

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ БАЛАНСИРОВКИ ЖИДКОСТНЫМИ АВТОБАЛАНСИРУЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ

Пашков Е.Н., Мартюшев Н.В., Кузнецов И.В.

ГФГБОУ ВПО «Национальный исследовательский Томский политехнический университет», Томск, Россия (634050, г. Томск, пр. Ленина, 30), e-mail: epashkov1@sibmail.ru

В статье моделируется поведение жидкостного автобалансирующего устройства. Для проведения математических исследований используется модель ротора, содержащая резервуар-обойму, закрепляемую на жестком валу, который имеет возможность вращения в подшипниках. Приводятся данные о влиянии различных факторов на точность балансировки. Полученные результаты моделирования говорят о том, что амплитуда колебаний на закритических частотах будет тем меньше, чем больше параметры жидкостного автобалансирующего устройства. Также проведенный расчет показывает, что эффективность автоматической балансировки тем выше, чем больше параметры жидкостного автобалансирующего устройства. Выполнение условия достаточности жидкости в обойме приводит к независимости амплитуды колебаний ротора от массы жидкости в резервуаре. Критическая частота вращения ротора не зависит от объема жидкости в обойме при выполнении условия ее достаточности.

Ключевые слова: автоматическое балансировочное устройство, вращение ротора, самоцентрирующаяся система, прогиб ротора, моделирование.

EFFICIENCY RESEARCH OF LIQUID AUTOBALANCING DEVICES

Pashkov E.N., Martyushev N.V., Kuznetsov I.V.

Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia (634050, Tomsk, Lenin Avenue, 30), e-mail: epashkov1@sibmail.ru

In article the behavior of the liquid avtobalancing device is modelled. For carrying out mathematical researches the model of a rotor containing the tank holder, fixed on rigid to a shaft which has rotation possibility in bearings is used. Data on influence of various factors on balancing accuracy are provided. The received results of modeling say that the fluctuations amplitude on critical frequencies will be that less, than it is more parameters of the liquid avtobalancing device. As the carried-out calculation shows that efficiency of automatic balancing by that is higher, than it is more parameters of the liquid avtobalancing device. Performance of a liquid sufficiency condition in a holder results in amplitude fluctuations independence of a liquid weight rotor in the tank. Critical rotor rotation frequency doesn't depend on liquid volume in a holder at condition performance of its sufficiency.

Key words: the automatic balancing device, the rotor rotation, being self-aligned system, rotor deflection, modeling.

Введение

Известные автобалансирующие устройства (АБУ) достаточно эффективно уменьшают режимное изменение дисбаланса ротора. Однако такая результативность достигается за счет использования тяжелой жидкости (ртути) в качестве корректирующей массы [8]. При разработке машин и приборов стремятся избегать использования высокотоксичных веществ. Имеющиеся нетоксичные жидкости обладают плотностью не более 2 г/см^3 , поэтому использование их в качестве корректирующей массы в жидкостных АБУ, вместо ртути, ведет к снижению эффективности автоматической балансировки ротора [7]. Именно из-за недостаточной эффективности жидкостных АБУ, обусловленной малой плотностью жидкости, факторы, влияющие на точность балансировки, были слабо освещены. На кафедре ТПМ ТПУ было разработано устройство [1], позволяющее многократно повышать эффективность автоматической балансировки роторов с помощью жидкостных АБУ. В связи

с этим возникла необходимость исследования различных факторов, которые влияют на точность балансировки.

Материал и методы исследования

В большинстве работ [3; 7; 9], посвященных исследованию балансировки ротора жидкостными АБУ, используется модель, содержащая обойму, жестко закрепляемую на гибком валу; полость в обойме частично заполняется жидкостью, т.е. обойма играет роль резервуара. В некоторых реальных машинах ротор жесткий, а корпус упруго связан с основанием. Динамику такой машины точнее описывает модель ротора, содержащая резервуар-обойму, закрепляемую на жестком валу, который имеет возможность вращения в подшипниках [5; 6]. Подшипники идеальные (без люфта) установлены в корпусе, который упруго связан с основанием.

Результаты исследования и их обсуждение

Покажем влияние различных факторов на точность балансировки – это необходимо для пояснения дальнейших исследований.

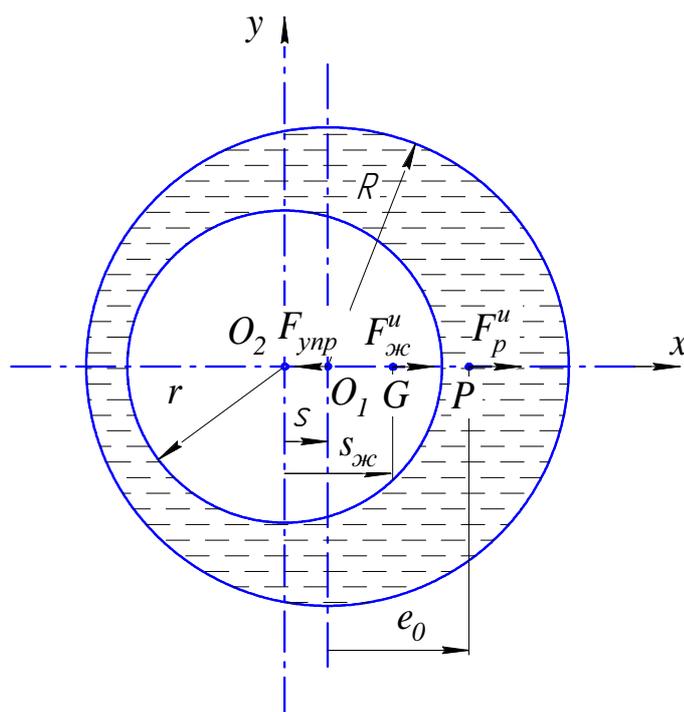


Рис. 1. Схема сил в жидкостном АБУ.

По первому варианту модели при вращении ротора с постоянной частотой $\omega = const$ и сдвиг фаз $\gamma = 0$ в резонансной области отражен на рис. 1. Вал ротора прогибается таким образом, что вся система: резервуар, жидкость – осуществляет вращение вокруг неподвижной оси z (в проекции точка O_2), проходящей через центры поперечных сечений цапф вала ротора. При этом свободная поверхность жидкости в обойме принимает форму параболоида вращения, который

обычно [4; 7; 10] аппроксимируется цилиндром. Силы, действующие на резервуар, удовлетворяют уравнению, составленному по методу кинестатики:

$$\sum \bar{F} = \bar{F}_{упр} + \bar{F}_p^u + \bar{F}_{жс}^u = 0$$

или в проекциях на ось x :

$$-F_{упр} + F_p^u + F_{жс}^u = 0, \quad (1)$$

где: $F_{упр}=cs$ – сила упругости гибкого невесомого вала в радиальном направлении;

$F_p^u = m\omega^2(s + e_0)$ – сила инерции ротора, приложенная к его центру масс (точка P);

$F_{жс}^u = m\omega^2 s_{жс}$ – сила инерции жидкости, приложенная к ее центру масс;

c – радиальная жесткость вала в плоскости камеры;

s – прогиб вала в плоскости резервуара;

m – масса ротора с резервуаром;

e_0 – начальный дисбаланс ротора;

$m_{жс} = \rho\pi h(R^2 - r^2)$ – масса жидкости;

$s_{жс} = s \frac{R^2}{(R^2 - r^2)}$ – расстояние от оси вращения ротора до центра масс жидкости;

ω – частота вращения ротора;

ρ, r – плотность жидкости и радиус ее свободной поверхности;

h, R – высота и радиус внутренней поверхности резервуара.

Из уравнения (1) получается известное выражение для прогиба вала ротора в плоскости коррекции [2], а также выражение (4) при отсутствии внешнего трения $\chi=0$:

$$s = \frac{e_0 m \omega^2}{c - (m + \rho\pi h R^2) \omega^2}. \quad (2)$$

Анализ этого уравнения показывает, что прогиб вала, а вместе с ним и динамические нагрузки в опорах ротора тем больше, чем начальный дисбаланс ротора и чем ближе частота вращения ротора к резонансной частоте, определяемой выражением:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{c}{m + \rho\pi h R^2}}. \quad (3)$$

Отсюда видно, что резонансная частота зависит от радиальной жесткости вала, массы ротора и параметров жидкостного автобалансирующего устройства ρ, h, R .

Уравнения (2) и (3), критическая частота ω_k и прогиб вала s не зависят от радиуса r_2 свободной поверхности жидкости, от которого зависит значение объема жидкости в обойме, а соответственно и ее массы. Следовательно, жидкости в обойме должно быть столько, чтобы

который при невыполнении условия достаточности жидкости находится в функциональной зависимости от массы жидкости. Точное выражение для этой зависимости довольно громоздко по форме, поэтому на рис. 3 приведена диаграмма зависимости переводного коэффициента от отношения $m_{ж}/m_0$, где m_0 – граничное значение массы жидкости, удовлетворяющее условию достаточности жидкости. Это значение определяется формулой: $m_0 = 2s\rho\pi hR$. Таким образом, амплитуда колебаний ротора оказывается связанной с массой жидкости в камере, но только при выполнении условия достаточности жидкости.

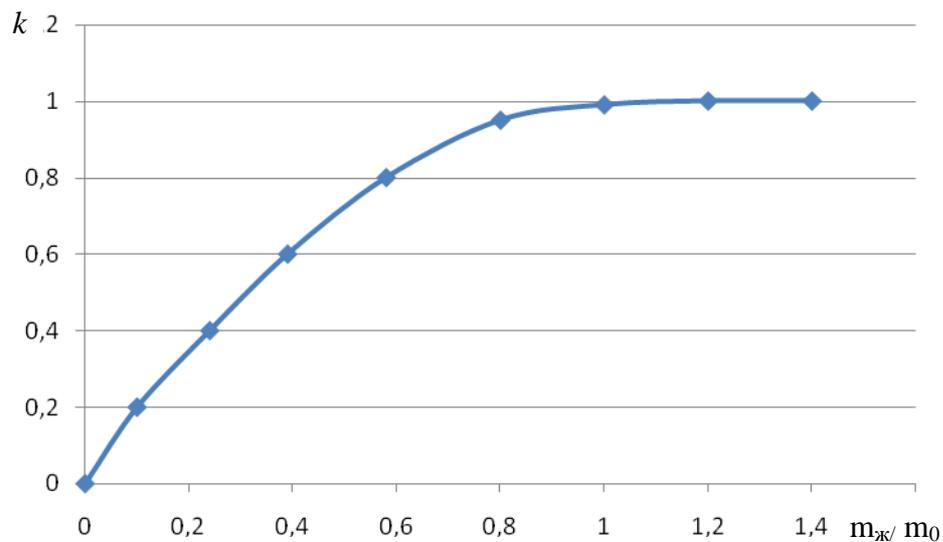


Рис. 3. Диаграмма зависимости переводного коэффициента.

Аналогично и критическая частота вращения ротора при невыполнении условия (4) оказывается в зависимости от массы жидкости в камере. Эта частота определяется выражением:

$$\omega_{к1} = \sqrt{\frac{c}{m + k\rho\pi hR^2}}. \quad (6)$$

При приближении частоты вращения ротора к критической частоте, определяемой соотношением (8), должно наблюдаться возрастание амплитуды колебаний ротора s .

Кроме найденного значения прогиба ротора, которое может служить критерием оценки качества балансировки, так как оно определяет уровень вредного воздействия вибрации на человека, в ряде случаев [3] качество балансировки оценивают по точности балансировки, выраженной через остаточный удельный дисбаланс, который равен эксцентриситету массы ротора. Поэтому определим эксцентриситет массы системы «ротор – жидкость» относительно оси обоймы (точка O_1 на рис. 1) по выражению:

$$e = \frac{e_0 m + m_{жс} (s_{жс} - s)}{m + m_{жс}}, \quad (7)$$

откуда при частоте вращения ротора, гораздо большей критической, получается удельный дисбаланс ротора:

$$e = \frac{e_0 m}{m + \rho \pi h R^2}. \quad (8)$$

Используя выражения (2) и (9), определим эффективность снижения прогиба вала и дисбаланса ротора:

$$E_e = E_s = \frac{e_0}{e} = \frac{m + \rho \pi h R^2}{m}, \quad (9)$$

где: E_e – эффективность снижения прогиба вала ротора (амплитуды колебаний ротора) при частоте вращения ротора, гораздо больше критической;

E_s – эффективность снижения дисбаланса ротора при той же частоте вращения ротора, т.е. эффективность автоматической балансировки.

Выводы

По полученным результатам можно сделать следующие выводы: амплитуда колебаний на закритических частотах будет тем меньше, чем больше параметры жидкостного автобалансирующего устройства – высота и радиус внутренней поверхности резервуара, а также плотность жидкости. Эффективность автоматической балансировки тем выше, чем больше параметры жидкостного АБУ. При выполнении условия достаточности жидкости в обойме амплитуда колебаний ротора оказывается независимой от массы жидкости в резервуаре. Критическая частота вращения ротора не зависит от объема жидкости в обойме при выполнении условия ее достаточности.

Список литературы

1. А.с. 1128129 СССР, МКИЗ G01M1/38. Устройство для автоматической балансировки роторов / В.П. Нестеренко, А.П. Соколов, В.М. Замятин, Д.В. Лычагин (СССР). – № 3543157/25-28; заявлено 12.01.83; опубл. 07.12.84, Бюл. № 45.
2. А.с. 1105767 СССР, МКИЗ G01M1/38. Балансировочное устройство / Ю.Г. Животов, В.Д. Плохута (СССР). – № 2543456 / 25 – 28; Заявлено 14.11.77; опубл. 30.07.84, Бюл. № 28.
3. Вибрация в технике : справочник : в 6 т. – М. : Машиностроение, 1981. – Т. 6: Защита от вибрации и ударов / под ред. К.В. Фролова. – 456 с.
4. Диментберг Ф.М., Шаталов К.Т., Гусаров А.А. Колебания машин. – М. : Машиностроение, 1964. – 308 с.

5. Зиякаев Г.Р., Саруев Л.А., Мартюшев Н.В. Математическое моделирование гидроимпульсного механизма бурильных машин // В мире научных открытий. – 2010. – № 6.3 (13). – С. 61-65.
6. Мартюшев Н.В. Расчет параметров структуры материалов с помощью программных средств // В мире научных открытий. – 2011. – № 1. Серия «Математика. Механика. Информатика». – С. 77-82.
7. Пашков Е.Н., Дубовик В.А. Устойчивость стационарного вращения неуравновешенного ротора с жидкостным устройством на гибком валу // Известия ТПУ. – 2007. – № 2. – Т. 311. – С. 12-13.
8. Пашков Е.Н., Саруев Л.А., Зиякаев Г.Р. Математическое моделирование гидроимпульсного механизма бурильных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2011. – № 5. – С. 26-31.
9. Устройство для автоматической балансировки роторов : пат. 2241213. Российская Федерация, МПК G01M 1/32. В.М. Козин, Е.В. Баранов. № 2003115582; заявл. 26.05.03; опубл. 27.11.04, Бюл. № 33. – 4 с.
10. Устройство для автоматической и многократной балансировки роторов : пат. 2255316. Российская Федерация, МПК G01M 1/32. В.М. Козин, Е.В. Баранов. № 2004108004/28; заявл. 18.03.04; опубл. 27.06.05, Бюл. № 18. – 5 с.

Рецензенты

Тарасов Сергей Юльевич, д.ф.-м.н., с.н.с. ИФПМ СО РАН, г. Томск.

Пушкарев Александр Иванович, д.ф.-м.н., сотрудник ООО «Инженерно-физический центр», г. Томск.