А.Н. Горбенко

Керченский морской технологический институт
Керчь, Украина

УДК 62-755

НЕКОТОРЫЕ НЕТРИВИАЛЬНЫЕ СВОЙСТВА МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «РОТОР – ШАРИКОВЫЙ АВТОБАЛАНСИР»

У роботі розглянутий ряд нетрадиційних з погляду загальних закономірностей механіки властивостей кулькового автобалансира. Показано аномальний характер впливу зовнішнього грузлого тертя ротора і незвичайні особливості спектра коливань механічної системи.

Шариковое автобалансирующее устройство (АБУ) является известным приспособлением, способным снижать вибрацию машин роторного типа (см. например [1-18]). При определенных условиях АБУ автоматически уравновешивает ротор, устраняя тем самым возникновение радиальной центробежной силы от дисбаланса. Идея шарикового автобалансира известна давно [18]. По мере его изучения постепенно выяснилось, что, несмотря на простоту своего устройства, автобалансир представляет собой весьма сложную нелинейную систему с рядом неочевидных свойств. Целью данной работы является целенаправленное изложение известных к настоящему времени необычных свойств АБУ, которые не только необходимо учитывать при его проектировании и применении, но и могут служить хорошим учебно-методическим материалом для учебного процесса в высшей школе.

Рассматриваемая механическая система представляет собой однодисковый изотропный неуравновешенный ротор, установленный на двух упруго-демпферных опорах и вращающийся с постоянной угловой скоростью ω (рис.1а). Диск массой M установлен посередине вала, а его центр масс C отстоит от точки O крепления диска к валу на расстояние $r=OC$. В диске имеется цилиндрическая полость, ось которой проходит через точку O. В нее помещено n шариков массой m каждый. Шарики имеют возможность свободно перемещаться по окружности радиуса R. Текущее положение диска характеризуется координатами x, y точки O, а угловое положение j-го шарика – углом φ_j, отсчитываемым от неподвижной оси x (рис.1б).

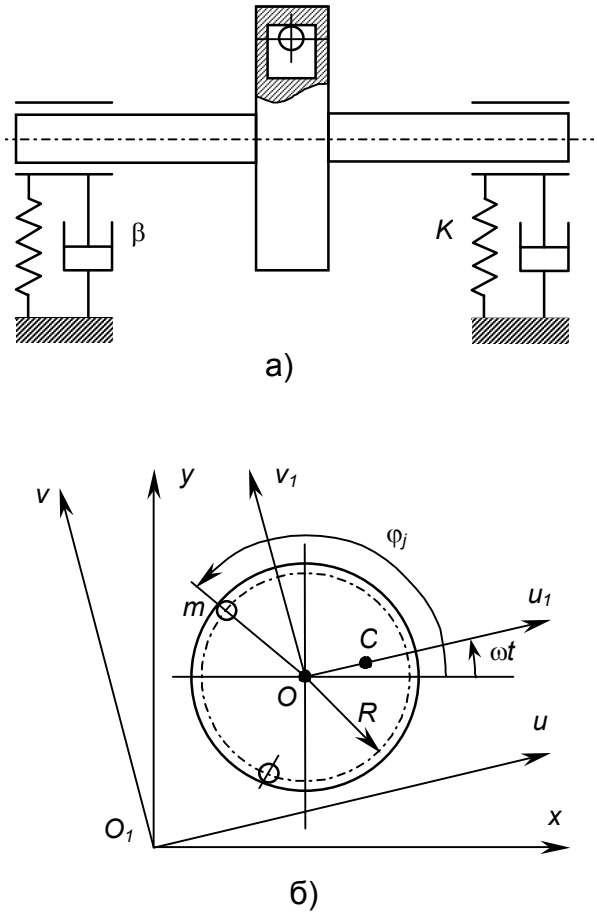

Рис.1. Механическая система «ротор – шариковый автобалансир»

Уравнения движения данной механической системы известны [8 и др.] и путем введения безразмерных параметров

$$X = \frac{x}{r}; \quad Y = \frac{y}{r}; \quad \tau = pt; \quad \Omega = \frac{\omega}{p};$$

$$B = \frac{\beta}{p}; \quad B_0 = \frac{\beta_0}{p}; \quad \rho = \frac{R}{r};$$

$$\mu = \frac{m}{M + nm}; \mu_c = \frac{M}{M + nm} = 1 - n\mu$$

могут быть представлены в следующем безразмерном виде

$$\begin{aligned} &X'' + BX' + X = \mu_c \Omega^2 \cos\Omega\tau + \\ &\quad + \mu\rho \sum_{j=1}^{n} \left[\left(\varphi'_j\right)^2 \cos\varphi_j + \varphi''_j \sin\varphi_j \right]; \\ &Y'' + BY' + Y = \mu_c \Omega^2 \sin\Omega\tau + \\ &\quad + \mu\rho \sum_{j=1}^{n} \left[\left(\varphi'_j\right)^2 \sin\varphi_j - \varphi''_j \cos\varphi_j \right]; \\ &\rho\varphi''_j + \rho B_0 \left(\varphi'_j - \Omega\right) = \\ &\quad = X'' \sin\varphi_j - Y'' \cos\varphi_j, \quad j = 1,2,...,n, \end{aligned} \tag{1}$$

где $p^2=K/(M+nm)$; p – критическая скорость вращения, рад/с; β – коэффициент внешнего вязкого трения ротора, 1/с; β_0 – коэффициент вязкого трения шариков в полости автобалансира, 1/с; верхний индекс ‘ (штрих) означает дифференцирование по безразмерному времени τ.

Наиболее очевидным нетривиальным свойством АБУ является сама возможность эффекта автобалансировки, когда шарики самопроизвольно занимают положение, при котором теоретически полностью устраняется неуравновешенность вращающегося ротора. Эффект автобалансировки основан на том, что в определенном диапазоне скорости вращения ротора Ω сдвиг фаз между возмущающей центробежной силой от дисбаланса и перемещением диска близок к π (противофаза). При этом оказывается, что диск вращается «легкой» стороной наружу и шарики под действием центробежной силы устремляются туда, компенсируя дисбаланс. В рассматриваемом случае простейшей роторной системы указанная ситуация имеет место в закритической области $\Omega>1$ ($\omega>p$), что служит необходимым (но еще не достаточным) условием устойчивости автобалансировки. В действительности же эффект автобалансировки устойчиво проявляется только при $\Omega>\Omega_y$, где Ω_y – граница области устойчивости, которая может существенно превышать критическую скорость вращения [1, 3, 7, 8]. Значение Ω_y зависит от всех параметров механической системы μ, B_0, B, n, ρ.

Другой, менее очевидной нетривиальной особенностью является аномальный характер влияния на механическую систему внешнего вязкого сопротивления колебаниям ротора. В большинстве случаев механических систем, используемых в технике, увеличение демпфирования приводит к снижению амплитуды вынужденных колебаний и расширению области устойчивости режимов движения с малыми амплитудами колебаний. Во многих конструкциях разнообразных роторных машин специально предусматриваются демпферы колебаний с целью снижения виброактивности. В случае же механической системы «ротор – шариковый автобалансир» характер влияния внешнего вязкого сопротивления движению ротора (характеризуемого коэффициентом трения β и соответственно безразмерным параметром B) противоположный. Так, увеличение параметра B приводит к росту границы области устойчивости Ω_y (т.е. к ее сужению). Данная особенность неявным образом вытекает из материалов статьи Детинко Ф.М. [8], одной из основополагающих работ в области теории автобалансировки. В дальнейшем это явление отмечалось и изучалось в работах [10, 7, 5].

В качестве иллюстрации на рисунках 2 и 3 приведены графики двух переходных процессов, полученные путем численного интегрирования системы уравнений движения (1). В обоих случаях параметры системы приняты равными n=2, μ=0,005, ρ=115, B_0=0,002, Ω=1,8 при начальных условиях $X = Y = X' = Y' = 0$, $\phi_1=\alpha+10$ град, $\phi_1=-\phi_2$, $\phi'_1=\phi'_2=\Omega$. При этом автобалансирующее угловое положение шариков относительно линии дисбаланса диска α=150 град и емкость АБУ составляет $E=\rho n\mu/\mu_c$=1,16. Различие заключается лишь в значениях параметра B: B=0,05 для рис.2 и B=0,25 для рис.3. На графиках показаны изменения безразмерного отклонения ротора $A=(X^2+Y^2)^{0,5}$ и углового положения первого шарика относительно диска $\gamma_1=\varphi_1-\Omega t$ (движение второго шарика аналогично первому). Длительность переходного процесса отмечена на рисунках числом оборотов ротора. Например, при угловой

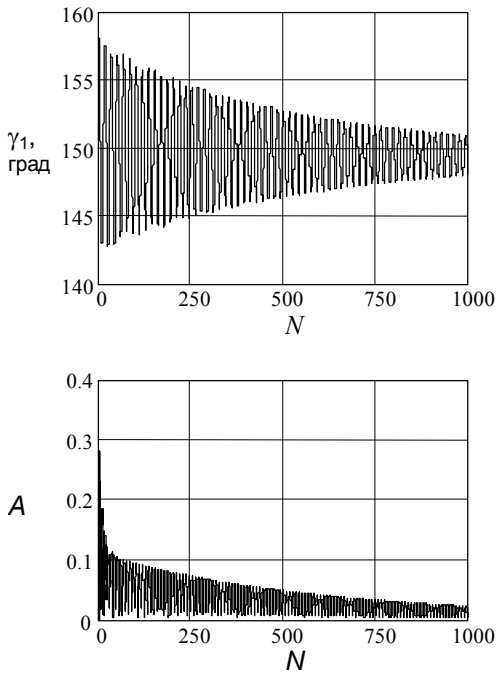

Рис.2. Переходный процесс при B=0,05

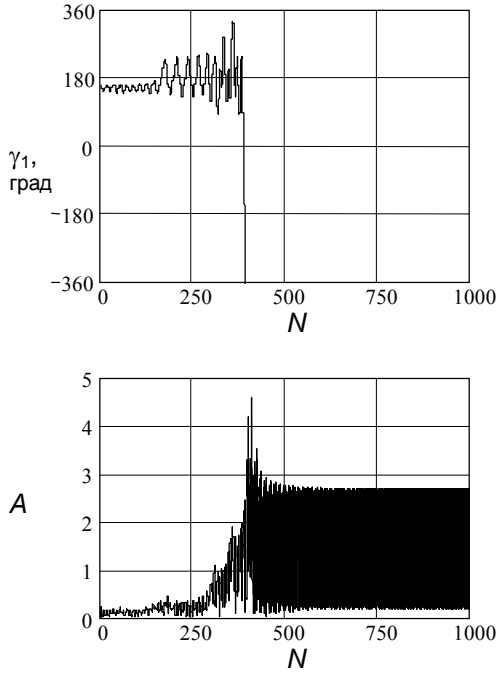

Рис.3. Переходный процесс при B=0,25

скорости ω=300 рад/с ротор совершит 1000 оборотов за время t=20,9 с.

Как видно из рис. 2, при относительно малом внешнем трении (B=0,05) и принятых значениях параметров системы режим автобалансировки является устойчивым. После переходного процесса шарики вращаются вместе с диском, совершая относительно него малые, медленные и затухающие колебания. Вследствие того, что шарики располагаются вблизи своих автобалансирующих положений, общий центр масс ротора оказывается вблизи точки O крепления диска к валу и ротор вращается почти не отклоняясь от оси подшипников.

Увеличение внешнего вязкого трения до B=0,25 приводит к качественному изменению режима движения механической системы (рис.3). В ходе переходного процесса происходит увеличение амплитуд угловых колебаний шариков с последующим переходом их в режим вращения в полости АБУ с абсолютной скоростью несколько меньшей критической (вторая половина графика $\gamma_1(N)$ не показана поскольку он выходит за выбранный диапазон шкалы). В результате этого ротор вращается со значительными отклонениями от оси вращения, максимальная величина которых существенно превосходит не только таковые при автобалансировке, но и амплитуду колебаний того же ротора, но без АБУ, составляющую A_0=1,45. Кроме того, расчеты показывают, что и в пределах области устойчивости автобалансировки увеличение B приводит к некоторому росту продолжительности переходного процесса и амплитуды остаточных колебаний ротора.

Описанный аномальный характер влияния на механическую систему внешнего вязкого сопротивления, по-видимому, объясняется следующим. В случае малого демпфирования B почти сразу за критической скоростью вращения Ω>1 устанавливается сдвиг фаз близкий к π. При увеличении B сдвиг фаз уменьшается, что и приводит к потере устойчивости автобалансировки. Таким образом, увеличение внешнего демпфирования, несмотря на рост способности системы поглощать и рассеивать энергию колебаний, может привести к нарушению совершенно необходимого для проявления эффекта автобалансировки взаимного расположения элементов системы. Заметим также, что, как установлено в [13], внешнее демпфирование ротора абсолютно не влияет на положения шариков относительно АБУ в установившемся движении, поскольку при автобалансировке отсутствуют поперечные колебания ротора, а значит и силы трения. В этой же работе, однако, сделан вывод о

независимости и условий устойчивости от параметра *B*, что не соответствует полученному выше результату. Причиной этого является то, что в [13] в ходе анализа устойчивости использовалось осреднение части дифференциальных уравнений движения.

На рис. 4 показаны зоны устойчивости автобалансировки в зависимости от параметра *B*, характеризующего внешнее вязкое сопротивление движению (области устойчивости отмечены штриховкой). Кривые получены путем численного анализа характеристического уравнения возмущенного движения системы, полученного в [5], с последующей проверкой с помощью численного интегрирования уравнений (1). Помимо отмеченного выше из графиков видно, что степень влияния *B* может существенно меняться в зависимости от значений параметров системы.

К следующему нетривиальному свойству рассматриваемой механической системы можно отнести необычные особенности спектра ее колебаний. Как показано в работе [5], при движении ротора в режиме автобалансировки количество частот, с которыми происходят колебания в системе, всегда ограничено, сколько бы шариков ни находилось в полости АБУ. В неподвижной системе координат этих частот пять: собственная частота Ω_p=1 и четыре частоты $\Omega_{1\text{-}4}=\Omega\pm\Omega_{s1,2}$, симметрично отстоящие от рабочей скорости вращения ротора. Частоты Ω_{s1} и Ω_{s2} обусловлены медленными колебаниями шариков относительно диска и их значения обычно близки друг к другу. Примечательно отсутствие в частотном спектре колебаний с частотой вращения ротора Ω, что является следствием эффекта автобалансировки.

На рис. 5 показан пример спектра колебаний системы с параметрами, соответствующими рис. 2. Спектр получен с помощью разложения Фурье последней четверти зависимости $X(\tau)$, найденной численным интегрированием уравнений движения (1). В спектре имеется два ярко выраженных пика, обусловленных колебаниями шариков. Вследствие близости значений частот Ω_{s1} и Ω_{s2}, соответствующие им пики сливаются друг с другом. Колебания с собственной частотой отсутствуют на установившихся режимах устойчивой автобалансировки. Как показывают расчеты, вблизи границ устойчивости спектр колебаний несколько видоизменяется. Вследствие нелинейности механической

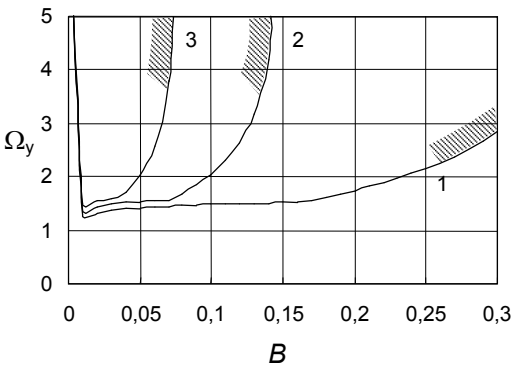

Рис.4. Области устойчивости в зависимости от параметра B: 1 - при μ=0,002; 2 - при μ=0,005; 3 - при μ=0,01.

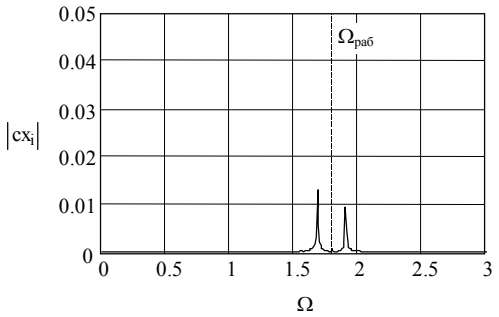

Рис.5. Спектр колебаний при автобалансировке

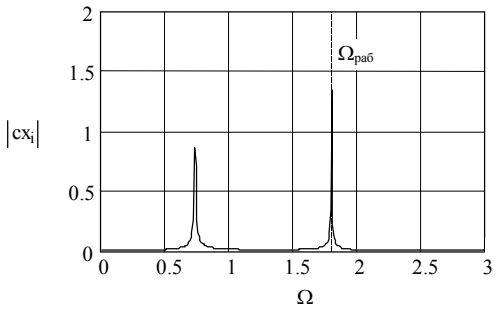

Рис.6. Спектр колебаний при режиме вращения шариков в АБУ

системы появляется ряд пиков, равноотстоящих от рабочей частоты Ω кратно частотам Ω_{s1} и Ω_{s2}, а также проявляются колебания с собственной и рабочей частотами.

При движении ротора в режиме вращения шариков в полости автобалансира спектр колебаний системы качественно

изменяется. В качестве иллюстрации на рис. 6 приведен спектр системы с параметрами, соответствующими рис. 3.

Еще одним проявлением нелинейных свойств системы «ротор – автобалансир» является наличие при определенных частотах вращения и параметрах системы одновременно двух устойчивых режимов движения – автобалансировка и вращение шариков в АБУ. Так если просчитать переходный процесс при параметрах системы, соответствующих рис. 2 (устойчивая автобалансировка), но при иной начальной скорости движения шариков (например $\dot{\phi}_1=\dot{\phi}_2=1$), то в результате в механической системе установится режим вращения шариков в АБУ, аналогичный показанному на рис. 3.

Таким образом, результаты данной работы показывают, что механическая система «ротор – шариковый автобалансир» отличается весьма сложными нелинейными свойствами, изучение которых представляет практический теоретический и учебно-методический интерес.

Литература

1. Автоматическая балансировка роторов машин / А.А.Гусаров, В.И.Сусанин, Л.Н.Шаталов, Б.М.Грушин. - М.: Наука, 1979. – 151 с.
2. Агафонов Ю.В. Исследование устойчивости шарикового автобалансира роторной системы на упругих опорах // Машиноведение. - 1976. - № 6. - С. 3-7.
3. Артюнин А.И. Исследование движения ротора с автобалансиром. // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1993. - №1. - С. 15 – 19.
4. Блехман И.И. Синхронизация в природе и технике. – М.: Наука, 1981. - 352 с.
5. Горбенко А.Н. Анализ устойчивости автобалансировки ротора шарами при произвольных параметрах автобалансира // Вибрации в технике и технологиях. – 2001. - № 4 (20). – С. 86-90.
6. Горбенко А.Н., Радченко О.П. Анализ спектра механических колебаний однодискового ротора с шариковым автобалансиром // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. - Харьков: "ХАИ", 2000. – Вып. 19. - С. 461-463.
7. Горбенко А.Н., Радченко О.П. Определение границ устойчивости процесса автобалансировки ротора шарами путем численного решения уравнений движения // Механика и машиностроение. - 2000. - №1. – С. 123-127.
8. Детинко Ф.М. Об устойчивости работы автобалансира для динамической автобалансировки // Изв. АН СССР. ОТН. Механика и машиностроение. – 1959. – №4. – С. 38-45.
9. Диментберг Ф.М., Шаталов К.Т., Гусаров А.А. Колебания машин. - М.:Машиностроение, 1964. - 308с.
10. Закржевский М.В., Туронок Ф.И. К анализу устойчивости работы автоматического автобалансира // Известия вузов. Машиностроение. - 1983. - №2. - С. 19-23.
11. Кравченко В.И. Автобалансирующие устройства для улучшения динамических характеристик машин: Автореф. дис. ... к.т.н.: 01.02.06 / Институт машиноведения - М., 1989. - 18 с.
12. Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы. - Томск: Томский ун-т, 1985. - 84 с.
13. Нестеренко В.П. Учет вязкого сопротивления при определении условий автоматической балансировки // Известия вузов. Машиностроение. – 1989. - №4. – С. 39-41.
14. Рейбах Ю.С. Устройства для балансировки шлифовальных кругов. – М.: НИИМАШ, 1967. – 84 с.
15. Самаров Н.Г. Автоматическое балансировочное устройство как конструктивный узел вращающихся механизмов // Автоматизация и современные технологии. - 1995. - №7. - С. 20-22.
16. Самаров Н.Г. Метод автоматической балансировки роторов на рабочих частотах вращения // Балансировка машин и приборов. - М.: Машиностроение. - 1979. - С. 157-160.
17. Ройзман В.П., Малыгин А.В., Чоловский Р.Г., Борко И.В. Экспериментальные исследования работы автобалансира // Сб. трудов 2-й междунар. конф. "Динамика роторных систем". - Хмельницкий: ТУП. - 1998. - С. 91-95.
18. Thearl E.L. A New Type of Dynamic-Balancing Machine // Trans. ASME. – 1932. - Vol. 54. - №12. - PP. 131-141.

Библиографическое описание статьи:

Горбенко А.Н. Некоторые нетривиальные свойства механической системы «ротор – шариковый автобалансир» // Вибрации в технике и технологиях. – 2002. – № 3 (24). – с. 33-36.