

¹А.Б. Қыдырбекулы , ²Г.Е. Ибраев 

¹д.т.н., профессор, E-mail: almatbek@list.ru,

²PhD докторант, E-mail: ybraev.alysher@mail.ru.

Казахский национальный университет имени аль-Фараби, г. Алматы, Казахстан

ОБ АВТОКОЛЕБАНИЯХ В ВЕРТИКАЛЬНЫХ РОТОРНЫХ СИСТЕМАХ, УСТАНОВЛЕННЫХ НА УПРУГИХ ОПОРАХ

В данной работе исследуются причины возникновения самовозбуждающихся колебаний (автоколебаний) и их дальнейшее поведение, так как данные колебания являются основной причиной неустойчивости вертикальных роторных систем, установленных на подшипниках скольжения. Причиной возникновения самовозбуждающихся колебаний служат гидродинамические силы, возникающие за счет смазочного слоя между подшипником и его шипом. На основе классических методов теории колебаний и гипотезы Зоммерфельда о смазочном слое в подшипниках скольжения были получены нелинейные уравнения движения вертикальной роторной системы. Полученные нелинейные дифференциальные уравнения движения ротора и опор точного решения не имеют. Исследование проводится численными методами. Получены зависимости амплитуд ротора и опор от вязкости масла в подшипнике, от величины зазора, от массы опор, от жесткости и от коэффициентов демпфирования. Результаты исследования данной работы позволяют с достаточной точностью определить и прогнозировать все необходимые характеристики рабочего процесса данной системы. Результаты работы подтверждают физический смысл процесса, рассматриваемого в задаче, что может служить обоснованием использования данной математической модели при проектировании вертикальных роторных систем на подшипниках скольжения.

Ключевые слова: самовозбуждающиеся колебания, автоколебания, подшипник скольжения, гипотеза Зоммерфельда, роторная система, нелинейные уравнения.

¹А.Б. Қыдырбекулы, ²Г.Е. Ибраев

¹д.т.н., профессор, E-mail: almatbek@list.ru

²PhD докторант, E-mail: ybraev.alysher@mail.ru

Әл-Фараби атындағы Қазақ ұлттық университеті, Алматы қ., Қазақстан

Серпінді тіректерді орналасқан вертикал роторлық жүйелердің автотербелістері

Берілген жұмыста сырғу мойынтіректерінде орналасқан вертикалды роторлық жүйелердің орнықсыздығының басты себебі болып табылатын өздігінен қозатын тербелістердің (автотербелістердің) пайда болу себебтері және олардың кейінгі түр өзгерісі зерттеледі. өздігінен қозатын тербелістердің себебі ретінде сырғу мойынтірегінің өзегі мен мойынтірегі арасындағы май қабатының бар болуына байланысты пайда болатын гидродинамикалық күштер болып табылады. Тербелістер теориясының классикалық әдістері мен Зоммерфельдтің сырғу мойынтіректеріндегі май қабаты туралы гипотезасы негізінде вертикал роторлық жүйенің бейсызық қозғалыс теңдеулері алынды. Ротор мен тіректердің алынған бейсызық дифференциал теңдеулерінің жалпы шешімі жоқ. Зерттеу сандық әдістер арқылы жүзеге асқан. Ротор мен тірек амплитудаларының демпферлеу коэффициенттерінен, қатаңдықтан, тіректер массасынан, саңылау шамасынан және мойынтіректегі майдың тұтқырлығынан тәуелді өрнектері алынған. Берілген жұмыстың зерттеу нәтижелері жеткілікті дәлдікпен берілген жүйенің барлық қажетті деген жұмыс үдерісінің сипаттамаларын анықтап және болжауға мүмкіндік береді. Жұмыс есепте қарастырылып жатырған үдерістің физикалық мағынасын растауына байланысты, нәтижелер сырғу мойынтіректерінде орналасқан вертикалды роторлық жүйелерді жобалау кезінде берілген математикалық модельді қолдануға негіздеме болып табылады.

Түйін сөздер: өздігінен қозатын тербелістер, автотербелістер, сырғу мойынтірегі, Зоммерфельд гипотезасы, роторлық жүйе, бейсызық теңдеулер.

¹А.Б. Кыдырбекұлы, ²Г.Е. Ибраев

¹Dr. Sc., Prof., E-mail: almatbek@list.ru

²PhD candidate, E-mail: ybraev.alysher@mail.ru

Al-Farabi Kazakh National University, Almaty, Kazakhstan

The self-oscillation in the vertical rotor system mounted on elastic supports

In this paper, we study the causes of self-excited oscillations (self-oscillations) and their further behavior, since these oscillations are the main cause of instability of vertical rotor systems mounted on sliding bearings. The cause of the self-excited oscillations are hydrodynamic forces arising from the lubricating layer between the bearing and its spike. Based on the classical methods of the theory of oscillations and the Sommerfeld hypothesis of a lubricating layer in sliding bearings, nonlinear equations of motion of a vertical rotor system were obtained. The obtained nonlinear differential equations of rotor motion and supports do not have an exact solution. The study is carried out by numerical methods. The dependences of the amplitudes of the rotor and bearings on the viscosity of the oil in the bearing, on the size of the gap, on the mass of the bearings, on the stiffness and on the damping coefficients are obtained. The results of the study of this work allow us to accurately determine and predict all the necessary characteristics of the working process of this system. The results of the work confirm the physical meaning of the process considered in the problem, which can justify the use of this mathematical model in the design of vertical rotor systems on sliding bearings.

Key words: self-excited oscillations, self-oscillations, sliding bearing, Sommerfeld hypothesis, rotor system, nonlinear equations.

1 Введение

Подшипники скольжения имеют ряд существенных преимуществ перед подшипниками качения. Они устойчивы для широкого спектра нагрузок и динамических возмущений, способны работать при более высоких скоростях вращения, имеют долгий срок службы и низкую стоимость, а также просты в эксплуатации.

В силу специфических свойств гидродинамических сил, возникающих из-за наличия смазочного слоя при вращении ротора в подшипниках скольжения, могут возникать самовозбуждающиеся колебания (автоколебания) с большими амплитудами, развивающиеся в широком диапазоне скоростей вращения. В связи с этим часто в промышленности и в производстве возникает необходимость разработки мер подавления и исследования поведения данного вида колебаний в зависимости от разных физических и геометрических параметров системы.

2 Обзор литературы

На сегодняшний день подшипники скольжения, встречающиеся во многих ротационных машинах в качестве узловых элементов и служащие для передачи энергии вращения, являются сложными элементами для динамического анализа, так как при определённых геометрических и рабочих параметрах они могут служить причиной возникновения, как говорилось выше, самовозбуждающихся [1, 2, 3], параметрических [3, 4] и хаотических колебаний [4, 5]. Так как при рабочих частотах системы, аналогичных рассматриваемой в данной работе модели, часто имеют место самовозбуждающиеся колебания, в статье исследуются условия возникновения и дальнейшее поведение данных колебаний.

Одним из первых исследователей, изучивших явление самовозбуждения и причины его возникновения, был Newkirk в 1924 г. [6]. Он совместно с Taylor провел первое экспериментальное исследование данного явления и объяснил причины возникновения самовозбуждающихся колебаний (автоколебаний) [7]. При изучении автоколебаний во многих случаях задача сводится к исследованию прецессионного движения системы. Приближенные решения при допущении того, что величина нагрузки на шип достаточно мала, впервые была получена Hagg [8] и Yukio Hori [9]. Работы по анализу прецессионного движения шипа в подшипнике, заполненного маслом, также были проведены Kesten [10].

Условия устойчивости положения равновесия роторной системы установленного на подшипниках скольжения, а также характер нестационарного движения при неустойчивом положении были исследованы в работе Someya [11]. Так же ряд таких авторов как Hagg, Boecker, Schnittger и Hori проводили экспериментальное исследование этих явлений [8, 9, 12, 13]. Относительно влияния вязкости масла и величины зазора в подшипнике в исследованиях заметны расхождения. Некоторые авторы такие как Schnittger отмечали преимущества низкой вязкости, так как она способствовала устойчивости шипа. Другие авторы как Boecker, Schnittger и Pinkus [14] отмечали, что устойчивости больше способствует высокая вязкость. Согласно третьей группе авторов, таких как Hummel [15] и Hagg, оба вышеперечисленных случая эквивалентны. Различные точки зрения также наблюдаются при исследованиях влияния ширины подшипника на динамику системы. Однако исследователи сходятся в том, что неуравновешенность ротора не оказывает никакого влияния на возникновение и интенсивность самовозбуждающихся колебаний. У некоторых авторов различными способами получались частота самовозбуждающихся колебаний [16, 17, 18, 19]. У большинства авторов частота самовозбуждающихся колебаний совпадала с собственной частотой ротора, в некоторых случаях, например, у Pinkus она возрастала с ростом скорости, тогда как в работе Schnittger экспериментально были получены результаты, в которых кривая частоты сначала убывала, а далее начинала возрастать [13, 14].

Экспериментальные исследования самовозбуждающихся колебаний в целом показали не только сложность данной задачи, но также выявили ряд особенностей данного явления. Наиболее важным из выявленных эффектов является "инерция" (затягивание), т.е. самовозбуждающиеся колебания после появления при определенной частоте продолжают существовать даже при понижении частоты вращения ротора ниже частот возникновения самовозбуждающихся колебаний [20, 21, 22, 23]. Другой особенностью является возможность возникновения самовозбуждающихся колебаний под действием кратковременного импульса, например, удара по ротору, при скоростях, лежащих ниже характерных скоростей при которых возникают самовозбуждающиеся колебания [24, 25].

3 Постановка задачи и уравнения движения

Рассмотрим вертикальный симметрично установленный на гибком валу относительно опор сплошной ротор массой m . Вал установлен на упругих опорах. Роторная система вращается на подшипниках скольжения массы m_0 с угловой скоростью ω (Рисунок 1). Эквивалентная жесткость упругого поля опор – c ; δ – величина зазора в подшипнике;

t – температура масла в подшипнике; μ – вязкость масла в подшипнике; d – диаметр шипа подшипника; L – длина подшипника; D – диаметр подшипника; l – длина вала; k_1, k_2 – коэффициенты демпфирования; e – дисбаланс ротора.

Для вывода уравнений движения введем неподвижную систему координат Oxy . Пусть в этой системе x_1, y_1 – координаты O_1 (центра упругой опоры), x_2, y_2 – координаты O_2 (центра шипа подшипника), x_3, y_3 – координаты O_3 (центра тяжести ротора), φ – полярный угол линии центров.

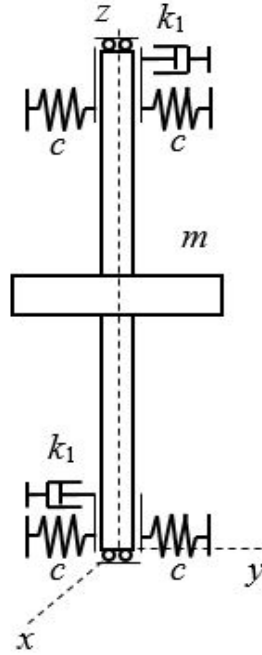


Рисунок 1: Роторная система, вращающаяся на подшипниках скольжения

Принимая во внимание, что

$$x_3 = x_2 + e \cos \omega t, \quad y_3 = y_2 + e \sin \omega t, \tag{1}$$

получим дифференциальные уравнения движения системы

$$\begin{aligned} m_0 \ddot{x}_1 + k_1 \dot{x}_1 + cx_1 - 2(P_e \cos \varphi + P_\varphi \sin \varphi) &= 0, \\ m_0 \ddot{y}_1 + k_1 \dot{y}_1 + cy_1 - 2(P_e \sin \varphi - P_\varphi \cos \varphi) &= 0, \\ m \ddot{x}_2 + k_2 \dot{x}_2 + 2(P_e \cos \varphi + P_\varphi \sin \varphi) &= m\omega^2 \cos \omega t, \\ m \ddot{y}_2 + k_2 \dot{y}_2 + 2(P_e \sin \varphi - P_\varphi \cos \varphi) &= m\omega^2 \sin \omega t. \end{aligned} \tag{2}$$

где P_e и P_φ определяются из гипотезы Зоммерфельда, согласно которой на протяженность смазочного слоя между подшипником и шипом не накладываются никакие ограничения и определяются как [26]

$$P_e = \frac{12\pi\mu LR^3 \dot{\chi}}{\delta^2 (1 - \chi^2)^{3/2}}, \quad P_\varphi = \frac{12\pi\mu LR^3 \chi (\omega - 2\dot{\varphi})}{\delta^2 (2 + \chi^2) \sqrt{1 - \chi^2}}.$$

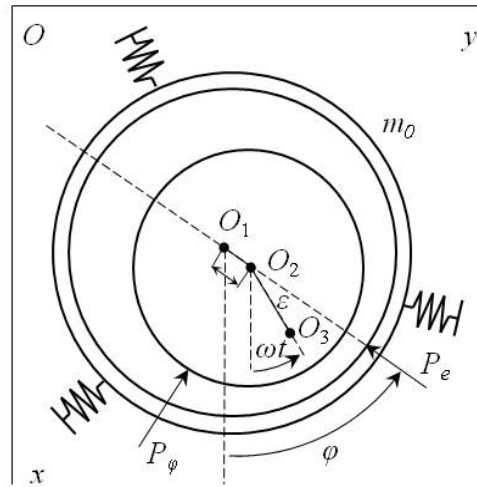


Рисунок 2: Подшипник скольжения

Первые два уравнения системы (2) являются уравнениями движения опоры под действием упругих сил sx_1 , sy_1 , сил демпфирования $k_1\dot{x}_1$, $k_1\dot{y}_1$ и сил реакции смазочного слоя P_e и P_φ , направленных в противоположном направлении одноимённым силам изображенным на рисунке 2. Вторые два уравнения системы (2) определяют уравнения движения ротора под действием сил реакции смазочного слоя P_e и P_φ и сил внешнего демпфирования $k_2\dot{x}_2$, $k_2\dot{y}_2$. Чтобы уравнения системы (2) совместно с уравнениями гидродинамических сил образовывали замкнутую систему, необходимо выразить эксцентриситет центра шипа e и полярный угол φ через координаты центра упругой опоры x_1 , y_1 и координаты центра шипа x_2 , y_2 . Из рисунка 2 видно, что

$$x_2 - x_1 = e \cos \varphi, \quad y_2 - y_1 = e \sin \varphi. \quad (3)$$

Тогда

$$e = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}, \quad (4)$$

$$\dot{e} = \frac{(x_2 - x_1)(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + (y_2 - y_1)(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)}{e}, \quad (5)$$

$$\sin \varphi = \frac{(y_2 - y_1)}{e}, \quad \cos \varphi = \frac{(x_2 - x_1)}{e}, \quad (6)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{(x_2 - x_1)(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - (y_2 - y_1)(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)}{e^2}. \quad (7)$$

Система уравнений (2) и уравнения (4)-(7) образуют совместно с выражениями для сил реакций смазочного слоя, вид которых зависит от принятой гипотезы, замкнутую систему нелинейных уравнений интегрирование которых в общем виде не является возможным.

4 Результаты и обсуждение

Расчёты проведены для роторной системы, вращающейся со скоростью от 0 до 20000 оборотов в минуту. Отметим, что при расчёте варьируется пять основных параметра, а именно вязкость жидкости в смазочном слое, масса опор, коэффициент демпфирования, коэффициент жесткости эквивалентного поля упругости и величина зазора в подшипнике, так как данные параметры являются основополагающими в вопросе исследования поведения самовозбуждающихся колебаний. Анализ колебаний был проведен на основе численного решения системы уравнений (2) классическими методами решения обыкновенных дифференциальных уравнений, при следующих исходных данных: масса ротора – $m = 5$ кг, масса опор – $m_0 = 0.15$ кг, величина зазора в подшипнике – $\delta = 0.06$ мм, температура масла в подшипнике $t = 50^\circ\text{C}$ вязкость масла в подшипнике – $\mu = 22.39$ спз (турбинное масло), диаметр шипа подшипника – $d = 20$ мм, длина подшипника – $L = 20$ мм, диаметр подшипника – $D = 20 + 2\delta$ мм, длина вала $l = 650$ мм, эквивалентная жесткость упругого поля опоры – $c = 29$ кг/с², коэффициенты демпфирования – $k_1 = 42$ кг/с, $k_2 = 6.59$ кг/с.

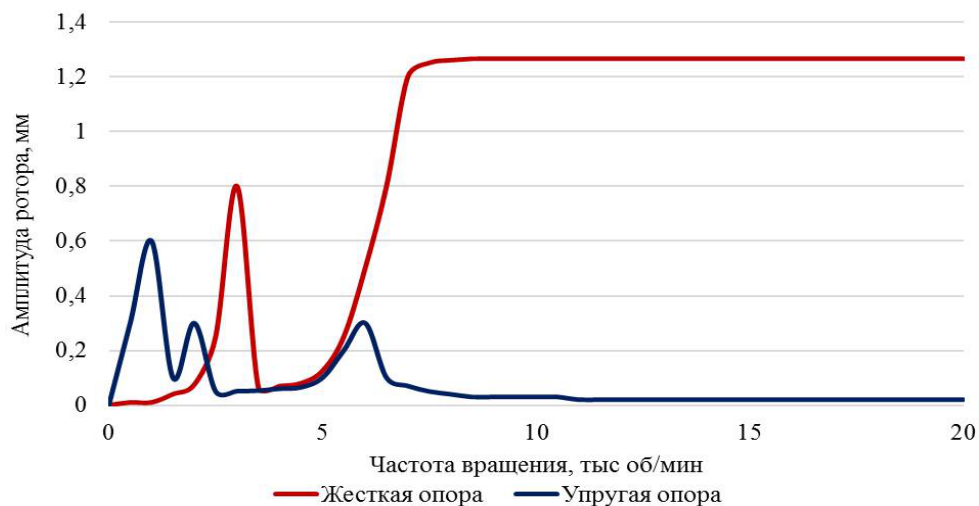


Рисунок 3: Амплитуды ротора при упругом и жестком закреплении в случае, когда $d = 20$ мм, $l = 650$ мм, $c = 29$ кг/с², $\delta = 0.06$ мм, $t = 50^\circ\text{C}$, $k_1 = 42$ кг/с, $k_2 = 6.59$ кг/с, $\mu = 22.39$ спз (турбинное масло).

На рисунке 3 показаны амплитудно-частотные характеристики системы при зазоре $\delta = 0.06$ мм. Из рисунка видно, что при жестком креплении (красная линия) работоспособность системы ограничена скоростью вращения, примерно равной удвоенной критической скорости ротора. Начиная с 6000 об/мин в системе наступают интенсивные автоколебания в широком диапазоне частот. При упругом варианте креплений (синяя линия) уровень вибраций во много раз меньше. Ротор, установленный на упругих опорах, вообще не имеет зоны автоколебаний, и система приобретает способность к устойчивой работе на скоростях от 20 000 об/мин и выше, т.е. на скоростях, в двадцать раз превышающих первую критическую скорость. При

разбеге ротора после легкого и спокойного перехода через две критические скорости вращения обнаруживается первая зона самоцентрирования, в которой возможна работа с малыми амплитудами вибраций. Вторая, еще более широкая зона самоцентрирования расположена в диапазоне от 6000 до 20 000 об/мин. Наконец, из рисунка видно, что диапазон возможных скоростей устойчивого вращения ротора благодаря установке ротора в упругие опоры увеличился в три раза по сравнению с жестким креплением подшипников, причем, и это особенно важно, верхний предел скоростей вращения ротора не имеет принципиальных границ. При этом наблюдается что установка ротора в упругие опоры приводит к снижению уровня вибраций не только в областях самоцентрирования, но и при переходе через резонансные режимы. При этом виброперегрузки будут тем меньше, чем меньше жесткость опор.

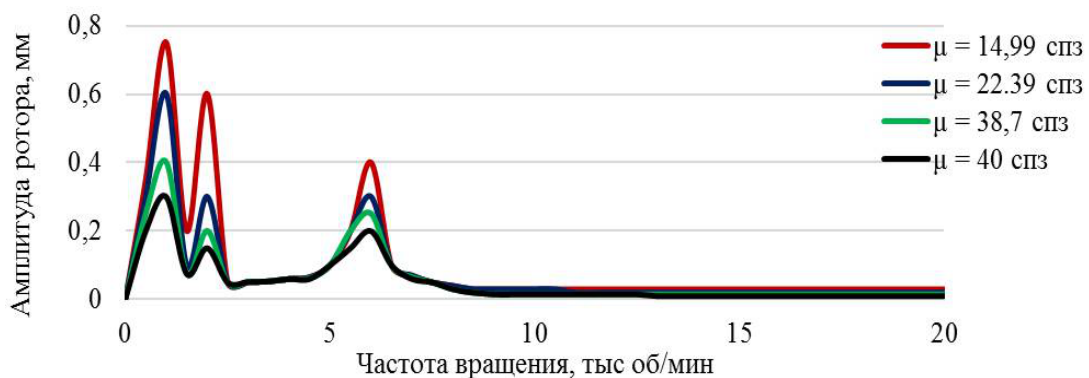


Рисунок 4: Амплитуды ротора при разных значениях вязкости жидкости в подшипнике в случае, когда $d = 20$ мм, $l = 650$ мм, $c = 29$ кг/с², $\delta = 0,06$ мм, $t = 50^\circ\text{C}$, $k_1 = 42$ кг/с, $k_2 = 6,59$ кг/с, $\mu = 22,39$ спз.

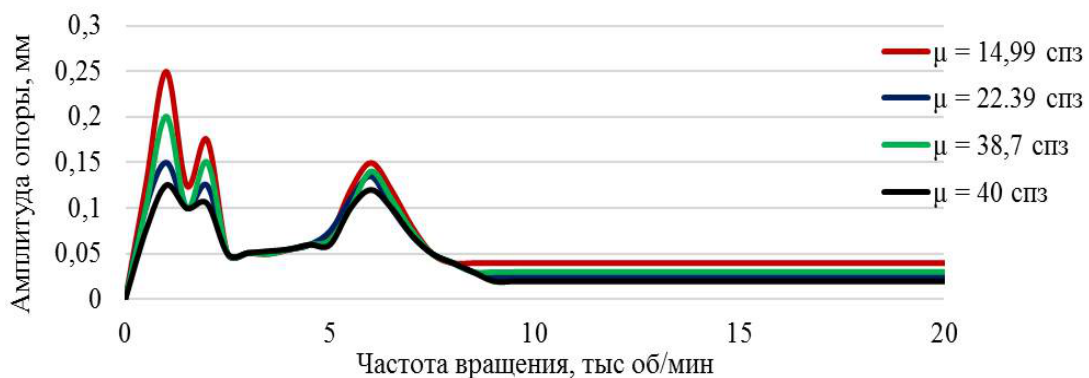


Рисунок 5: Амплитуды опоры при разных значениях вязкости жидкости в подшипнике в случае, когда $d = 20$ мм, $l = 650$ мм, $c = 29$ кг/с², $\delta = 0,06$ мм, $t = 50^\circ\text{C}$, $k_1 = 42$ кг/с, $k_2 = 6,59$ кг/с, $\mu = 22,39$ спз.

На рисунках 4 и 5 показаны амплитудно-частотные характеристики ротора и опоры в зависимости от типа масла находящегося во вкладыше подшипника скольжения,

когда $t = 50^\circ\text{C}$ $\delta = 0.06$ мм, давление 1 атм. В первом случае (красная линия), когда $\mu = 14.99$ спз (безводный глицерин) амплитуды как ротора, так и опоры имеют максимальные значения. Далее с увеличением вязкости жидкости амплитуды уменьшаются и имеют минимальные значения при максимальных значениях вязкости (черная линия), т.е. $\mu = 40$ спз (мазут). В данном случае оптимальные значения соответствуют случаю использования турбинного масла, т.е. когда $\mu = 22.39$ спз, так как дальнейшее увеличение вязкости может повлечь за собой нарушение теплового режима в подшипнике скольжения.

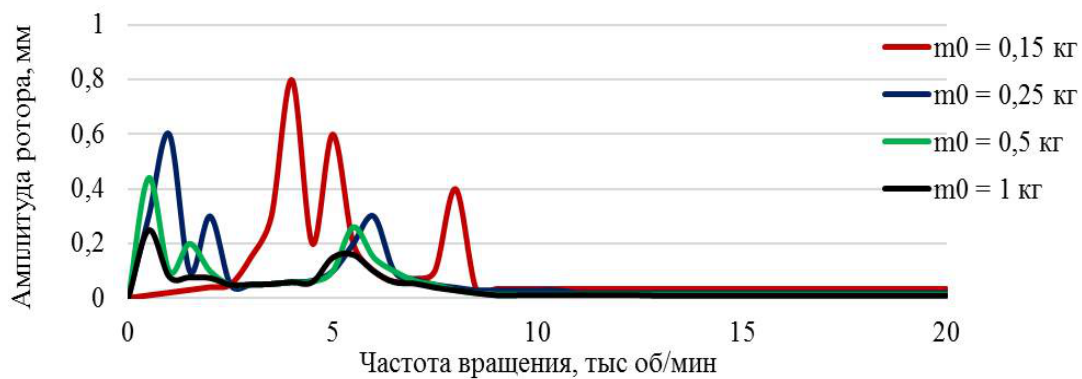


Рисунок 6: Амплитуды ротора при разных значениях массы опоры в случае, когда $d = 20$ мм, $l = 650$ мм, $c = 29$ кг/с², $\delta = 0.06$ мм, $t = 50^\circ\text{C}$, $k_1 = 42$ кг/с, $k_2 = 6.59$ кг/с, $\mu = 22.39$ спз (турбинное масло).

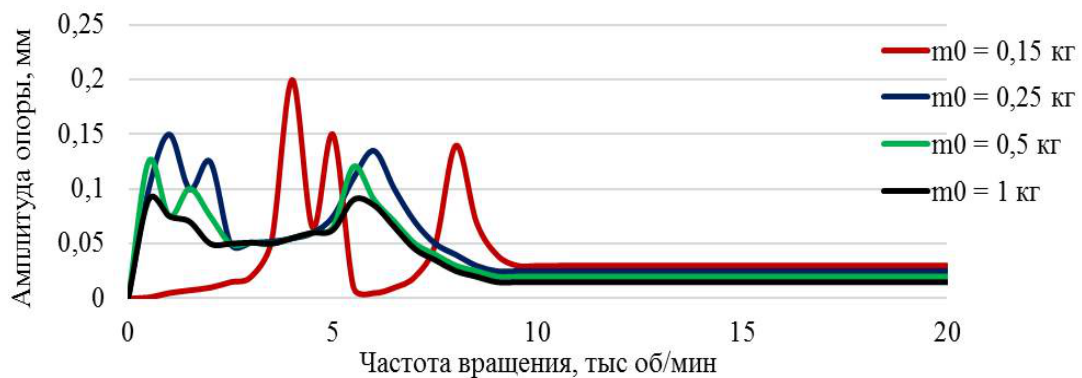


Рисунок 7: Амплитуды опоры при разных значениях массы опоры в случае, когда $d = 20$ мм, $l = 650$ мм, $c = 29$ кг/с², $\delta = 0.06$ мм, $t = 50^\circ\text{C}$, $k_1 = 42$ кг/с, $k_2 = 6.59$ кг/с, $\mu = 22.39$ спз (турбинное масло).

На рисунках 6 и 7 показаны амплитудно-частотные характеристики ротора и опоры в зависимости от массы опоры. В обоих случаях амплитуды ротора и опоры с увеличением массы опоры демпфируются, так как опора при достаточно большой массе служит антигрузом и выполняет роль гасителя колебаний, т.е. имеет место явления

антирезонанса, например, когда $m_0 = 1$ кг (черная линия). Следует отметить, что с увеличением массы опоры критические частоты смещаются в сторону меньших угловых скоростей, тогда как сильных смещений участков самоцентрирования не наблюдается. С уменьшением массы опоры резонансные частоты смещаются в сторону больших угловых скоростей, к тому же увеличиваются и амплитуды, также сужается первый участок самоцентрирования, к примеру, случай, когда $m_0 = 0.15$ кг (красная линия).

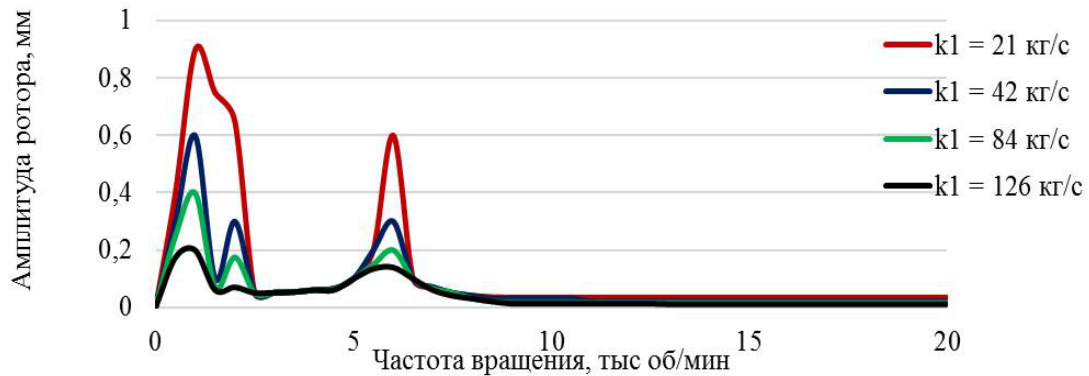


Рисунок 8: Амплитуды ротора при разных значениях коэффициента демпфирования k_1 в случае, когда $d = 20$ мм, $l = 650$ мм, $c = 29$ кг/с², $\delta = 0.06$ мм, $t = 50^\circ\text{C}$, $k_2 = 6.59$ кг/с, $\mu = 22.39$ сПз (турбинное масло).

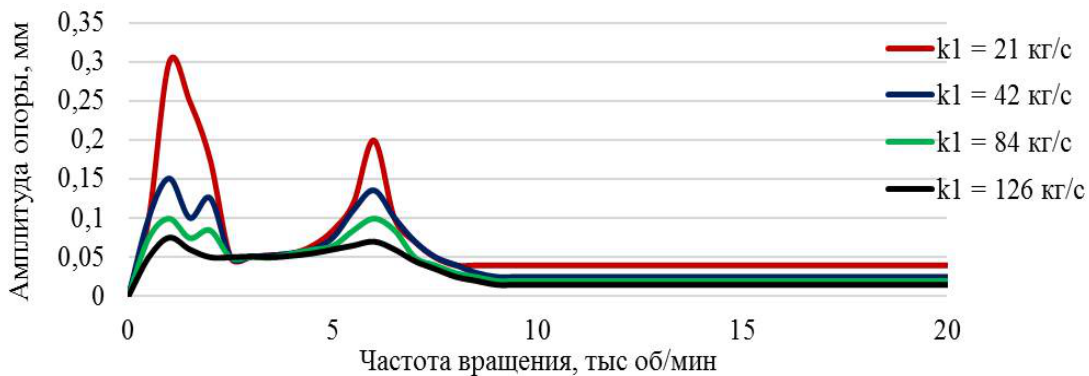


Рисунок 9: Амплитуды опоры при разных значениях коэффициента демпфирования k_1 в случае, когда $d = 20$ мм, $l = 650$ мм, $c = 29$ кг/с², $\delta = 0.06$ мм, $t = 50^\circ\text{C}$, $k_2 = 6.59$ кг/с, $\mu = 22.39$ сПз (турбинное масло).

На рисунках 8 и 9 показаны амплитудно-частотные характеристики ротора и опоры в зависимости от коэффициента демпфирования, для зазоров $\delta = 0.06$ мм. Здесь амплитуды при переходе через резонансы резко снижаются. Причем наиболее эффективно демпфирующее действие упругих опор сказывается при переходе через первую и вторую критические скорости ротора. Влияние демпфирования опор на третью критическую скорость менее значительно. Увеличение амплитуд колебаний в зонах

самоцентрирования не наблюдается. В этих зонах по-прежнему наблюдается спокойная работа системы с малыми амплитудами вибраций.

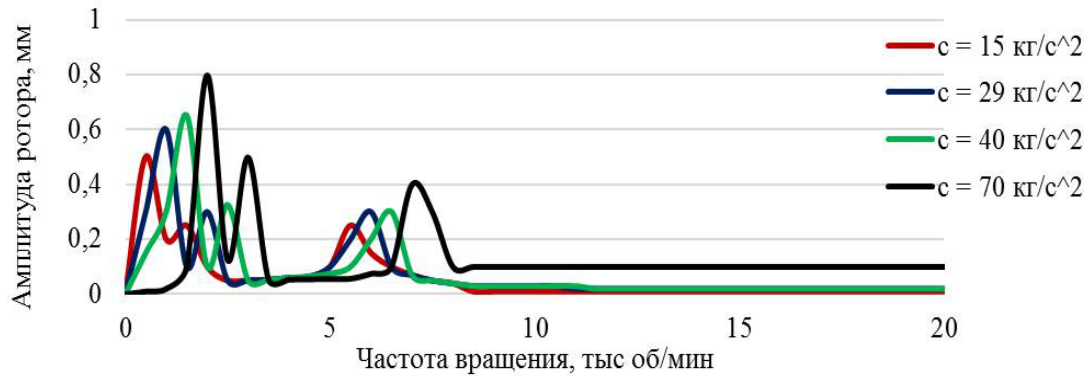


Рисунок 10: Амплитуды ротора при разных значениях коэффициента жесткости c в случае, когда $d = 20$ мм, $l = 650$ мм, $\delta = 0.06$ мм, $t = 50^\circ\text{C}$, $k_1 = 42$ кг/с, $k_2 = 6.59$ кг/с, $\mu = 22.39$ спз (турбинное масло).

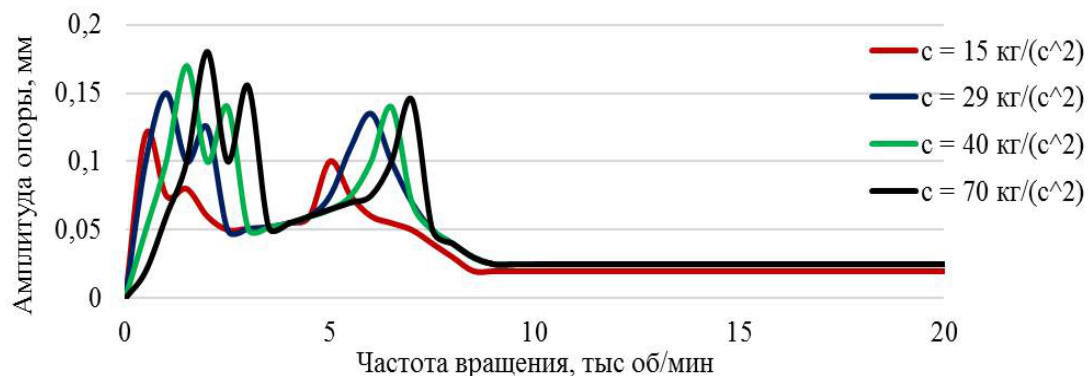


Рисунок 11: Амплитуды опоры при разных значениях коэффициента жесткости c в случае, когда $d = 20$ мм, $l = 650$ мм, $\delta = 0.06$ мм, $t = 50^\circ\text{C}$, $k_1 = 42$ кг/с, $k_2 = 6.59$ кг/с, $\mu = 22.39$ спз (турбинное масло).

При разных значениях жесткости эквивалентного поля опор также наблюдается смещение амплитуд колебаний по оси частот и их изменение по величине (рисунки 10 и 11). Например, с увеличением жёсткости увеличиваются амплитуды как ротора, так и опор. Так же с увеличением коэффициента смещаются пики амплитуд в сторону больших угловых скоростей. В целом увеличение жесткости как было показано изначально (Рисунок 3) не лучшим образом сказывается на поведении системы, тогда как с увеличением податливости наблюдается обратная картина.

На рисунках 12 и 13 показаны амплитудно-частотные характеристики ротора и опоры в зависимости от толщины зазора в подшипнике скольжения. Как видно из рисунков увеличение толщины зазора отрицательно влияет на работу системы.

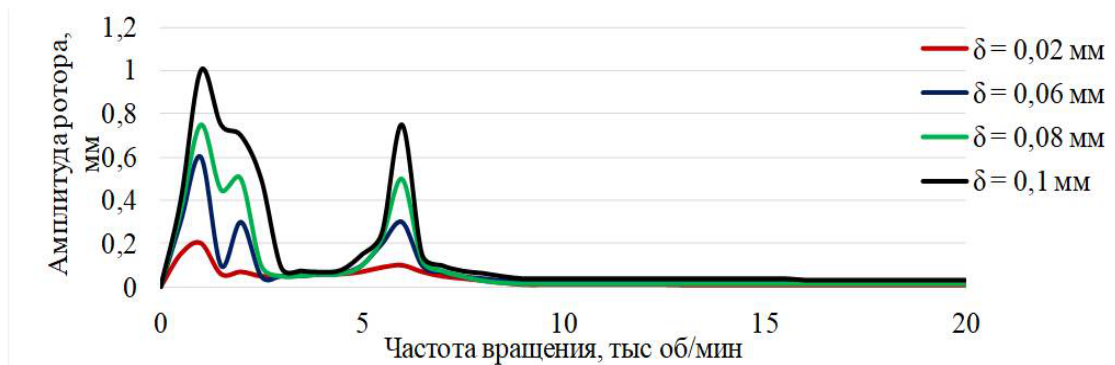


Рисунок 12: Амплитуды ротора при разных значениях толщины зазора δ в случае, когда $d = 20$ мм, $l = 650$ мм, $c = 29$ кг/с², $t = 50^\circ\text{C}$, $k_1 = 42$ кг/с, $k_2 = 6.59$ кг/с, $\mu = 22.39$ спз (турбинное масло).

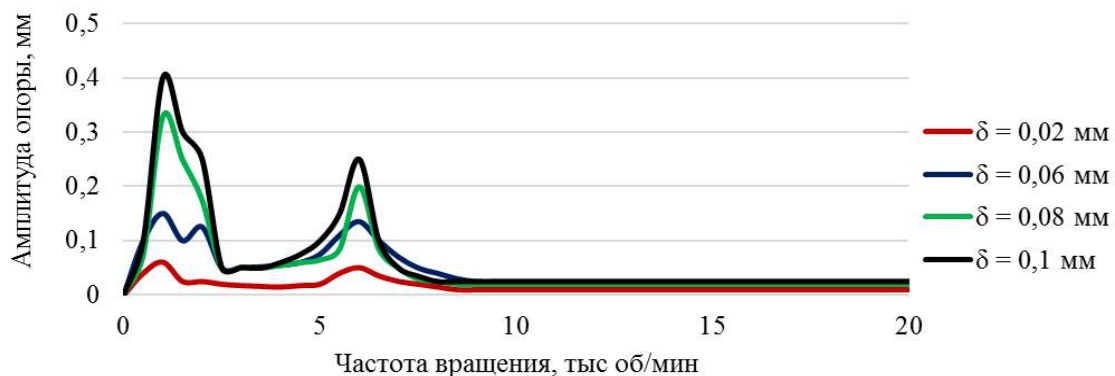


Рисунок 13: Амплитуды опоры при разных значениях толщины зазора δ в случае, когда $d = 20$ мм, $l = 650$ мм, $c = 29$ кг/с², $t = 50^\circ\text{C}$, $k_1 = 42$ кг/с, $k_2 = 6.59$ кг/с, $\mu = 22.39$ спз (турбинное масло).

Увеличение величины зазора приводит к увеличению амплитуды как ротора, так и опоры. С уменьшением толщины зазора наблюдается обратный эффект, т.е. минимальным значениям δ , соответствуют минимальные значения амплитуд. Но так как на практике малая толщина зазора влечет за собой нарушение теплового режима из-за нагрева [27], то оптимальным вариантом в этом случае является величина зазора $\delta = 0.06$ мм.

В первой резонансной зоне колебания диска и опор происходят в фазе, т.е. характер формы колебаний представляет собой цилиндрическую прецессию. Во второй зоне колебания опор происходят по отношению друг к другу в противофазе; при этом в районе диска форма колебаний имеет узел. Таким образом, во второй зоне форма колебаний представляет собой кососимметричную прецессию. В третьей резонансной зоне колебания опор по отношению друг к другу происходят по фазе, а у диска – в противофазе. Таким образом, третья форма колебаний представляет собой

двухузловую симметричную форму, характер которой напоминает первую форму колебаний безопорного вала. Следует отметить, что если расположение и характер первой и второй форм колебаний определяются в основном податливостью опор, то третья форма обусловлена изгибными колебаниями вала ротора. Итак, данные исследования показывают, что зоны повышенных вибраций представляют собой узкие резонансные зоны, обусловленные динамической и статической неуравновешенностями ротора.

5 Заключение

Установка роторов в упругие опоры приводит к полному подавлению автоколебаний, имевших место при жестком креплении подшипников скольжения, и колебания системы во всем диапазоне скоростей становятся чисто вынужденными. Эффективность демпфирования упругих опор исключительно высока и возрастает с уменьшением их жесткости. Самоцентрирование системы в зарезонансных зонах приводит к значительному снижению величин вибраций и виброперегрузок системы. Установка ротора в упругие опоры «линеаризует» динамическую систему «ротор - опоры». Также следует отметить что основным параметром определяющий тип колебаний является величина зазора подшипника скольжения, так как с его увеличением амплитуды будут увеличиваться, а при предельных его значениях самовозбуждающиеся колебания будут переходить в хаотический тип колебаний что отрицательно будет сказываться на устойчивости системы даже при больших частотах вращения. Согласно теории самоцентрирования [28], где показано что перегрузки в областях самоцентрирования определяются лишь величиной дисбаланса и жесткостью опор, можно сделать вывод, что виброперегрузки системы не будут практически возрастать даже при значительном значении дисбаланса ротора. Таким образом. при достаточной податливости опор, даже при больших дисбалансах, можно ожидать стабильной работы машины с умеренным уровнем виброперегрузок в широком диапазоне скоростей.

Список литературы

- [1] Muszynska A. Rotordynamics. – Boca Raton: Taylor & Francis, 2005. – 1054 p.
- [2] Greenhill L.M. Critical Speeds Resulting from Unbalance Excitation of Backward Whirl Modes / L.M. Greenhill, G.A. Cornejo // Design Engineering Technical Conferences (DETC'95), September 17-20, 1995, Boston Massachusetts, USA: Proceedings. – Boston: ASME, 1995. – Vol. 3, Part B (DE-Vol. 84-2). – P. 991-1000.
- [3] Yamamoto T., Ishida Y. Linear and nonlinear rotor dynamics. – New York, John Wiley and Sons, 2001. – 326 p.
- [4] Leung A. Y. T. and Kuang J. L. Chaotic Rotations of a Liquid - Filled Solid // Journal of Sound and Vibration. – 2007. – Vol. 302, № 3. – P. 540-563.
- [5] Adams M.L. Rotating machinery vibration. – NY: MarcelDekker, 2001. – 354 p.
- [6] Newkirk B. L. Shaft whipping // General Electric Review. March, 1924.
- [7] Newkirk B. L., Taylor H. D. Shaft whipping due to oil action in journal bearings // General Electric Review, August, 1925.
- [8] Hagg A. C. The influence of oil-film journal bearings on the stability of rotating machines // Journal of Applied Mechanics, September, 1946.

- [9] Yukio Hori. A theory of oil whip // J. of Applied Mechanics, June, 1959.
- [10] Kesten J. Stabilité de la position de l'arbre dans un palier à graissage hydrodynamique. Wear. – 1960. – No 5.
- [11] Someya T. Stabilität einer in zylindrischen Gleitlagern laufenälsen, unwunthfreien Welle. – Ingenieur-Archiv, 1963, 33.
- [12] Boecker G. F., Sternlicht B. Investigation of Translatory fluid whirl in vertical machines. – Trans. of the ASME, January, 1956.
- [13] Schnittger J. R. Development of a smooth running double-spool, gas-turbine rotor system // ASME Paper No 58-A-197. – 1958.
- [14] Pinkus O. Experimental investigation of resonant whip // Trans.of the ASME, July, 1956.
- [15] Hummel Ch. Kritische Drehzahlen als Folge der Nachgiebigkeit des Schmiermittels im Lager. – VDI-Forschungsheft, 1926. – P. 287.
- [16] Олимпиев В.И. О собственных частотах ротора на подшипниках скольжения // Изв. АН СССР, Отд. техн. наук. – 1960. – № 3. – С. 24-29.
- [17] Capriz G. On the vibrations of shafts rotating on lubricated bearings // Ann. Mat. Pura Appl. – 1960. IV, Ser. 50. – P. 223.
- [18] Tondl A. Experimental investigation of self-excited vibrations of rotors due to the action of lubricating oil film in journal bearings. Monographs and Memoranda of the National Research Institute of Heat Engineering, Prague. – 1961. – No 1.
- [19] Tondl A. Einige Ergebnisse experimenteller Untersuchungen der Zapfenbewegung in Lagern // Revue de mécanique appliquée, 1961, tome VI, No 1.
- [20] Dick J. Alternating loads on sleeve bearings // Philosophical Magazine, 1944, vol. 35.
- [21] Shawki G. S. A. Whirling of a journal bearing – experiments under no-load conditions // Engineering, February 25, 1955.
- [22] Shawki G. S. A. Analytical study of journal-bearing performance under variable loads // Trans. of the ASME, 1956, No 3.
- [23] Shawki G. S. A. Jour // Proc. of the Inst. of Mech. Eng. – 1957. – Vol. 171, No 28.
- [24] Cameron A. Oil whirl in bearings. Engineering, February 25, 1955.
- [25] Krämer E. Der Einfluss des Oilfilms von Gleitlagern auf di Schwingungen von Maschinenwellen // VDI-Berichte, 1959, Bd. 35.
- [26] Кельзон А.С. Динамика роторов в упругих опорах. – М.: Наука, 1982.
- [27] Тондл А. Динамика роторов турбогенераторов. – Изд.: Энергия, 1971.
- [28] Кельзон А.С. Самоцентрирование и уравнивание жесткого ротора, вращающегося в двух упругих опорах // ДАН СССР. – Т. 110, № 1. – 1956. – С. 31-33.

References

- [1] Muszynska A., *Rotordynamics* (Boca Raton: Taylor & Francis, 2005): 1054.
- [2] Greenhill L.M., "Critical Speeds Resulting from Unbalance Excitation of Backward Whirl Modes / L.M. Greenhill, G.A. Cornejo", *Design Engineering Technical Conferences (DETC'95)* September 17-20, 1995, " , Boston Massachusetts, USA: *Proceedings*. – Boston: ASME Vol. 3, Part B (DE-Vol. 84-2) (1995): 991-1000.
- [3] Yamamoto T., Ishida Y., *Linear and nonlinear rotor dynamics* (New York, John Willey and Sons, 2001): 326.
- [4] Leung A. Y. T. and Kuang J. L., "Chaotic Rotations of a Liquid - Filled Solid", *Journal of Sound and Vibration* Vol. 302, No 3 (2007): 540-563.
- [5] Adams M.L., *Rotating machinery vibration* (NY: MarcelDekker, 2001): 354.

-
- [6] Newkirk B. L., "Shaft whipping", *General Electric Review* March (1924).
- [7] Newkirk B. L., Taylor H. D., "Shaft whipping due to oil action in journal bearings", *General Electric Review* August (1925).
- [8] Hagg A. C., "The influence of oil-film journal bearings on the stability of rotating machines", *Journal of Applied Mechanics* September (1946).
- [9] Yukio Hori, "A theory of oil whip", *J. of Applied Mechanics* June (1959).
- [10] Kesten J., "Stabilité de la position de l'arbre dans un palier à graissage hydrodynamique", *Wear* No 5 (1960).
- [11] Someya T., "Stabilität einer in zylindrischen Gleitlagern laufenélsen, unwunchtfreien Welle", *Ingenieur-Archiv* 33 (1963).
- [12] Boecker G. F., Sternlicht B., Investigation of Translatory fluid whirl in vertical machines. – Trans, of the ASME, January, 1956.
- [13] Schnittger J. R., "Development of a smooth running double-spool, gas-turbine rotor system", *ASME Paper No 58-A-197* (1958).
- [14] Pinkus O., "Experimental investigation of resonant whip", *Trans. of the ASME* July (1956).
- [15] Hummel Ch., *Kritische Drehzahlen als Folge der Nachgiebigkeit des Schmiermittels im Lager* (VDI-Forschungsheft, 1926): 287.
- [16] Olimpiev V.I., "O sobstvennyih chastotah rotora na podshipnikah skolzheniya [On natural frequencies of the rotor supported on the sliding bearings]", *Izv. AN SSSR. Otd. Tekhn. Nauk* No 3 (1960): 24-29.
- [17] Capriz G., "On the vibrations of shafts rotating on lubricated bearings", *Ann. Mat. Pura Appl.* IV, Ser. 50 (1960): 223.
- [18] Tondl A., "Experimental invesrigation of self-excited vibrations of rotors due to the action of lubricating oil film in journal bearings", *Monographs and Memoranda of the National Research Institute of Heat Engineering, Prague* No 1 (1961).
- [19] Tondl A., "Einige Ergebnisse experimenteller Untersuchungen der Zapfenbewegung in Lagern", *Revue de mécanique appliquée* Tome VI, No 1 (1961).
- [20] Dick J., "Alternating loads on sleeve bearings", *Philosophical Magazine* Vol. 35 (1944).
- [21] Shawki G. S. A., "Whirling of a journal bearing - experiments under no-load conditions", *Engineering* February 25 (1955).
- [22] Shawki G. S. A., "Analytical study of journal-bearing performance under variable loads", *Trans. of the ASME* No 3 (1956).
- [23] Shawki G. S. A., "Journal bearing performance for combinations of steady, fundamental and harmonic components of load", *Proc. of the Inst. of Mech. Eng.* Vol. 171, No 28 (1957).
- [24] Cameron A., "Oil whirl in bearings", *Engineering* February 25 (1955).
- [25] Krämer E., "Der Einfluss des Oilfilms von Gleitlagern auf di Schwingungen von Maschinenwellen", *VDI-Berichte* Bd. 35 (1959).
- [26] Kelzon A.S., *Dinamika rotorov v uprugih oporah* [Dynamics of rotors in elastic supports] (M.: Nauka, 1982).
- [27] Tondl A., *Dinamika rotorov turbogeneratorov* [Dynamics of rotors of turbogenerators] (Izd.: Energiya, 1971).
- [28] Kelzon A.S., "Samotsentrirovanie i uravnoveshivanie zhestkogo rotora, vraschayushegosya v dvuh uprugih oporah [Self-centering and balancing of a rigid rotor rotating in two elastic bearings]", *DAN SSSR* T. 110, No 1 (1956): 31-33.