

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белов В.М., Суханов В.А., Унгер Ф.Г. Теоретические и прикладные аспекты метода центра неопределенности. – Новосибирск: Наука, 1995. – 144 с.
2. Белов В.М., Унгер Ф.Г., Карбаинов Ю.А., Пролубников В.И., Тубалов Н.П. Оценивание параметров эмпирических зависимостей методом центра неопределенности. – Новосибирск: Наука, 2001. – 175 с.
3. Белов В.М., Суханов В.А., Унгер Ф.Г. Аппроксимация эллипсом множества неопределенности параметров зависимостей, сводящихся к линейным. – Томск, 1990. – 28 с. Препринт ТНЦ СО АН СССР; № 45.
4. Белов В.М. Оценивание параметров линейных химико-аналитических и физико-химических зависимостей методом центра неопределенности: Дис. ... канд. физ.-мат. наук. – Томск, 1992. – 166 с.
5. Белов В.М., Гончаров С.А., Гончарова Н.Л. Рекуррентный алгоритм оценивания параметров линейной двухпараметрической функции // Физико-химические процессы в неорганических материалах: 8-я Междунар. конф. – Т. 2. – Кемерово, 2001. – С. 134–135.
6. Гончаров С.А. Обобщенный метод центра неопределенности для оценивания параметров линейных экспериментальных физических зависимостей. Дис. ... канд. тех. наук. – Барнаул, 2003. – 160 с.
7. Гончаров С.А., Белов В.М., Гончарова Н.Л. Оценка области неопределенности параметров линейных функций эллипсом неопределенности // Валихановские чтения – 7: Междунар. науч.-практ. конф. – Т. 7. – Кокшетау, 2002. – С. 3–5.
8. Гончаров С.А., Дудник Е.А., Шарапов С.В. Оценка параметров линейной функции эллипсом неопределенности // IV Науч.-техн. конф. студентов и аспирантов. – Рубцовск, 2002. – С. 5–9.

Поступила 14.11.2006 г.

УДК 621.0

УСТОЙЧИВОСТЬ СТАЦИОНАРНОГО ВРАЩЕНИЯ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА С ЖИДКОСТНЫМ АВТОБАЛАНСИРУЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ НА ГИБКОМ ВАЛУ

В.А. Дубовик, Е.Н. Пашков

Томский политехнический университет
E-mail: epashkov@rambler.ru

Получено условие устойчивости вращения ротора с жидкостным автобалансирующим устройством, состоящим из камеры, поплавка и несжимаемой однородной жидкости, заполняющей пространство между ними. На ротор действуют восстанавливающая сила, силы внутреннего и внешнего трения. Последние линейно зависят соответственно от скорости деформации и абсолютной скорости точки крепления ротора к валу.

Для устранения дисбаланса вращающихся тел применяют различные жидкостные балансирующие устройства (АБУ) [1]. В процессе эксплуатации таких систем необходимо знать критические угловые скорости, при которых нарушается устойчивость стационарных вращений. В ряде работ, например в [2, 3], получены приближенные условия устойчивости установившегося вращения уравновешенного цилиндра, частично заполненного жидкостью, которые трудно применить к системам с АБУ. Непосредственное исследование устойчивости вращения роторов с жидкостными АБУ в литературе не описано.

В предлагаемой работе, по аналогии с [4] для неуравновешенных дисков на гибком валу, изучается устойчивость вращения ротора с жидкостным АБУ без свободной поверхности при действии сил внешнего и внутреннего трения. Природа этих сил подробно изложена в [4]. Так, силы внешнего трения вызываются вязким сопротивлением внешней среды, опор, специальных демпферов и зависят от скоростей абсолютных перемещений точек ротора и вала; силы внутреннего трения порождаются сопротивлением частиц материала и в первом приближении принимаются пропорциональными скорости деформации вала. Представляет интерес исследовать влия-

ние соотношения рассмотренных сил на устойчивость вращения ротора с АБУ. Решение такой задачи для неуравновешенного диска без АБУ приведено в [4]. Пусть ротор с АБУ закреплён симметрично относительно опор вертикального гибкого вала, проходящего через его геометрический центр O_1 (рисунк).

АБУ состоит из балансирующей камеры – 1 высотой h , поплавка – 2 и однородной несжимаемой жидкости – 3, заполняющей пространство между их стенками. Центр масс ротора (точка P) смещён от O_1 на расстояние $O_1P=e$. Точка O_2 проекция оси опор вала на плоскость движения. При вращении системы вал прогибается в месте крепления ротора на величину O_2O_1 , поплавок, для которого геометрическая и материальная оси симметрии совпадают, так же как в поплавковых гироскопах [5] центрируется на оси вращения O_2 за счёт сил давления, а жидкость перетекает в сторону прогиба. Предполагаем, что при возмущённом движении ротора отрыв жидкости от стенок не происходит и центрирование поплавка сохраняется. В этом случае центр масс слоя жидкости расположен на линии центров O_2O_1 в точке G . Сформулированные предположения позволяют исключить из рассмотрения гидродинамическую задачу.

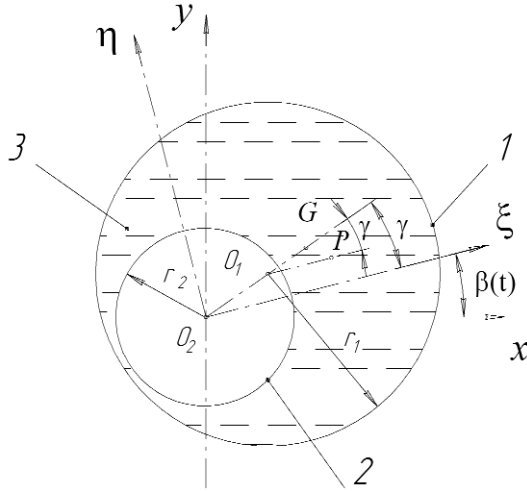


Рисунок. Сечение ротора с АБУ

Согласно [4], введём в плоскости движения точек O_1 , G , P две системы координат с общим началом в точке O_2 : неподвижную O_2xy и подвижную $O_2\xi\eta$, ось $O_2\xi$ которой параллельна отрезку O_1P . Законы вращательного движения ротора и системы $O_2\xi\eta$ определяются одним и тем же углом поворота $\beta(t)$ (t – время), следовательно, ротор в подвижной системе координат может перемещаться только поступательно. За обобщённые координаты возьмём координаты в неподвижной системе точки O_1 , которые обозначим через x , y . Считаем, что на ротор со стороны вала действуют сила упругости $\vec{F}_c = -c\vec{O}_1\vec{O}_2$, силы внутреннего и внешнего трения $\vec{F}_k = -k\vec{V}_{O_1}$ и $\vec{F}_\chi = -\chi\vec{V}_{O_1}$, приложенные в точке O_1 , пропорциональные соответственно прогибу вала $\vec{O}_1\vec{O}_2 = x\vec{i} + y\vec{j}$; скорости точки O_1 в подвижной системе координат $O_2\xi\eta$

$$\vec{V}_{O_1} = (\dot{x} + y\dot{\beta})\vec{i} + (\dot{y} - x\dot{\beta})\vec{j} \quad (1)$$

и абсолютной скорости

$$\vec{V}_{O_1} = \dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j}, \quad (2)$$

где $\vec{i}$, $\vec{j}$ орты декартовой системы O_2xy . Условие равновесия перечисленных сил и сил инерции системы запишется в виде

$$-c\vec{O}_2\vec{O}_1 - k\vec{V}_{O_1} - \chi\vec{V}_{O_1} - m_1\vec{a}_P - m_2\vec{a}_G = 0. \quad (3)$$

Здесь m_1 , m_2 и $\vec{a}_P$, $\vec{a}_G$ – массы и ускорения центров масс соответственно ротора и жидкости. Последние вычисляются через координаты точек P и G в неподвижной системе отсчёта

$$\begin{aligned} x_P &= x + e \cdot \cos \beta, & y_P &= y + e \cdot \sin \beta, \\ x_G &= r \cdot x, & y_G &= r \cdot y, \end{aligned} \quad (4)$$

где $r = r_1^2 / (r_1^2 - r_2^2)$, r_1 и r_2 – радиусы камеры и поплавка соответственно. Проецируя (3) на оси x , y с учётом (1), (2) и (4), получаем дифференциальные уравнения движения ротора с АБУ

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + (p + \chi)\dot{x} + cx + py\dot{\beta} &= m_1e(\dot{\beta}^2 \cos \beta + \ddot{\beta} \sin \beta); \\ m\ddot{y} + (p + \chi)\dot{y} + cy - px\dot{\beta} &= m_1e(\dot{\beta}^2 \sin \beta - \ddot{\beta} \cos \beta); \end{aligned} \quad (5)$$

в которых введено обозначение $m = m_1 + r \cdot m_2$.

Полагая в (5) $e=0$, $m_2=0$ и $\chi=0$, имеем уравнения движения центра масс уравновешенного диска на упругом валу при действии внутреннего трения, приведённые в [6]. Сравнивая уравнения в [6] с (5), устанавливаем соотношение между коэффициентом p и коэффициентом κ , входящим в зависимость напряжения от деформации вязкоупругого материала вала $\sigma = E\varepsilon + \kappa\dot{\varepsilon}$, $p = \kappa c / E$. Здесь для свободно опёртого вала длиной l с диском по середине [6] $c = 48EI/l^3$ есть жёсткость вала на изгиб; E – модуль упругости материала; I – момент инерции площади сечения относительно центральной оси перпендикулярной плоскости изгиба вала. При $\dot{\beta} = \omega = \text{const}$ уравнения (5) допускают решение

$$x_c = A \cos(\omega t + \gamma) \quad y_c = A \sin(\omega t + \gamma);$$

$$A = \frac{m_1 e \omega^2}{\sqrt{(c - m\omega^2)^2 + \chi^2 \omega^2}}; \quad \tan \gamma = -\frac{\chi \omega}{c - m\omega^2}; \quad (6)$$

где A – прогиб вала, γ – угол сдвига фазы движения (угол между вектором дисбаланса ротора $\vec{O}_1\vec{P}$ и стрелой прогиба $\vec{O}_2\vec{O}_1$).

Из (6) видно, что приведённое решение, соответствующее стационарному вращению ротора с АБУ, не зависит от сил внутреннего трения. Это очевидно, так как при таком движении деформация вала не изменяется. Решение (6) подробно изучено в [7].

Для исследования устойчивости рассматриваемого вращения введём отклонения $x' = x - x_c$, $y' = y - y_c$. Полагая, что угловая скорость остается всё время постоянной, из (5) с учётом (6) получаем уравнения возмущённого движения

$$\begin{aligned} m\ddot{x}' + (p + \chi)\dot{x}' + cx' + p\omega y' &= 0; \\ m\ddot{y}' + (p + \chi)\dot{y}' + cy' - p\omega x' &= 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Характеристическое уравнение для системы (7) имеет вид

$$a_0 \lambda^4 + a_1 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_3 \lambda + a_4 = 0, \quad (8)$$

где $a_0 = m^2$, $a_1 = 2m(p + \chi)$, $a_2 = (p + \chi)^2 + 2cm$,

$$a_3 = 2c(p + \chi), \quad a_4 = c^2 + \chi^2 \omega^2.$$

Матрица Гурвица H из коэффициентов уравнения (8) согласно [8] запишется

$$H = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 & 0 & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 & 0 \\ 0 & a_0 & a_2 & a_4 \end{vmatrix}.$$

Условия устойчивости имеют вид неравенств [8]

$$\Delta_i > 0; \quad i=1...4, \quad (9)$$

где Δ_i – главные диагональные миноры матрицы H .

Неравенства (9) выполняются, если

$$\omega < \omega^* = \left(1 + \frac{\chi}{p}\right) \sqrt{\frac{c}{m_1}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\mu}}, \quad \mu = \frac{m}{m_1} > 1. \quad (10)$$

При $\mu=1$, получаем условие устойчивости стационарного вращения ротора без АБУ, приведённое в [4]. Сравнивая (10) с соответствующим неравенством в [4] заключаем, что предельное значение угловой скорости при устойчивом вращении ротора с АБУ $\omega^*(\mu)$ меньше, чем для ротора без АБУ.

В [7] показано, что жидкостное АБУ уменьшает прогиб вала и дисбаланс системы при угловых скоростях вращения

$$\omega > \omega_* = \sqrt{\frac{c}{m_1}} \cdot \sqrt{\frac{2}{1+\mu}}. \quad (11)$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия. — М.: Наука, 2002. — 119 с.
2. Епишев Л.В. О динамической неустойчивости вращающегося ротора при неполном налив жидкости // Научн. докл. высш. школы. Машиностроение и приборостроение. — 1959. — № 2. — С. 66–74.
3. Дерендяев Н.В., Сандалов В.М. Об устойчивости стационарного вращения цилиндра, частично заполненного вязкой несжимаемой жидкостью // Прикладная математика и механика. — 1982. — Т. 46. — Вып. 4. — С. 578–586.
4. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. — М.: Изд-во АН СССР. — 1959. — 246 с.
5. Андрейченко К.П. Динамика поплавковых гироскопов и акселерометров. — М.: Машиностроение, 1987. — 128 с.
6. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. — Л.: Машиностроение, 1976. — 320 с.
7. Дубовик В.А., Пашков Е.Н. Стационарное вращение неуравновешенного ротора с жидкостным автобалансирующим устройством при действии сил внешнего трения // Известия Томского политехнического университета. — 2006. — Т. 309. — № 4. — С. 145–147.
8. Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения. — М.: Наука, 1971. — 312 с.

Поступила 23.11.2006 г.

УДК 621.833

ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ (состояние, результаты и задачи)

В.С. Янглов

Томский политехнический университет
E-mail: dtpts@lsg.tpu.ru

Приведены результаты практического применения волновых передач с промежуточными телами. Дан анализ причин, которые препятствуют их внедрению в серийное производство. Поставлены первоочередные задачи по устранению этих причин. Определены основные направления по их решению.

Зубчатые передачи находят широкое применение в различных отраслях техники, начиная от маломощных приводов (от долей Вт) до мощных приводов (сотни кВт и более) в различных по назначению механизмах и устройствах. Достоинства и недостатки зубчатых передач описаны и проанализированы во многих работах. Тем не менее, не угасает интерес к поиску и исследованию механических передач, которые могут обеспечить улучшенные параметры приводов.

Одной из сравнительно новых механических передач является волновая зубчатая передача, основанная на принципе волнового деформирования одного из звеньев тонкостенного зубчатого колеса.

Ряд положительных качеств передачи, в первую очередь, это — большое передаточное отношение, привлекли интерес к ней конструкторов во многих отраслях техники, прежде всего авиационной и космической. Первые попытки решить вопросы, связанные с разработкой, изготовлением и эксплуатацией редукторов на базе волновых зубчатых передач, выявили проблемы, которые решались с большими затратами. Циклические знакопеременные нагрузки на тонкостенное зубчатое колесо и на наружное кольцо гибкого подшипника генератора при обычной технологии их изготовления приводили к поломкам этих деталей, т. е. ресурс и надёжность передач были низки.