моделью) зависимости – $\Delta E_к$ (i_k=const) и i_k ($\Delta E_к$=const) от ω_{H2O}. С увеличением ω_{H2O} [Ge(IV)-] снижается, следовательно, должна увеличиваться $\Delta E_к$ (при i_k=Const), а в экспериментах она снижается для всех спиртов (рис.3); при повышении ω_{H2O} (с последующим снижением [Ge(IV)-]) должны снижаться величины i_k (при $\Delta E_к$=Const), а эти зависимости (рис.4) опять имеют антибатный (противоположный) характер по сравнению с классической моделью. Все эти результаты однозначно свидетельствуют об одном, что основной катодный деполяризатор при электролизе имеет совершенно иную химическую природу (не ионы Ge(IV)- и не и молекулы воды), увеличение концентрации которого с ростом ω_{H2O} и приводит к результатам, представленным на рис.3 и 4. И поскольку на разряд этого деполяризатора тратится практически все электричество при электролизе, то они (результаты) находятся в полном соответствии с условиями изменения параметров кинетики катодного процесса в рамках классических представлений [10].

В пользу преимущественного разряда H^+-содер-жащих частиц одной и той же природы в спиртовых и спиртово-водных растворах с различными электролитами ($GeCl_4$, KCl) свидетельствуют результаты поляризационных измерений в этих системах (рис.5).

Аналогию электродных реакций в растворах $R(OH)_n–H_2O–GeCl_4$ и $R(OH)_n–H_2O–KCl$ можно установить путем совмещения результатов ДВАМ на Nb-катоде.

Из рис. 5. видно, что восходящие участки зависимостей в интервале $\Delta E_к$ до 3 В совпадают по величине перенапряжения разложения, что свидетельствует о подобии электрохимической природы разряжающихся электроактивных частиц – протонированных сольватных оболочек Ge(IV)- или K(I)-ионов, и только при более высоких значениях $\Delta E_к$ ($\Delta E_к$>3-6 В) могут разряжаться комплексы Ge(IV)-, образующиеся по уравнению (1). Именно при $\Delta E_к$>3 В и начинается фактическое электроосаждение германия.

Выводы. Установлено, что с увеличением атомности спиртов (n=1÷3) и добавок воды (ω_{H2O}) к растворам $GeCl_4$ $ВТ_{Ge}$ резко снижается с 3-4% до 0,1-0,2%, что связано в спиртах с образованием HCl, возможным протонированием молекул $R(OH)_n$ и последующим преимущественным разрядом их на катоде. Установлено, что при введении добавок H_2O в Ge(IV)-содержащие спиртовые растворы гидролиз $GeCl_4$ и спиртовых комплексов Ge(IV) начинается только при $\omega_{H2O} \geq$ 5-7%мас., а степень гидролиза снижается с увеличением **n**. Эти результаты позволяют использовать спиртовые растворы германирования в условиях контакта с атмосферой и значительно удешевляют технологию. Установлены антибатные классической модели электролиза (когда i< $i_{пред.}$, а $ВТ_{Ge}$=100%) зависимости $i_k – \omega_{H2O}$ (при $\Delta E_к$=const) и $\Delta E_к–\omega_{H2O}$ (при i_k=const) для спиртовых растворов германирования различной атомности, связанные с протеканием гидролиза и выводом Ge из раствора. Сопоставлением $i_k–\Delta E_к$-зависимостей в растворах $R(OH)_n–H_2O–GeCl_4$ и $R(OH)_n–H_2O–KCl$ установлено их подобие в диапазоне $\Delta E_к$ до 3 В, свидетельствующее об единстве в этих растворных системах природы электродных реакций электровосстановления протонированных сольватов из молекул растворителя (лей).

Список литературы: **1**. *Отмахов В.И., Мокроусов Г.М.* Катодные процессы в щелочных растворах диоксида германия /Томск. ун-т. Томск, 1979. −5с. Деп. В ОНИИТЭХим г. Черкассы 15.01.80, №89 хп-Д80. **2.** *Brinda-Konopik N., Schada C.* On the kinetics of Ge(IV) at solid electrodes in agueous solutions (without complexing agents) //Electrochem. acta. − 1980. −Vol.25, №5. − P.697-701. **3.** *Фиалков Ю.Я., Грищенко В.Ф.* Электровыделение металлов из неводных растворов. − Киев: Наукова думка, 1985. − 240 с. **4.** *Каданер Л.И., Шахова Г.А.* Механизм электроосаждения германия из этиленгликолевого электролита //Ind. Soc. Electrochem. 37-th Meet., Vilnius, 24-31 Aug., 1986. Extended Abstr., Vol. 2. − Vilnius, 1986. − P.136-138. **5.** *Шахова Г.А.* Электроосаждение германия из этиленгликолевых растворов: Дис. канд. хим. наук: 02.00.05. –Вильнюс, 1987. −16 с. **6.** *Калугин В.Д., Науменко Т.А., Святская Т.Н.* Физико - химический анализ этиленгликолиевых растворов германирования и кинетика процессов на ниобиевом катоде //Укр. хим. журн. −1995. –Т.61. −С. 108 -114. **7.** *Тананаев И.В., Шпирт М.Я.* Химия германия. –М.: Химия, 1967. −451 с. **8.** *Опалева Н.С., Сидоренко О.В.* Кинетические параметры процесса разряда Ge(IV)-содержащих комплексов на ниобии в водно-спиртовых растворах //Тез. докл. X Всерос. совещ. "Совершенствование технологии гальванических покрытий". –Киров. −1997. −С. 97-98. **9.** *Ларин В.И., Сидоренко О.В., Опалева Н.С.* Кинетика катодних процессов на ниобии в растворах спиртов с добавками воды //Вісн. Харк. нац. ун-ту. № 648. Хімія, в. 12 (35). –2005. –С.170-174. **10.** *Сидоренко О.В., Опалєва Н.С., Ларін В.І.* Кінетичні та технологічні параметри процесу електролітичного осадження германію на ніобій зі спиртових розчинів з додатками води // Вісник Львівск. ун-ту. Сер. хім. −2002. −Вип.42, ч.2. −С. 48-51.

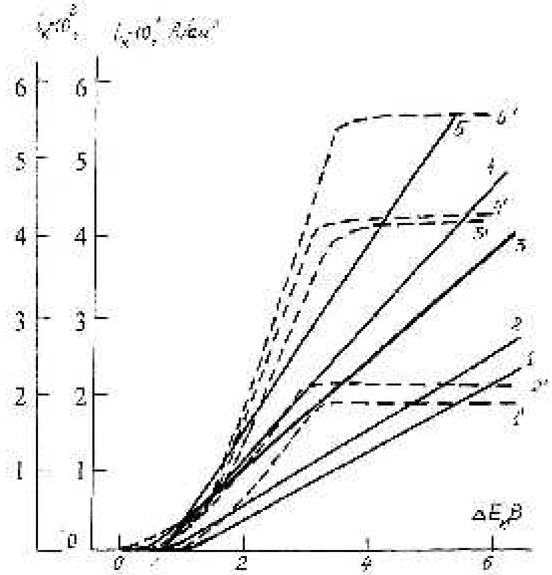

Рис.5. i_k - ΔE_k – зависимости на Nb – катоде в этиленгликолевых растворах с добавками воды, KCl и $GeCl_4$. Растворы: (1÷5) - $(CH_2OH)_2$ - H_2O – $GeCl_4$; (1' ÷ 5') - $(CH_2OH)_2$ - H_2O – 0,05 моль/л KCl. ω_{H2O} (% вес.): 1, 1' - 0; 2, 2' – 5,5; 3, 3' – 12,0; 4, 4' – 15,6; 5, 5' – 21,0. Т(К) = 293. i_k (А/см^2): (1 ÷ 5) – 6 10^{-1}; (1' ÷ 5') – $6 \cdot 10^{-3}$. Электрод сравнения - Nb.

Поступила в редколлегию 25.04.06

УДК 622.691.4.052.012

С.А. САПРЫКИН, ст. научн. сотрудник, канд. техн. наук, УкрНИИгаз**,**
А.И. ДУТЧАК, научн. сотрудник, УкрНИИгаз

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА ПРИ НАРУШЕНИЯХ ПОСАДКИ ВАЛА В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

Здійснено теоретичне дослідження динаміки ротора газотурбінних двигунів при порушенні посадки валу в підшипниках ковзання. Встановлено, що по причині такого порушення відбувається поступов зменшення відносного ексцентриситету розміщення валу у підшипнику, що сприяє виникненню стійких автоколивань ротора на масляній плівці, і тим самим є збудником інтенсивних вібрацій підшипників ротора.

The theoretical research of dynamics (changes) of a rotor gas of turbine of engines is executed at infringements of landing (planting) of the shaft in bearings of sliding. Is established, that in a consequence of such infringement there is a gradual reduction relative center of accommodation of the shaft in the bearing, that accompanies occurrence of proof auto fluctuations of a rotor on an oil film, and by that is the activator of intensive vibrations of bearings of a rotor.

Введение.

Высокие требования к надежности газоперекачивающих агрегатов (ГПА) определяют актуальность создания качественно новых методов технического диагностирования.

В газотурбинных двигателях (ГТД) основным элементом является ротор, вращающийся в подшипниках. Как правило, ротор и подшипники определяют ресурс всей машины. Этот ресурс имеет тенденцию к снижению, так неуклонно растут частоты вращения самих роторов, а следовательно возрастают усилия между ротором и подшипниками, что приводит к дополнительному усилению их вибронагрузок.

В настоящее время, несмотря на все большую тенденцию конструирования роторов специально для работы в подшипниках качения, что особенно характерно для судовых двигателей, конвертированных для нужд газовой отрасли, большинство роторов ГТД газоперекачивающих агрегатов (ГПА) работают в подшипниках скольжения. Это объясняется рядом существенных преимуществ подшипников скольжения перед подшипниками качения. Они могут воспринимать значительные нагрузки, более устойчивы при динамических возмущениях, могут работать при больших скоростях вращения, имеют больше ресурс. Однако природа гидродинамических процессов, протекающих в смазочном слое подшипников скольжения, может служить причиной появления повышенных вибраций ротора [1].

Известны случаи интенсивной вибрации роторов в процессе пуска ГПА при частотах вращения ротора, начиная с 0,3-0,5 от рабочей (номинальной) частоты. Последующий анализ показал, что данная вибрация не связана с вынужденными колебаниями ротора, источником которых обычно являются дисбалансы ротора, то есть интенсивная виброактивность ротора имела место даже для хорошо сбалансированных роторов. Это обстоятельство также подтверждает тот факт, что несущая частота вибраций не всегда совпадала с оборотной частотой (или ее гармониками).

На основании теоретических и практических исследований установлено, что причиной выше упомянутой вибрации является автоколебание вала ротора на масляной пленке, что обусловлено специфическими свойствами смазочного слоя подшипника.

В настоящее время в полной степени исследованы механизмы появления таких автоколебательных процессов, а также факторы, которые к ним приводят. Кроме этого актуальным стоял вопрос об исследовании устойчивости таких автоколебаний, и как эта устойчивость связана со скоростью вращения самого ротора. Установлено, как теоретически, так и экспериментально, что для роторов, установленных в достаточно жесткие значительной массы подшипники, определенной конструкции, при определенном размещении шейки вала в вкладыше подшипника наблюдаются зоны устойчивых их автоколебаний в широком диапазоне частот вращения.

Практика показывает, что нарушения посадки вала в подшипниках в большинстве случаев происходит из-за вертикального смещения самих центров подшипников относительно оси параллельной плоскости фундамента, соединяющей положение центров подшипников при их правильной установке. Это приводит к, тому что эксцентриситет расположения центра шейки вала и центра подшипника в стационарном положении равновесия становится неодинаковым по длине подшипника. В таком случае происходит постепенное уменьшение этой величины по длине подшипника, что, как будет показано далее, может привести к опасным автоколебаниям ротора на масляной пленке в широком диапазоне частот вращения. При этом зоны неустойчивости могут заметно расширятся и начинаться при некоторых условиях практически с нулевой скорости вращения ротора.

Цель исследования.

Целью данной работы есть повышение надежности работы газоперекачивающего агрегата с учетом влияния нарушения посадки вала в подшипниках скольжения.

Задачи исследования:

- исследование фактора устойчивости автоколебаний ротора в диапазоне его частот вращения, вызванных газодинамическим свойствами подводящего масла, в случае различных нарушений посадки вала в подшипниках скольжения;

-исследование влияния относительного эксцентриситета на границы устойчивости автоколебаний при различных значениях жесткости системы “ротор - подшипники”;

- разработка алгоритмов определения границ и областей устойчивости.

Сущность основного материала исследования

тора в исходной постановке представляет собой математические трудности, так как в данном случае положение центра шейки вала по отношению к центру подшипника в стационарном положении равновесия ротора зависит от дополнительной переменной, характеризующей продольную координату подшипника.

Поэтому будем рассматривать упрощенную задачу определения устойчивости легкого ротора более меньшей массы, установленного в подшипники скольжения без нарушения посадки (не зависимость исходного эксцентриситета от z), для которого характерны, как известно, малые (близкие к критическим) значения эксцентриситета размещения шейки в подшипнике относительно его радиального зазора. В таком случае результаты данных исследований, в какой-то степени, можно будет считать близкими с характером колебаний тяжелых роторов, у которых в результате нарушения посадки вала в определенных сечениях подшипника устанавливаются критические значения относительных эксцентриситетов.

Исследование устойчивости колебаний определяется на основе следующей линейной системы возмущенного движения вращающегося ротора [2]

$$\begin{aligned}
&2\cdot m\cdot \ddot{x}_2 + k\cdot x_2 - 2\cdot(c_{xx}\cdot(x_1-x_2)) + c_{xy}\cdot(y_1-y_2) + \\
&\quad + k_{xx}\cdot(\dot{x}_1-\dot{x}_2)) + k_{xy}\cdot(\dot{y}_1-\dot{y}_2)) = 0 \\
&2\cdot m\cdot \ddot{y}_2 + k\cdot y_2 - 2\cdot(c_{yx}\cdot(x_1-x_2)) + c_{yy}\cdot(y_1-y_2) + \\
&\quad + k_{yx}\cdot(\dot{x}_1-\dot{x}_2)) + k_{yy}\cdot(\dot{y}_1-\dot{y}_2)) = 0 \\
&M\cdot \ddot{x}_1 + 2\cdot(c_{xx}\cdot(x_1-x_2)) + c_{xy}\cdot(y_1-y_2) + \\
&\quad k_{xx}\cdot(\dot{x}_1-\dot{x}_2)) + k_{xy}\cdot(\dot{y}_1-\dot{y}_2)) = 0 \\
&M\cdot \ddot{y}_1 + 2\cdot(c_{yx}\cdot(x_1-x_2)) + c_{yy}\cdot(y_1-y_2) + \\
&\quad k_{yx}\cdot(\dot{x}_1-\dot{x}_2)) + k_{yy}\cdot(\dot{y}_1-\dot{y}_2)) = 0
\end{aligned} \qquad (1)$$

где x_1, y_1 – малые возмущения центра шейки вала от соответствующих величин, определяющих положение статического равновесия ротора;

x_2, y_2 – малые возмущения центра подшипника в сечении, проходящего через середину его длины от соответствующих величин в случае статического положения равновесия ротора;

m – масса подшипника;

M – масса ротора;

$к$ – коэффициент демпфирования подшипников, обусловленный демпфирующими свойствами масляной пленки;

c_{xx}, … , c_{yy}, $к_{xx}$, … , $к_{yy}$ – динамические коэффициенты характеристик подшипника, которые определяются выражениями;

$$\begin{aligned}
c_{xx} &= («\cdot µ\cdot L\cdot I_1)/\cdot^{3} & c_{xy} &= («\cdot µ\cdot L\cdot I_2)/\cdot^{3} \\
c_{yx} &= («\cdot µ\cdot L\cdot I_3)/\cdot^{3} & c_{yy} &= («\cdot µ\cdot L\cdot I_4)/\cdot^{3} \\
k_{xx} &= («\cdot µ\cdot L\cdot I_5)/\cdot^{3} & k_{xy} &= («\cdot µ\cdot L\cdot I_6)/\cdot^{3} \\
k_{yx} &= («\cdot µ\cdot L\cdot I_7)/\cdot^{3} & k_{yy} &= («\cdot µ\cdot L\cdot I_8)/\cdot^{3}
\end{aligned}$$

« - вязкость смазочного масла для средней температуры подшипников;

$L = L_1 = L_2$ – длина подшипников;

µ - угловая скорость вращения вала;

I_1, …,I_8 – некоторые интегралы, подынтегральные функции которых зависят от $¡_0$, где

$¡_0 = e/¢$ - относительный эксцентриситет шейки вала от центра подшипника в положении статического равновесия ротора, который определяется в;

e – эксцентриситет шейки вала в подшипнике;

$¢ = R - r$ - радиальный (диаметральный) зазор подшипника;

r, R – радиус шейки вала и подшипника.

Величина $¡_0$ определяются из уравнения [1,3]

$$\frac{P_L}{2\cdot R}\cdot\frac{\cdot^{2}}{«\cdot µ} = \Phi(¡_0)\,, \qquad (2)$$

где $\Phi(¡_0) = \dfrac{6\cdot ®\cdot ¡_0}{(1-¡_0^2)\cdot\sqrt{1-¡_0^2}}\cdot\left(1-\dfrac{1}{ª}\cdot th ª\right)$

$P_L = M\cdot g/L$ - погонный вес ротора на единицу длины подшипника;

$\cdot = ¢/r$ - относительный зазор;

$ª = L/(2\cdot R)$ - относительная длина подшипника.

Значения интегралов I_1, …,I_8 для характерных значений $¡_0$ приведены в таблице [4].

Далее, введем обозначения:

$D = k/(m\cdot µ_0)$ - безразмерный коэффициент демпфирования подшипников; $K = 4\cdot «\cdot g/(µ_0\cdot P_L\cdot\cdot^{3})$ - постоянная подшипника; $\omega_0 = \sqrt{c/M}$ - критическая скорость жесткого ротора, установленного в подшипники конечной жесткости, без учета податливости масляной пленки; c - общая жесткость системы “ротор-подшипники”; $¥ = M/m$ - отношение массы ротора к массе подшипника; $= µ/µ_0$ - безразмерная угловая скорость вращения ротора.

$² = µ_0\cdot t$ - безразмерное время.

Таблица

Значения интегралов I_1, …,I_8 для характерных значений ¡0

I_i	¡0			
	0,1	0,2	0,3	0,4
I_1	1,166	2,387	3,82	5,765
I_2	1,782	1,971	2,27	2,653
I_3	-9,258	-9,751	-10,9	-12,99
I_4	0,6945	1,543	2,657	4,303
I_5	3,794	4,556	5,835	7,88
I_6	-1,18	-2,566	-4,335	-6,852
I_7	-1,272	-2,647	-4,433	-7,022
I_8	19,52	21,62	24,9	29,7

Тогда система (1) преобразуется к виду (где дифференцирование производится по ²)

$$
\begin{aligned}
&\ddot{x}_2 + \text{¥}\cdot D\cdot\dot{x}_2 + \text{¥}\cdot x_2 + \text{¥}\cdot(K/2)\cdot(I_1\cdot\ \ \cdot(x_2-x_1)+\\
&\quad + I_2\cdot\ \ \cdot(y_2-y_1)++I_5\cdot(\dot{x}_2-\dot{x}_1)+I_6\cdot(\dot{y}_2-\dot{y}_1))=0\\
&\ddot{y}_2 + \text{¥}\cdot D\cdot\dot{y}_2 + \text{¥}\cdot y_2 + \text{¥}\cdot(K/2)\cdot(I_3\cdot\ \ \cdot(x_2-x_1)+\\
&\quad + I_4\cdot\ \ \cdot(y_2-y_1)+I_7\cdot(\dot{x}_2-\dot{x}_1)+I_8\cdot(\dot{y}_2-\dot{y}_1))=0\\
&\ddot{x}_1-(K/2)\cdot(I_1\cdot\ \ \cdot(x_2-x_1)+I_2\cdot\ \ \cdot(y_2-y_1)+\\
&\quad + I_5\cdot(\dot{x}_2-\dot{x}_1)+I_6\cdot(\dot{y}_2-\dot{y}_1))=0\\
&\ddot{y}_1-(K/2)\cdot(I_3\cdot\ \ \cdot(x_2-x_1)+I_4\cdot\ \ \cdot(y_2-y_1)+\\
&\quad + I_7\cdot(\dot{x}_2-\dot{x}_1)+I_7\cdot(\dot{y}_2-\dot{y}_1))=0
\end{aligned}
\qquad (3)
$$

Таким образом, полученная система (3) дифференциальных уравнений описывает автоколебательное движение ротора на жидкой смазке. Исследуем вопрос устойчивости этой системы. Ищем решение (3) в виде

$$x_1 = X_1\cdot e^{\Omega ²};\ x_2 = X_2\cdot e^{\Omega ²};\ y_1 = Y_1\cdot e^{\Omega ²};\ y_2 = Y_2\cdot e^{\Omega ²}\ , \qquad (4)$$

где Ω - комплексная безразмерная величина, определяемая как отношение фактической частоты автоколебаний к критической скорости ротора.

Подставляя (4) в (3) получим однородную систему уравнений, для которой ненулевое решение определяется равенством нулю характеристического определителя относительно неизвестной Ω. Для исследования устойчивости используется метод D- разбиений, согласно которому, исследуемое решение – устойчиво, если вещественная часть корней Ω характеристического определителя есть отрицательная величина [5]. Граница области устойчивости определяется по нулевой вещественной части $\Omega = i\cdot\tilde{\Omega}$, где $\tilde{\Omega}$ - вещественная величина (далее волнистая черта опускается), зависящей от параметров K, , D, γ, ¡0. Принимая для данной конструкции подшипника, размеров вала и сорта смазки постоянными величины D, γ будем изображать область неустойчивости в пространстве переменных K, для разных значений ¡0. Таким образом границы устойчивости для разных ¡0 определяются из системы

$$
\begin{aligned}
&\Phi_1(\Omega,\ \ ,\mathrm{K},¡_0)=0\\
&\Phi_2(\Omega,\ \ ,\mathrm{K},¡_0)=0
\end{aligned}\ , \qquad (5)
$$

где Φ_1, Φ_2 - функции, определяющие вещественную и мнимую часть выражения, полученного при раскрытии характеристического определителя однородной системы (3).

Исследование областей устойчивости проводилось на основе анализа системы (5), связывающей переменные Ω , . При этом были использованы четыре значения относительного эксцентриситета ¡0 = 0,1; 0,3; 0,4. Результаты анализа представлены в виде графиков (рис. 1 – 4).

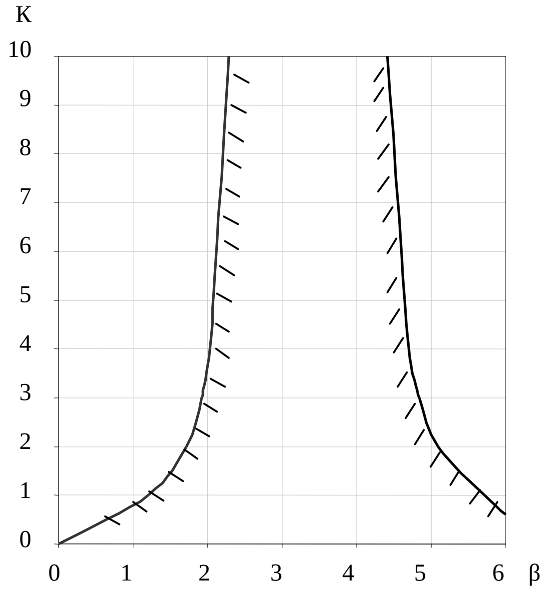

Рис. 1. Области устойчивости при χ_0=0,1(γ=10; D=0,1)

На графиках граничные зоны области устойчивости автоколебаний заштрихованы.

Сравнивая характер областей устойчивости можно сделать вывод, что для малых значений ¡0 (рис. 1) имеем достаточно обширную область устойчивых автоколебаний, расширяющуюся со снижением параметра K. Кроме того в диапазоне чисел , а следовательно оборотов вала, при фиксированных ¥, D имеем устойчивые автоколебания во всем диапазоне K (неограниченность области сверху), что говорит о не возможной устойчивой работе ротора ГТУ при любом значении K подшипника.

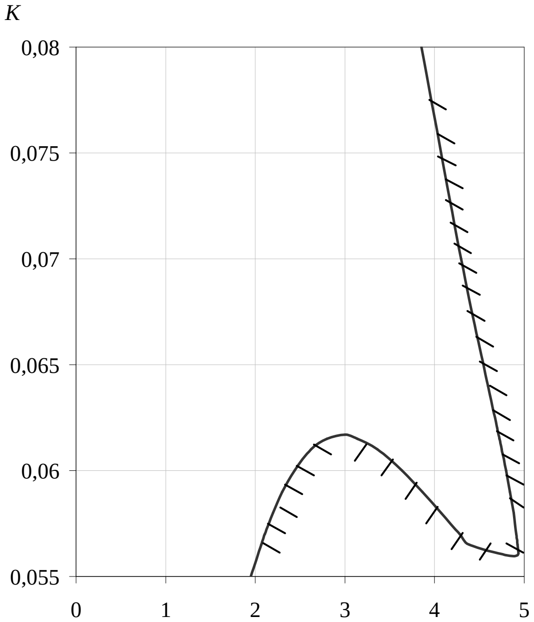

Рис. 2. Области устойчивости при χ_0=0,3 (γ=10; D=0,1; малые значения K)

С увеличением ¡$_0$ (рис. 2 – 4) области устойчивых автоколебаний постепенно сдвигаются в сторону низких K. Кроме того, меняется характер самой области. Из рис. 2 видно, что при малых K увеличение ¡$_0$ приводит к возникновению устойчивых областей, начинающейся с некоторой скорости $\tilde{\beta} \approx 2$, причем сама зона автоколебаний является неограниченной справа.

Аналогичная картина существования областей устойчивости автоколебаний наблюдается и при дальнейшем увеличении ¡$_0$, рис. 4. Из рисунка видно, что здесь характер устойчивых областей несколько меняется. Сама область начинается с нулевой скорости вращения и до некоторого $\tilde{}$, причем, в определенном диапазоне чисел K, соответствующая область неограниченно простирается при любых .

Но анализируя малые значения K можно сказать, что такие случаи возможны лишь для тяжелых роторов, установленных в абсолютно жесткие подшипники ($K \to 0$), что на практике не имеет места, по той причине, что все опоры имеют конечную податливость.

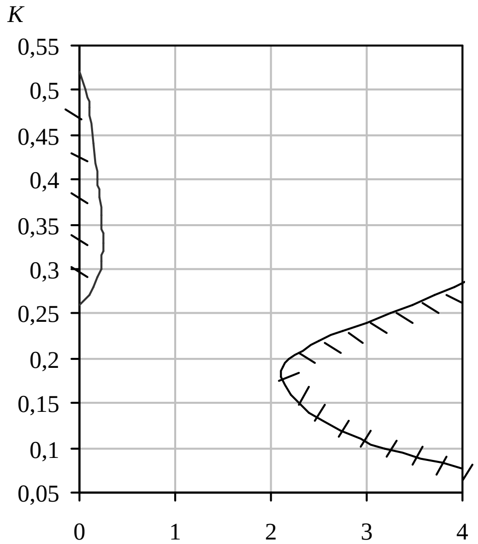

Рис. 3. Области устойчивости при χ_0=0,3 (γ=10; D=0,1)

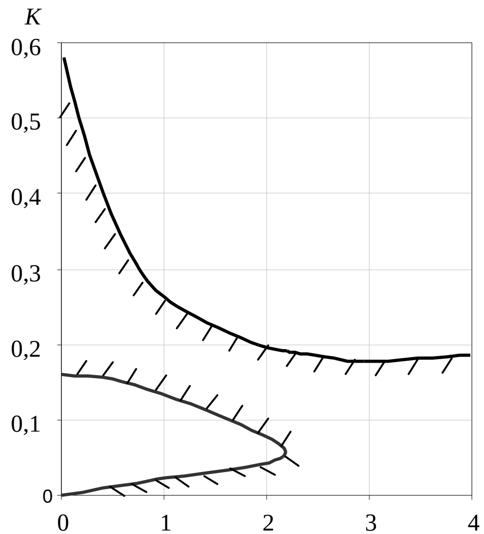

Рис. 4. Области устойчивости при χ_0=0,4 (γ=10; D=0,1)

При увеличении *K* (рис. 3, 4) область устойчивых автоколебаний сдвигается в сторону больших чисел , которые, как правило, роторами, для которых принято рабочую скорость ограничивать двойной критической с учетом податливости опор, не достигаются.

Таким образом, при приемлемых значениях ¡$_0$ в податливых подшипниках во всем диапазоне рабочих скоростей начиная с нулевой ротор работает устойчиво. Опасность представляют малые значения ¡$_0$, где возможна неустойчивая работа ротора в достаточно широком диапазоне скоростей. Кроме того, данные автоколебания характеризуются постепенным нарастанием амплитуды (хотя и не так быстро), так что длительная работа ротора в зоне его неустойчивости не представляется возможной. Также, на достаточно жестких опорах не возможен переход ротора через зону его неустойчивости (если такова ограничена нижней и верхней скоростью вращения), в диапазоне рабочих скоростей ротора, что возможно лишь при достаточном запасе упругости последних.

Для автоматизации последующих расчетов авторами при иных значениях - γ, *D* в среде Mathcad 2001 разработан вычислительный алгоритм определения границ, а также областей устойчивости автоколебаний ротора в плоскости параметров (*K*,) при варьировании параметра - χ_0 (см. рис. 1-4). Дополнительно, данная программная процедура позволяет определять собственные частоты автоколебаний на границе устойчивости.

Выводы.

Возвращаясь к исходной проблеме статьи, можно констатировать тот факт, что опасная вибрация ротора вызвана его устойчивыми автоколебаниями на масляной пленке при уменьшенных относительных эксцентриситетах шейки вала в подшипнике, обусловленных нарушениями в посадке вала. Кроме того, данные автоколебания характеризуются постепенным нарастанием амплитуды, что, со временем, приводит к постепенному усилению самой вибрации ротора, и исключает даже кратковременную работу ротора в таких условиях.

Список литературы: 1. *Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И.* Динамика роторов в упругих опорах. – М.: Наука, 1982, - 280 с. **2.** *Позняк Э.Л.* Влияние масляного слоя в подшипниках скольжения на устойчивость и критические скорости высокоскоростных роторов/ Сб.: Колебания валов на масляной пленке. – М.: Наука, 1968, с. 10-39. **3.** *Бургвиц А.Н., Завьялов Г.А.*Устойчивость движения валов в подшипниках жидкостного трения. – М.: Машиностроение, 1964. - 148 с. **4.** *Позняк Э.Л.* Исследование устойчивости движения роторов на подшипниках скольжения. – Изв. АН СССР, ОТН, Механика и машиностроение, 1963, №2, с. 102-120. **5.** *Неймарк Ю.И.* Устойчивость линеаризованных систем (дискретных и распределенных). – Л.: ЛКВВИА, 1949. - 140 с.

Поступила в редколлегию 27.04.06