.

Полученные на экспериментальном стенде АЧХ роторов различной геометрической конфигурации позволяют говорить о самоцентрировке роторов в щелевых уплотнениях в широком диапазоне угловых скоростей до потери динамической устойчивости.

Данные анализа экспериментальных АЧХ роторов в уплотнениях служат подтверждением приемлемости формул работ [5 - 9] для расчета силовых факторов в щелевых уплотнениях, вычисления собственных угловых скоростей радиальных и угловых колебаний роторов в бесконтактных опорах – уплотнениях, и оценки границы динамической устойчивости самоустанавливающегося в щелевых уплотнениях ротора.

Стабильная работа самоустанавливающегося в щелевых уплотнениях ротора с малыми амплитудами радиальных и угловых колебаний обеспечивается на угловых скоростях вращения до критической скорости $\omega_{вкр.}$ угловых колебаний.

Экспериментальным путем была подтверждена возможность расширения области динамической устойчивости и улучшения вибрационных характеристик самоустанавливающегося в щелевых уплотнениях ротора путем целенаправленного уменьшения закрутки потока на входе в щелевые уплотнения.

При создании конструкций центробежных насосов с самоустанавливающимся в щелевых опорах – уплотнениях рабочим колесом следует отдать предпочтение дисковой геометрической конфигурации ротора (с преобладанием экваториального J_x момента инерции над осевым J_o моментом инерции) по сравнению с цилиндрической формой ротора. Дисковая конфигурация обеспечивает меньшие амплитуды радиальных и угловых колебаний на критических угловых скоростях, и смещает максимум угловых колебаний в сторону больших угловых скоростей.

Список литературы.

- 1. Гроховский Д.В.** Динамика центробежных многоступенчатых насосов. Обзорная информация. Сер. ХМ-4. М.: ЦИНТИхимнефтемаш. 1990. 56 с.
- 2. Марцинковский В.А.** Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение. 1980. 200 с.
- 3. Марцинковский В.А., Ворона П.Н.** Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат. 1987. 256 с.
- 4. Марцинковский В.А.** Вибрации роторов центробежных машин: в 2-х кн. Книга 1. Гидродинамика дросселирующих каналов. Сумы: Изд-во СумДУ. 2002. 337 с.
- 5. Горовий С.О.** Оціночний гідравлічний розрахунок силових моментів шпаринного ущільнення // Вісник СНАУ. Сер. «Механізація та автоматизація виробничих процесів». 2017. № 10 (32). С. 20–23.
- 6. Gorovoi S.A.** Hydrodynamic Calculation of Bearing - Seal Assemblies of Centrifugal Pump with Self – Adjusting Rotor // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. № 53. P. 171–175.
- 7. Gorovoi S.A.** Bench Testing of a Pump with a Self - Adjusting Impeller // Chemical and Petroleum Engineering. 2019. № 55. P. 149–157.
- 8. Gorovoi S.A.** Refined model of a groove seal and calculation of angular hadrodynamic force coefficients / S.A. Gorovoi, G.S. Golovchenko // Impeller Chemical and Petroleum Engineering, Volume 56 , Nos.3, Guly , 2020, P. 205 – 214.
- 9. Gorovoi S.A.** Determination of angular stiffness coefficient of the annular seal by experimental – calculation / S.A. Gorovoi, G.S. Golovchenko , M.U. Dumanchuk// Gournal of Physics: Conferens Series, mechanical, annular and magnetic fluid seals, Volume 1741, Ganuary , 2021, P. 1 – 12.
- 10. Фаворин М.В.** Моменты инерции тел. Справочник. – М.: Машиностроение, 1970. 255 с.

Аннотация. Гидродинамические силы в щелевых уплотнениях центробежных насосов создают существенное воздействие на вибрационную активность ротора в целом. Теоретические и экспериментальные исследования различных авторов позволили установить структуру гидродинамических сил и определить величину коэффициентов радиальных сил. На специально созданном лабораторном экспериментальном стенде авторами данной работы были получены амплитудные частотные характеристики (АЧХ) вынужденных радиально – угловых колебаний самоустанавливающихся в щелевых уплотнениях роторов цилиндрической и дисковой геометрических конфигураций при различных перепадах давления рабочей жидкости на уплотнениях. Также были получены амплитудные частотные характеристики вынужденных радиально – угловых колебаний ротора с подавлением закрутки рабочей жидкости на входе в щелевые уплотнения. Полученные экспериментальным путем АЧХ роторов позволили определить критические угловые скорости радиальных и угловых колебаний роторов в щелевых уплотнениях, а также границы их динамической устойчивости. По теоретическим формулам был рассчитаны угловые скорости собственных радиальных и угловых колебаний ротора в щелевых уплотнениях, а также границы их динамической устойчивости. Сравнение теоретических и экспериментальных величин указывает на их хорошее количественное совпадение. Сделан вывод о более стабильных динамических характеристиках дисковой геометрической конфигурации ротора по сравнению с цилиндрической конфигурацией. При проектировании центробежных насосов с самоустанавливающимся в щелевых опорах – уплотнениях рабочим колесом следует стремиться к дисковой геометрической конфигурации рабочего колеса.

Ключевые слова. Центробежный насос, щелевое уплотнение, самоустанавливающийся ротор, гидродинамические силы, давление жидкости, радиально – угловые колебания ротора в щелевых уплотнениях, динамическая устойчивость ротора, амплитудная частотная характеристика ротора в щелевых уплотнениях.

Summary. Hydrodynamic forces in throat seals of centrifugal pumps have a significant effect on the vibrational activity of the rotor as a whole. Theoretical and experimental studies of various authors made it possible to establish the structure of hydrodynamic forces and determine the magnitude of the coefficients of radial forces. On a specially created laboratory experimental stand, the authors of this work obtained the amplitude frequency characteristics (AFC) of forced radial - angular oscillations of self-aligning in slot seals of rotors of cylindrical and disk geometric configurations at various pressure drops of the working fluid on the seals. The amplitude frequency characteristics of the forced radial - angular oscillations of the rotor with the suppression of swirling of the working fluid at the entrance to the slotted seals were also obtained. The experimental AFC of the rotors made it possible to determine the critical angular velocities of the radial and angular vibrations of the rotors in slotted seals, as well as the boundaries of their dynamic stability. The theoretical formulas were used to calculate the angular velocities of the natural radial and angular vibrations of the rotor in slot seals, as well as the boundaries of their dynamic stability. Comparison of theoretical and experimental values indicates their good quantitative agreement. The conclusion is made about more stable dynamic characteristics of the disk geometric configuration of the rotor in comparison with the cylindrical configuration. When designing centrifugal pumps with a self-aligning impeller in slotted bearings - seals, one should strive for a disk geometric configuration of the impeller.

Keywords. Centrifugal pump, throat seal, self-aligning rotor, hydrodynamic forces, fluid pressure, radial - angular vibrations of the rotor in slot seals, dynamic stability of the rotor, amplitude frequency response of the rotor in slot seals.

Сведения об авторах

Горовой Сергей Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры охраны труда и физики Сумского Национального аграрного университета. Домашний адрес: Украина, Сумская область, 40004, г. Сумы, ул. Новоместенская, д. 24, кв. 42. Телефон: (+38) 096 432 577 4, эл.почта: gorovyj64@gmail.com.

Головченко Галина Степановна, старший преподаватель кафедры высшей математики Сумского Национального аграрного университета. Домашний адрес: Украина, Сумская область, 40021, г. Сумы, ул. Заливная, д. 5, кв. 90. Телефон: (+38) 099 956 595 7, эл.почта: golgalstep@gmail.com.