

При этом $M_{1к} = M_1 - P_2 z_{co}$, $M_{2к} = M_2 + P_1 z_{co}$, $p = iv/2\omega$.

Л и т е р а т у р а

1. Левин М.А. К вопросу о понижении порядка выражений, описывающих реакции связи катящегося деформируемого колеса. — В сб.: Теоретическая и прикладная механика, вып. 2. Минск, 1975. 2. Левин М.А. Понижение порядка зависимостей для реакций связей катящегося деформируемого колеса. — "ДАН БССР", 1974, № 6.

Ю.А. Гурвич

ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КАТЯЩЕГОСЯ ДЕФОРМИРУЕМОГО КОЛЕСА ПРИ ГАРМОНИЧЕСКОМ ПОВОРОТЕ ВОКРУГ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСИ

В работе излагаются метод и результаты экспериментального определения амплитудно-частотных и фазо-частотных характеристик боковой составляющей реакции связи и стабилизирующего момента, действующих на деформируемые колеса со стороны плоскости качения, в функции кинематической частоты.

В отличие от публикаций [1,2] данная работа представляет подробное изложение результатов экспериментального исследования шин при их вращении вокруг вертикальной оси по гармоническому закону.

Испытания проводились с тремя новыми шинами (табл. 1).

Первая и вторая шины применяются на направляющих и ведущих колесах тракторов Минского тракторного завода, а третья является несущей и используется на сельскохозяйственных прицепах.

Экспериментальные исследования по определению амплитудно-частотных и фазо-частотных характеристик нестационарного

Таблица 1.

Данные о шине	Порядковый номер шины		
	1	2	3
Размер шины (ГОСТ 7463-89)	200 - 508 (7,50-20)	210 - 508 (8,3/8-20)	135 - 254 (5,00-10)
Модель шины	В-103	В-105 А	В-19 А
Число слоев корда в каркасе	6	8	6
Рисунок протектора	Направляющие ребра	Повышенная проходимость	Универсальный

увода при гармоническом повороте колеса с шиной вокруг вертикальной оси проводились на специализированной установке [3], принципиальная схема которой представлена на рис. 1,а.

Работа специализированной установки при снятии частотных характеристик происходит в следующей последовательности.

Предварительно устанавливается амплитуда поворота вилки. Для этих целей используется гармонический осциллятор 1, в состав которого входит рейка 4, совершающая синусоидальное возвратно-поступательное движение в направляющих осциллятора. Конструкция осциллятора позволяет регулировать ход рейки в широком диапазоне. Рейка 4 находится в зацеплении с шестерней 2, сидящей на вертикальном валу вилки 7. При перемещении рейки 4 шестерня 2, а вместе с ней и вилка 7 с установленным на ней колесом с шиной 10 поворачивается вокруг вертикальной оси.

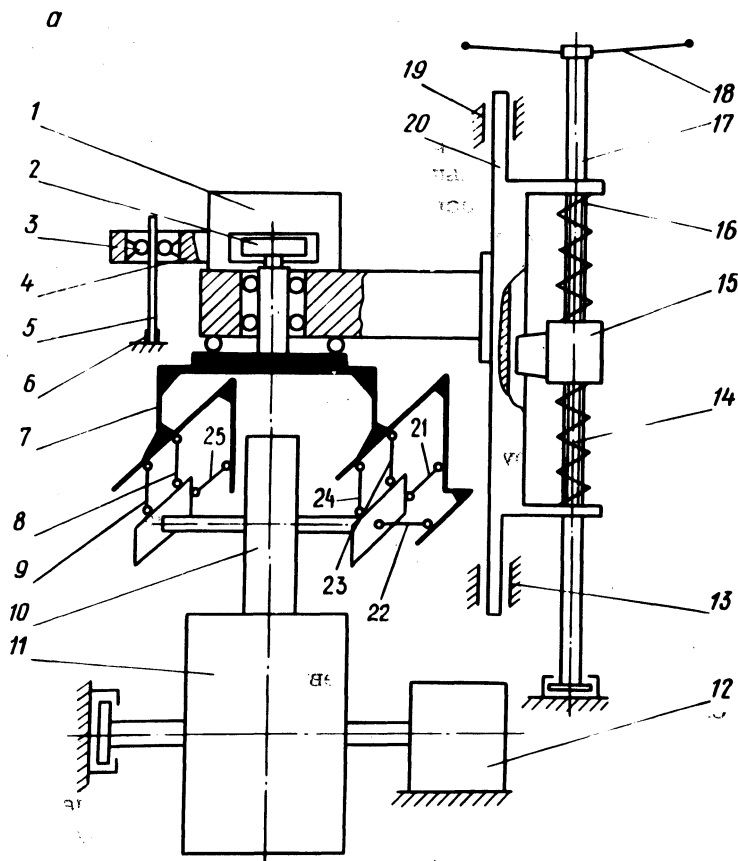
В данной работе рассматриваются результаты экспериментов при угловых колебаниях колеса с амплитудой 5° .

Вертикальная нагрузка на колесо с шиной устанавливается при срединной плоскости колеса, перпендикулярной оси вращения бегового барабана 11, посредством вращения штурвала 18 и винта 17. На последнем имеется гайка 15 со шпонкой, которая входит в вертикальный паз каретки 20. Тогда при вращении винта 17 гайка совершает поступательное движение вдоль оси винта и усилие через пружины 14 и 16, каретку 20, вилку 7 и пространственно-стержневую систему тензоблока передается на колесо с шиной. Пружины 14 и 16 подобраны так, что изменение положения центра колеса с шиной по вертикали на 10 мм вызывает изменение вертикальной нагрузки на величину порядка 25 кгс. Это связано с тем, что существующие в настоящее время стандарты на шину допускают значительные отклонения в величинах ее радиуса и в значениях жесткостных параметров шины по ее периферии.

Величина усилия прижатия испытываемого колеса с шиной к беговому барабану определяется по показаниям тензорезисторов, собранных в полумостовую схему и наклеенных на вертикальные стержни 8,9,23 и 24 тензоблока. Сигнал от тензорезисторов усиливается восьмиканальным усилителем 8-АНЧ-7м и фиксируется на осциллографическую пленку многошлейфового осциллографа Н-700.

Длина площадки контакта шины с беговым барабаном измерялась с помощью линейки.

Далее включался двигатель постоянного тока 12, спомощью которого регулируется угловая скорость вращения бегового барабана вокруг продольной оси.



Для экспериментального определения амплитудно-частотных и фазо-частотных характеристик боковой составляющей реакции связи и стабилизирующего момента необходимо варьировать кинематическую частоту ν [1--5], определяемую по формуле $\nu = -\frac{4a}{dT} \tau$, где $2a$ -- длина площадки контакта испытываемой шины с беговым барабаном; τ -- время одного оборота бегового барабана; $d = 0,6$ м -- диаметр бегового барабана; $T = 4,4$ с -- период гармонического осциллятора.

Если принять шаг варьирования кинематической частоты $\Delta \nu = 2\pi/12$, то при приведенных выше данных $\Delta \tau = 0,69/2a$.

The diagram illustrates a three-phase system with phase shift and amplitude modulation. It shows three sinusoidal waveforms, labeled 1, 2, and 3, which are phase-shifted relative to each other. The phase shift between adjacent waveforms is denoted by $\varphi'_1, \varphi'_2, \varphi'_3$. The amplitude of each waveform is denoted by A'_1, A'_2, A'_3 . The period of the waveforms is denoted by λ . The diagram also shows the amplitude of the waveforms at different points, labeled $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6$, and the phase shift between adjacent points, labeled $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6$. The waveforms are labeled 1, 2, and 3, corresponding to the three phases.

На осциллографической ленте фиксировалась синусоида поступательного перемещения рейки гармонического осциллятора. Для этих целей использовалась тензометрическая линейка 5, которая при возвратно-поступательном перемещении рейки изгибалась. Для того чтобы устранить заклинивание линейки 5, использовались шарикоподшипники 3 с регулируемой величиной силы прижима линейки к подшипникам. Изгиб линейки улавливался тензорезисторами 6, наклеенными на противоположные грани линейки (рис. 1,а). На осциллографической ленте с по-

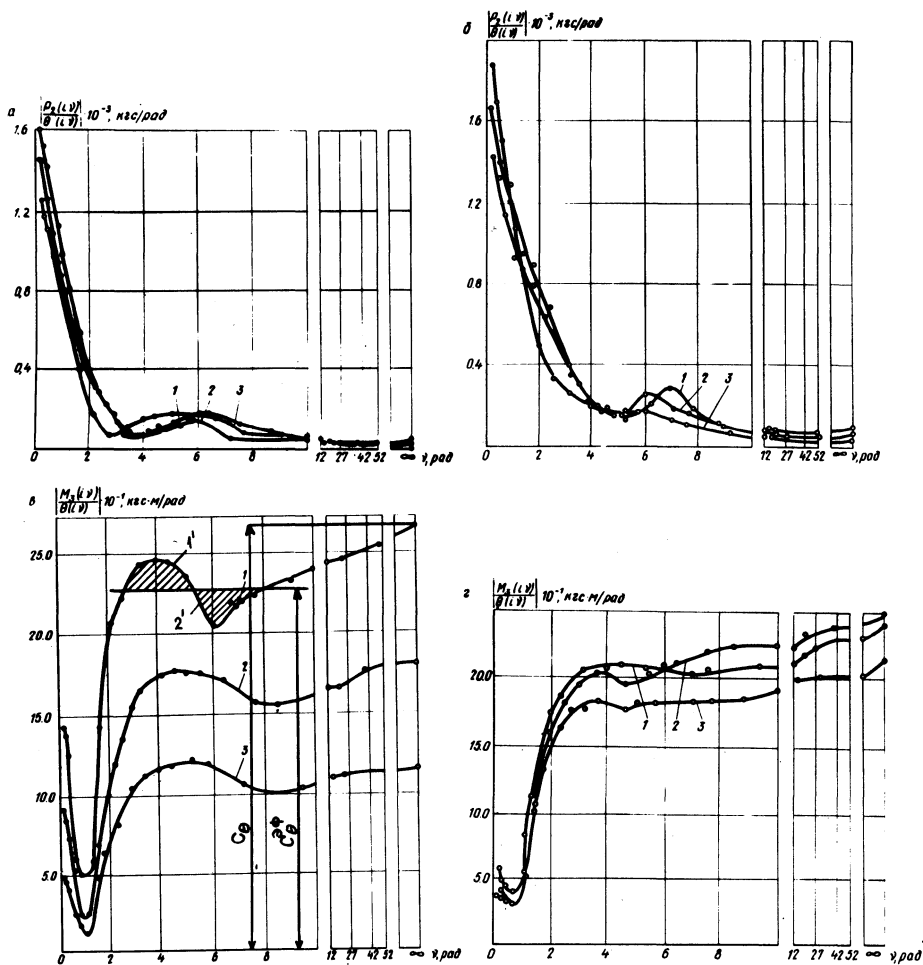


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики: а -- для боковой силы (шина 5,00 - 10; 1 - $G = 400$ кгс, $p = 2,4$ ати, $2a = 0,155$ м; 2 - $G = 300$, $p = 2,4$, $2a = 0,120$; 3 - $G = 400$, $p = 1,8$, $2a = 0,180$); б -- для боковой силы (1, 2 - шина 8,3/8 - 20; 3 - шина 7,50 - 20; 1 - $G = 700$, $p = 2,4$, $2a = 0,180$; 2 - $G = 600$; $p = 2,4$, $2a = 0,165$; 3 - $G = 700$; $p = 2,4$, $2a = 0,165$); в -- для стабилизирующего момента (шина 5,00 - 10; 1 - $G = 400$, $p = 1,8$, $2a = 0,180$; 2 - $G = 400$, $p = 2,4$, $2a = 0,155$; 3 - $G = 300$, $p = 2,4$, $2a = 0,120$); г -- для стабилизирующего момента (шина 7,50 - 20; 1 - $G = 700$, $p = 2,4$, $2a = 0,180$; 2 - $G = 700$, $p = 1,8$, $2a = 0,180$; 3 - $G = 600$, $p = 1,8$, $2a = 0,170$).

мощью тензорезисторов, наклеенных на поперечные стержни 21 и 25 и продольный стержень 22, фиксировались синусоиды стабилизирующего момента и боковой силы (рис. 1,б).

Подготовительная обработка осциллограмм заключалась в проведении горизонтальных линий через все вершины синусоид боковой силы и стабилизирующего момента для каждого кадра осциллограммы. После этого определялось кратчайшее расстояние (размах) между нижней и ближайшей верхней горизонтальными линиями. Например, на синусоиде боковой силы размах обозначен A_1 , а на синусоиде стабилизирующего момента — A'_1 (i — показывает номер измеряемого размаха в каждом кадре). Затем определяется кратчайшее расстояние между указанной выше верхней горизонтальной и ближней нижней линией A_2 . Всего определялось десять значений размахов боковой силы ($A_1, A_2, \dots, A_{10}$) и стабилизирующего момента ($A'_1, A'_2, \dots, A'_{10}$), соответствующих одному значению τ . Таким образом, предварительно обрабатывались все полученные осциллограммы.

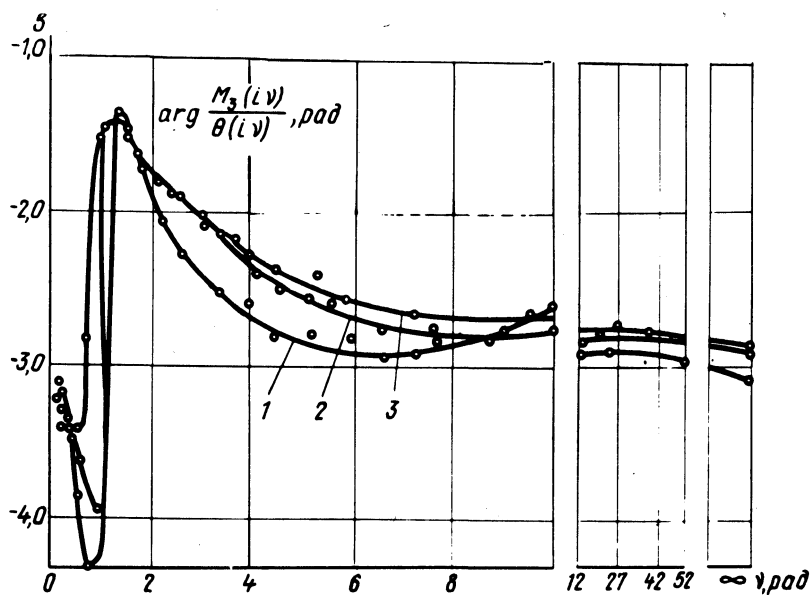
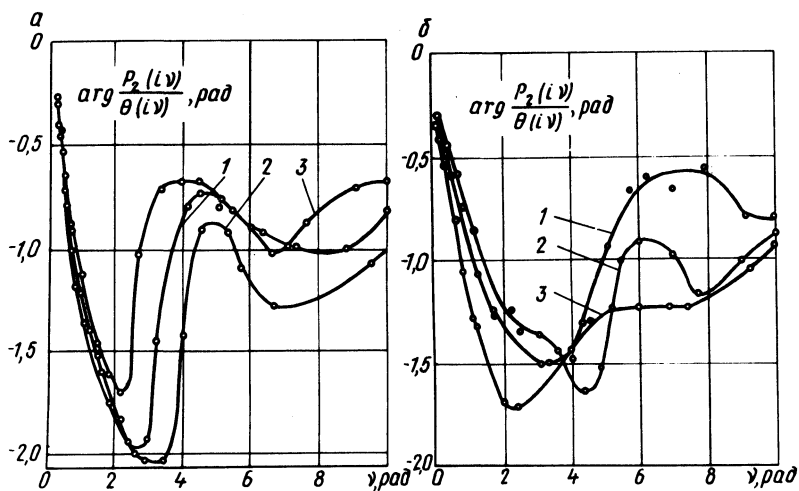
Статистическая обработка экспериментальных данных проводилась на ЭВМ "Минск-22М". Были созданы специальные программы, позволяющие вычислять среднее арифметическое значение измеренных амплитуд, их дисперсию, стандарт (среднее квадратическое улучшенное отклонение) и также значение кинематической частоты.

На рис. 2 представлены экспериментальные амплитудно-частотные характеристики, которые построены по результатам вычислений на ЭВМ (где G — нагрузка на колесо, p — давление в шине).

На рис. 2,а,б по оси ординат откладываем модуль отношения амплитуды боковой силы к амплитуде угла поворота колеса, а на рис. 2,в,г — модуль отношения амплитуды стабилизирующего момента к амплитуде угла поворота колеса. По оси абсцисс откладываем частоту ν .

По аналогии с $C_{\theta}^{\text{эф}}$ в [1] введем понятие коэффициента эффективной угловой жесткости $C_{\theta}^{\text{эф}}$, который меньше на 10–20% обычно измеряемого в статике коэффициента угловой жесткости C_{θ} .

Для получения сдвига по фазе между синусоидами поворота колеса, с одной стороны, боковой силы и стабилизирующего момента, с другой, при заданном значении ν (или τ) на каждом кадре замерялись по десять расстояний по горизонтали между вершинами синусоиды поворота колеса и синусоид боковой силы ($\Phi_1, \Phi_2, \dots, \Phi_{10}$) и стабилизирующего момента ($\Phi'_1,$



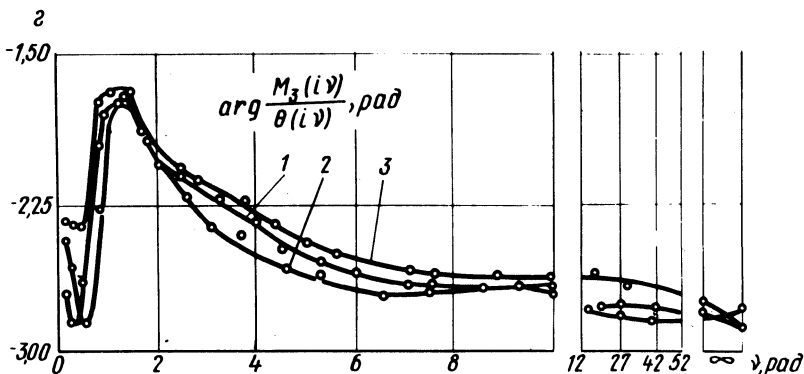


Рис. 3. Фазо-частотные характеристики: а — для боковой силы (шина 5,00 - 10; 1 — $G = 400$ кгс, $p = 2,4$ атн, $2a = 0,155$ м; 2 — $G = 300$, $p = 2,4$, $2a = 0,120$; 3 — $G = 400$, $P = 1,8$, $2a = 0,180$); б — для боковой силы (1,2 — шина 8,3/8 - 20; 3 — шина 7,50 - 20; 1 — $G = 700$, $p = 2,4$, $2a = 0,180$; 2 — $G = 600$, $p = 2,4$, $2a = 0,165$; 3 — $G = 700$, $p = 2,4$, $2a = 0,165$); в — для стабилизирующего момента (шина 5,00 - 10; 1 — $G = 400$, $p = 1,8$, $2a = 0,180$; 2 — $G = 400$, $p = 2,4$, $2a = 0,155$; 3 — $G = 300$, $p = 2,4$, $2a = 0,120$); г — для стабилизирующего момента (шина 7,50 - 20; 1 — $G = 700$, $p = 2,4$, $2a = 0,165$; 2 — $G = 700$, $p = 1,8$, $2a = 0,180$; 3 — $G = 600$, $p = 1,8$, $2a = 0,170$).

$\Phi_2', \dots, \Phi_{10}'$). Смещение вправо вершины синусоиды измеряемой величины по отношению к вершине синусоиды перемещения или поворота (рис. 1,б) означает, что измеряемая величина имеет отрицательный сдвиг по фазе в сравнении с фазой перемещения или поворота колеса с шиной. Затем определяем длину волны λ синусоиды поворота колеса. Далее по специальным программам, используя ЭВМ "Минск-22М", вычисляем среднее арифметическое значение сдвига по фазе между соответствующими синусоидами, их дисперсию и стандарт. При этом сдвиг по фазе ($\arg_i$) определяем по формуле

$$\arg_i = - \frac{\phi_i}{\lambda} = 2\pi.$$

На рис. 3 показаны экспериментальные фазо-частотные характеристики боковой силы и стабилизирующего момента в функции кинематической частоты. Кинематическая частота ν откладывается по оси абсцисс. По оси ординат (рис. 3,а,б) откладываем сдвиг по фазе боковой силы по отношению к углу поворота колеса, а по оси ординат (рис. 3,в,г) аргумент отношения стабилизирующего момента к углу поворота колеса.

Отметим, что если определить частотные характеристики по формулам (1)–(10) в работе [5] и сравнить теоретически построенные кривые с экспериментально полученными, то обнаруживается качественно хорошее совпадение частотных характеристик.

Л и т е р а т у р а

1. Гурвич Ю.А. Экспериментальное определение амплитудно-частотных характеристик боковой составляющей реакции связи катящегося деформируемого колеса в функции кинематической частоты. — В сб.: Теоретическая и прикладная механика, вып. 3. Минск, 1976. 2. Левин М.А., Гурвич Ю.А. Об экспериментальном определении фазо-частотных характеристик боковой составляющей реакции связи в функции кинематической частоты деформируемых колес. — В сб.: Теоретическая и прикладная механика, вып. 3. Минск, 1976. 3. Левин М.А., Гурвич Ю.А. Экспериментальная установка для получения характеристик нестационарного увода деформируемого колеса. — В сб.: Теоретическая и прикладная механика (тематический сборник БПИ). Минск, 1973. 4. Левин М.А., Гурвич Ю.А. Экспериментальное определение характеристик пневматика при боковых гармонических воздействиях. — В сб.: Теоретическая и прикладная механика, вып. 2. Минск, 1975. 5. Левин М.А. К вопросу о понижении порядка выражений, описывающих реакции связи катящегося деформируемого колеса. — В сб.: Теоретическая и прикладная механика, вып. 2. Минск, 1975.

В.П. Ставров

ОБ УПРУГОМ КОНТАКТЕ СТРУКТУРНО-НЕОДНОРОДНЫХ ШЕРОХОВАТЫХ ТЕЛ

Механизм процессов трения и изнашивания деталей машин достаточно глубоко изучен теоретически и экспериментально [1–4]. Однако задачу количественной оценки изношенности и прогнозирования долговечности трущихся деталей, в частности с учетом структурной неоднородности контактирующих тел, нельзя считать решенной [5].

В настоящей работе рассматривается взаимодействие структурно-неоднородных тел, к которым относятся армированные и наполненные полимеры, с учетом случайных свойств структур-