

Список литературы: 1. Михайлов А.Н. Разработка методов проектирования высокоэффективных поточно-пространственных технологических систем. Дис... д-ра техн. наук – Харьков: ХПИ 1991. – 498 с. 2. Михайлов А.Н., Тернюк Н.Э. К расчету параметров маршрутизации изделий в поточно-пространственных технологических системах // Известия вузов. Машиностроение, 1990, № 11. С.60-63. 3. Михайлов А.Н. Структура маршрутов и закономерности движений изделий в поточно-пространственных технологических системах // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 1998. Вып. 3. С.64-79. 4. Курош А.Г. Курс высшей алгебры. – М.: Наука, 1971.- 431 с. 5. Математический энциклопедический словарь. – М.: Советская энциклопедия, 1988. – 847 с. 6. Фролович Е.Н., Тиняков Г.А. Маршрутизация объектов обработки в автоматических роторных и роторно-конвейерных линиях // Теория машин автоматического действия. М.: Наука, 1970. С. 93-97. 7. Ищенко А.Л., Михайлов А.Н., Кречин Д.Н. Проблемы маршрутизации изделий в роторных системах сборки с разветвляющимися потоками // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 1998. Вып. 5. С. 72-77.

К ВОПРОСУ ПРОТЕКАНИЯ ПРОЦЕССА МАГНИТНО-АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ

Николаенко Е.Ю., Целих А.В. (каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Проблема обеспечения параметров качества поверхностей деталей машин и механизмов успешно решается созданием новых схем технологического воздействия и усовершенствованием параметров в уже существующих технологических процессах. Совокупность всех этапов качественного и количественного изменения сырья обеспечивает изделие его конкурентно-способными характеристиками. Финишная обработка обеспечивает высокие параметры пространственной точности, как фасонных поверхностей деталей, так и деталей со сложными пространственными поверхностями. Для высокоточной обработки деталей сложной пространственной формы используются шлифовальные, ленто-шлифовальные станки, однако данное оборудование не обладает достаточной гибкостью производства, и не предоставляет возможности на требуемом и достаточном уровне автоматизировать технологический процесс [4, 5]. К недостаткам существующих технологических процессов финишной обработки можно отнести низкую производительность обработки труднообрабатываемых материалов и сплавов, для обеспечения требуемого качества поверхностного слоя. Одним из методов обработки титановых сплавов, позволяющих исключить появление поверхностных дефектов (пригаров), является магнитно-абразивная обработка [5].

При разработке технологического процесса магнитно-абразивной обработки (МАО) важнейшими параметрами, по мнению Полищук В.С. [1], по мере уменьшения их значимости, являются:

- величина наведенной магнитной индукции в рабочем зазоре;
- физико-механические свойства магнитно-абразивного порошка;
- физико-механические свойства материала обрабатываемой детали;
- скорость относительных движений порошка и детали;
- наличие вспомогательного осциллирующего движения;
- точность заготовки;

- наличие СОТС и ее состав;
- величина зерен порошка.

Однако на данном этапе развития научного знания нет математического описания и обоснования взаимосвязи всех вышеприведенных параметров, нет теоретических обоснований пределов оптимальных значений, что характеризует недостаточный уровень разработки технологии МАО и предоставляет широкую область для проведения исследовательских работ.

Целью работы является повышение технико-экономических параметров изготовления изделий и показателей качества изделий, при усовершенствовании параметров технологического процесса финишной магнитно-абразивной обработки.

Для решения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи**:

- исследовать наведенную магнитную индукцию в рабочей зоне;
- выявить взаимосвязь параметров технологического процесса МАО;
- выявить технологические режимы работы блока технологического воздействия для цилиндрической формы сердечника.

При создании технологической системы необходимо предусмотреть гибкую систему регулирования магнитной индукции в рабочей зоне. Так как динамика и кинематика процесса взаимодействия ферромагнитного абразивного порошка или суспензии ферромагнитного и абразивного порошков зависит от структуры самого магнитного поля в рабочем пространстве. Основываясь на методике построения потенциальной магнитной сетки [2, 3, 4] на абразивную частицу воздействует неравномерно - распределенная магнитная индукция. Как следствие, магнитная сила, направленная в сторону наибольшего магнитного потока и воздействующая на частицу принимает вид:

$$\bar{F}_m = \frac{1}{\mu_0} V \bar{B} \Delta B,$$

где ΔB - градиент магнитной индукции, зависящий от равномерности магнитного потока;

\bar{B} – вектор магнитной индукции;

$\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ - магнитная постоянная, равная воздушной проницаемости воздушной среды;

V - объем частицы магнитно-абразивного зерна.

Сила, действующая на магнитно-абразивную частицу зависит не только от величины магнитного потока и объема магнитно-абразивной частицы, но и от равномерности распределения магнитного потока. При равномерном распределении магнитного потока $\Delta B \Rightarrow 0$, $\bar{F}_m \Rightarrow 0$, $\bar{F}_m \neq 0$. Величина магнитной силы будет тем больше, в данной точке пространства, чем больше неравномерность магнитного потока, и будет направлена по касательной к силовой линии, и перпендикулярно эквипотенциальным линиям магнитного поля, и как следствие вектор магнитной силы \bar{F}_m направлен в сторону на наибольшей плотности магнитного потока.

В отличии от существующих методик [4], рассматривающих замкнутый магнитный контур, воздействующий на вращающуюся обрабатываемую поверхность двумя неподвижными полюсами, рассмотрим силовые факторы, воздействующие на магнитно-абразивную частицу при вращении электромагнита относительно обрабатываемой криволинейной поверхности, представленной на рис.1.

Электромагнит 1 вращается с постоянной угловой скоростью W относительно неподвижной детали 3. Рабочий зазор δ , образованный деталью 3 и электромагнитом 1 заполнен магнитно-абразивным материалом с величиной зерна ρ . На каждую частицу магнитно-абразивного материала действует магнитная сила, вектор которой направлен касательно к силовым линиям 2 наведенного магнитного поля. Ферромагнитные частицы, под действием магнитного поля будут притягиваться к торцу электромагнита и совершать совместно с ним вращательные движения относительно неподвижной заготовки с угловой скоростью W_i . При вращении порошка будут возникать центробежные силы, старающиеся вытолкнуть частицы порошка из рабочего зазора, им будет противодействовать тангенциальная составляющая магнитной силы, которая при расстоянии от оси вращения X_{\max} будет равна $F_m \approx F_m^r$.

Абразивная частица с большей вероятности будет находится в рабочем зазоре при условии, что:

$$\begin{cases} W_i \leq [W] \\ W_i = \sqrt{\frac{B \cdot R_i^3 \cdot \sin^2(\alpha)}{\mu_0 \cdot \rho_m}} \end{cases} \quad (1)$$

где W_i - угловая скорость вращения частицы;

R_i - расстояние от магнитно-абразивной частицы до оси вращения электромагнита;

$\alpha \leq 90^\circ$ - угол между вектором магнитной индукции в данной точке X_i и осью вращения сердечника электромагнита;

$\rho_m = \text{const}$ - удельная плотность магнитно-абразивного материала.

Приняв наведенную магнитную индукцию $B = 1 \text{ Тл}$ [4], и подставив в ур.1 получим зависимость угловой скорости вращения частицы W_i от расстояние от градиента магнитной индукции (рис. 2) и магнитно-абразивной частицы до оси вращения электромагнита $X_i \leq X_{\max}$ (рис. 3).

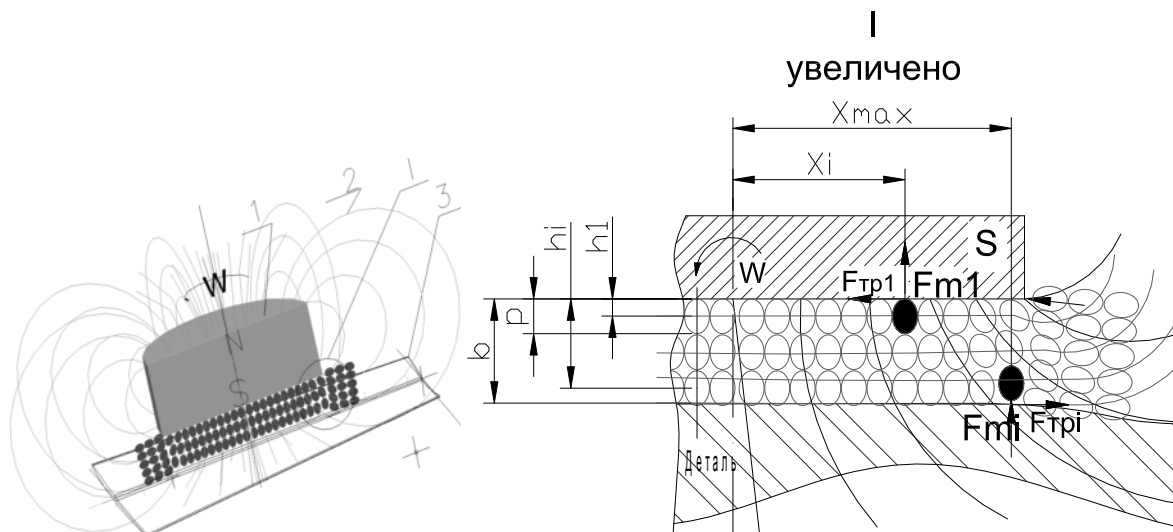


Рис.1. Схема магнитного поля в рабочем зазоре, заполненном магнитно-абразивным порошком. 1- полюс электромагнита; 2- силовые линии магнитного поля; 3 – обрабатываемая поверхность детали

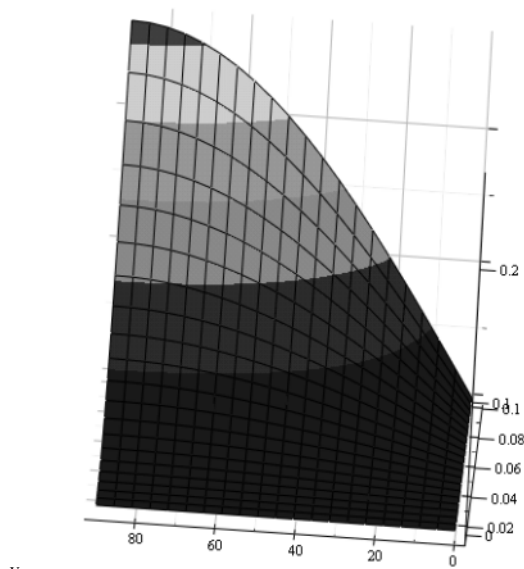


Рис.3. Пространственный график зависимости частоты вращения сердечника $W(X_i, a)$

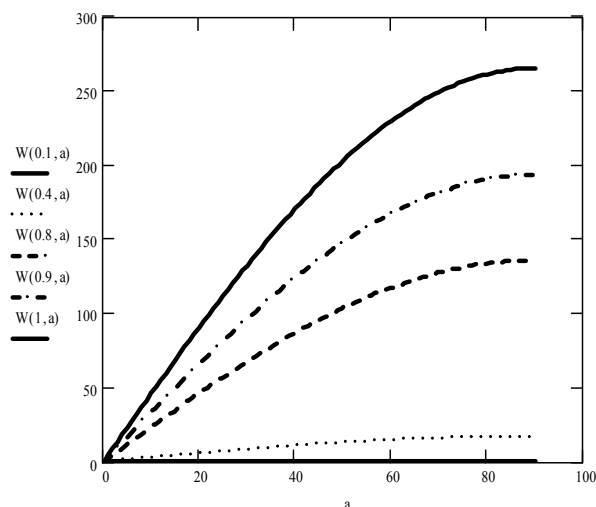


Рис. 2. Зависимость максимально допустимой частоты вращения сердечника $W(X_i, a)$ от градиента магнитной индукции $0^0 < a < 90^0$

Графики, представленные на рис. 2 отображают зависимость изменения максимально доступной частоты вращения сердечника блока технологического воздействия от направления вектора магнитной индукции. Рис. 3 отображают изменение максимально-возможной частоты вращения сердечника с плоским торцом от геометрических размеров сердечника и направления вектора магнитной индукции.

Одним из параметров, влияющих на производительность процесса обработки является скорость резания, которая в свою очередь пропорциональна частоте вращения сердечника относительно обрабатываемой поверхности (рис.1). В данной работе выявлены граничные условия по определению частоты вращения сердечника с плоским торцом в технологическом процессе МАО.

В дальнейшем необходимо вывести математическое описание всех вышеприведенных параметров технологического процесса [1], и теоретически обосновать пределы оптимальных значений для различных торцов сердечников блока технологического воздействия.

Список литературы: 1. Полищук В. С. Интенсификация процессов получения карбидов, нитридов и композиционных материалов на их основе.- Севастополь: «Вебер», 2003. - 327 с. 2. Гордон А. В., Сливянская А. Г. Электромагниты постоянного тока. - М. – Л.: Госэнергоиздат, 1960. – 447 с. 3. Бессонов С. А. Теоретические основы электротехники. Электромагнитное поле: Учебник. – 9-е изд., перераб. И доп. – М.: Гардарики, 2001. – 317с.: ил. 4. Барон Ю. М. Технология абразивной обработки в магнитном поле. - Л., «Машиностроение», 1975 – 128 с. 5. Юнусов Ф.С. Формообразование сложно профильных поверхностей шлифованием. - М.: Машиностроение, 1987. – 248 с. 6. Матюха П.Г. Теорія різання. Навчальний посібник.- Донецьк: ДонНТУ, 2005.-258 с.

СТЕНД ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Третьяк А.В. (каф. ПТСДМО, ДонНАСА, г. Макеевка, Украина)

Основной тенденцией развития землеройной техники является повышение производительности и снижение энергоемкости процесса копания грунта. Это способствует нахождению актуальных методов и способов создания новых технических решений при относительно малых материальных затратах.

Для создания нового рабочего органа ЗТМ необходимо проанализировать и определить, какому моменту разработки грунта наиболее характерно влияние конкретного компонента РО. Проводить исследования такого рода на реальных машинах дорого и неудобно. Для таких исследований применяется физическое моделирование на стендах. Созданием такого рода стендов для проведения на них исследований еще в СССР занимались проф. Зеленин, Федоров и др. Аналогичные стенды созданы в ВУЗах изучающих землеройную технику: в Днепропетровске, Краматорске, Ровно, Москве.

Предлагаемый стенд (рис. 1) спроектирован с учетом последних разработок управляющего и измерительного оборудования.

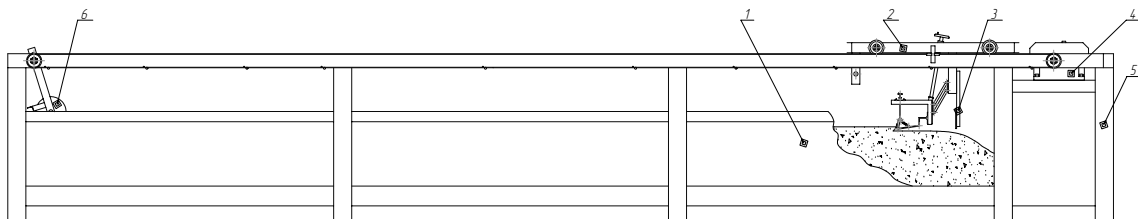


Рис. 1. Общий вид стенда

Состоит стенд из грунтоточного канала 1, тензометрической тележки 2, планировочного отвала 3, электропривода 4, основной рамы 5, уплотняющего валика 6. Длина грунтоточного канала 10 метров, это необходимо для получения установившегося режима копания. Рама сварная из швеллеров, длина 11 метров. Уплотняющий валик и планировочный отвал служат для подготовки модели грунта к опыту. Перед проведением опытов валик присоединяется к тензотележке и прокатывается по грунту до получения необходимой плотности, которую контролируют уменьшенной моделью ударника ДорНИИ [1]. После получения необходимой плотности грунта в канале, уплотняющий валик отсоединяют. Планировочный отвал служит для разравнивания поверхности грунта перед и после проведения опытов. Испытания проводятся на моделях РО, максимально допустимая ширина модели 350мм, это обусловлено влиянием дна и боковых стенок канала на плотность грунта. Свойства эквивалентной среды (грунта) устанавливают на базе анализа критериев подобия процесса [2]. Эквивалентные модели некоторых грунтов приведены в таблице 1.

Основой измерительной системы стенда является тензометрическая Г-образная подвеска [1] с наклеенными на ней датчиками омического сопротивления. Установлена она на подъемном узле тензометрической тележки. Принцип действия следующий: усилие P , возникающее при резании, создает деформацию в материале тензоподвески (сталь с высокими прочностными и упругими свойствами, например СТАЛЬ 50ХФА), следовательно, деформируются и датчики, изменяя при этом свое

сопротивление, это изменение усиливается тензостанцией и в виде диаграммы выводится на персональный компьютер (ПК).

Таблица 1. Характеристика некоторых моделирующих грунтов на масляной основе

Моделируемый грунт (оригинал)	Моделирующий грунт(модель)						
	состав		физико-механические св-ва				
	компонент	содержание %	C	γ_m г/см ³	C0, мПа	угол трения, град	
суглинок	цемент	40	20	1,9 - 2,1	0,02	22-24	20-21
	молотая глина	10					
	песок	40					
	масло веретенное	10					
легкая супесь	песок	90	6	1,6 - 1,7	0,002	35-37	30-32
	молотая глина	3-4					
	масло веретенное	6-7					

Состоит тензометрическая тележка из рамы и подъемного узла. На подъемном узле (рис.2) находятся: Г – образная тензоподвеска – 1; модель испытываемого РО – 2; винт регулировки глубины копания - 3.

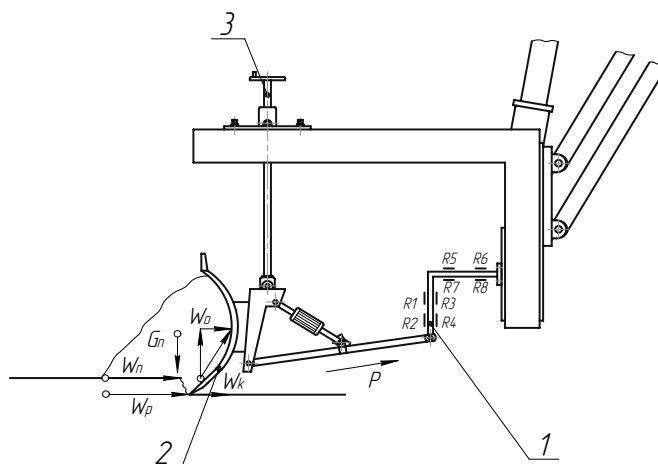


Рис. 2 Подъемный узел тензометрической тележки

Тарировка измерительной системы стенда производится путем навешивания тарировочных грузов (рис. 3). Для этого используют присоединенный одним концом к нижнему краю ножа 1 гибкого каната 2, проведенного через блок 3, а другим концом к крюковой подвеске 4, которая нагружается тарировочными грузами 5.

Тарировку необходимо выполнять перед запуском стенда и после каждого изменения глубины копания.

В качестве движителя тензотележки применен электропривод на основе промышленного асинхронного электродвигателя, мощностью 2 кВт. Регулировка частоты вращения двигателя, а следовательно и скорости передвижения тележки осуществляется с помощью преобразователя частоты, управляемого ПК. Передвигается тележка при помощи канатной тяги по специальным рейкам, установленным на раме стенда. Вся информация о процессе копания, также скорость передвижения тележки выводится на компьютер. При необходимости стенд может быть переоборудован под другие типы РО.

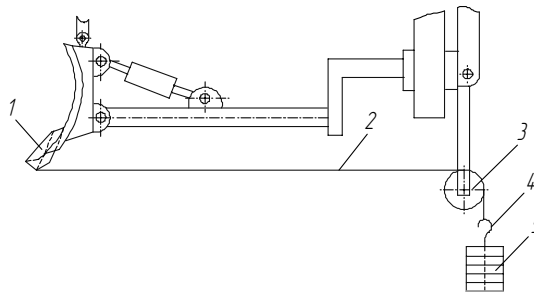


Рис. 3 Схема тарировки измерительной системы

Данный стенд может быть использован как в учебных, так и в научных целях, например для испытания моделей нового РО.

Общая стоимость стенда с управляющим и измерительным оборудованием приблизительно 20 тыс. грн.

Список литературы: 1. Зеленин А.Н., Карасев Г.Н., Красильников Л.В. Лабораторный практикум по резанию грунтов. М.: Высшая школа, 1979. – 320с. 2. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение, 1971. – 359с.

ПРИМЕНЕНИЕ ЧАСТОТНЫХ МЕТОДОВ АНАЛИЗА ПОВЕДЕНИЯ ЭМС НА БАЗЕ ОБОБЩЁННОЙ ДВУХМАССОВОЙ СИСТЕМЫ

Хоменко В.Н., Борисенко В.Ф. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Рассматриваемая математическая модель двухмассовой ЭМС описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_1 - M_{12} \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_{12} - M_C \\ \frac{d(\varphi_1 - \varphi_2)}{dt} = \omega_1 - \omega_2 \\ M_{12} = C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) \end{cases} \quad (1)$$

Все величины, входящие в систему уравнений являются нормированными, в качестве базовых величин приняты: $\omega_B = \omega_0$, $M_B = M_H$, $J_B = J_{\partial 6}$.

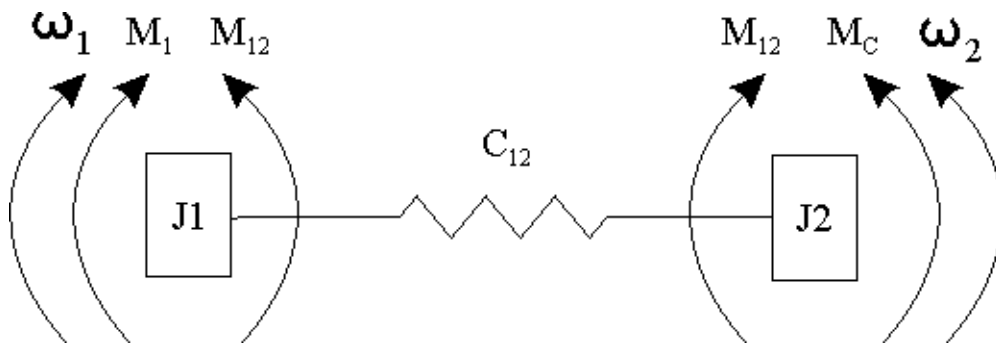


Рис. 1. Расчетная двухмассовая неразветвленная схема

Задавшись собственной частотой колебаний Ω_{12} , моментами инерции системы J_1 и J_2 , определим требуемую жесткость C_{12} :

$$C_{12} = \frac{\Omega_{12}^2 \cdot J_1 \cdot J_2}{J_1 + J_2} \quad (2)$$

С целью упрощения анализа примем следующие значения величин:

$$\Omega_{12} = 1 \text{ рад/с}; J_1 = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}^2; J_2 = 2 \text{ Н} \cdot \text{м}^2; C_{12} = 0,6667 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$$

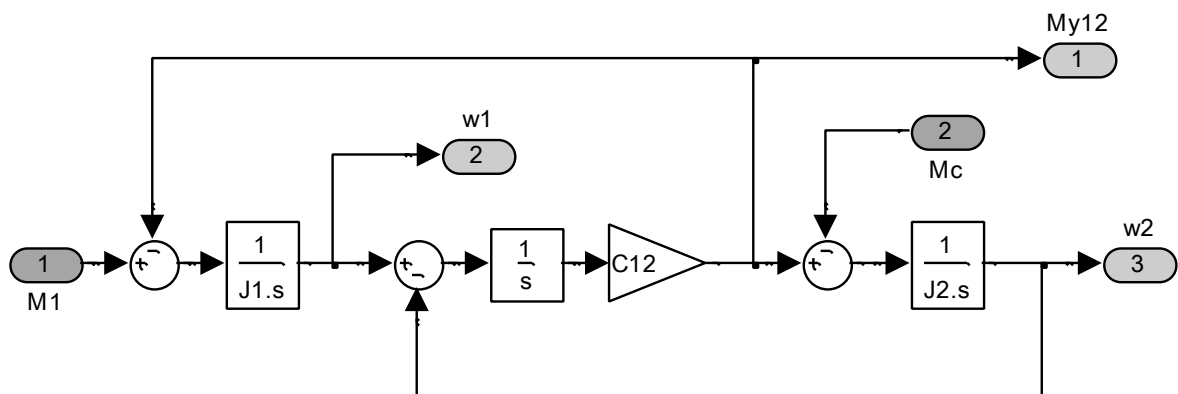


Рис. 2. Simulink модель рассматриваемой двухмассовой системы

Ниже представлены ЛАЧХ и ЛФЧХ, полученные для ПФ $M_{12}(p)/M_1(p)$.

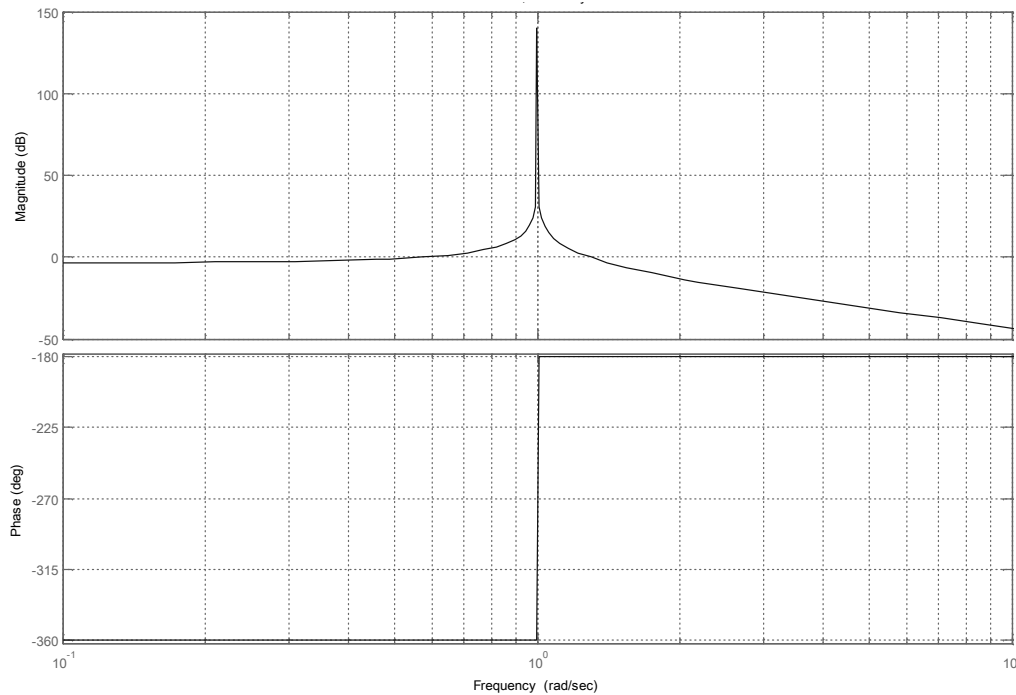


Рис. 3 . ЛЧХ двухмассовой системы (от входа M_1 до выхода M_{12})

На графиках на частоте Ω_{12} имеется пик ЛАЧХ, фаза меняется на 180° (π рад). До этой частоты наклон ЛАЧХ равен 0, после увеличивается на -40 дБ/октаву (-2). Это же можно наблюдать и по ПФ:

$$\frac{M_{12}(p)}{M_1(p)} = \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \frac{1}{T_{12}^2 p^2 + 1} \quad (3)$$

Таким образом, это есть колебательное звено с коэффициентом демпфирования, равным нулю.

В качестве управляющих воздействий для такой системы могут выступать сигналы различной формы. Ограничимся рассмотрением наиболее распространённых видов управляющих воздействий – сигналы типа «скачок», «линейно возрастающий сигнал» и «экспоненциально возрастающий сигнал». Им соответствуют звенья с ПФ вида ($k=1$):

$$\begin{aligned} \frac{M_1(p)}{1(p)} &= k \\ \frac{M_1(p)}{1(p)} &= \frac{k}{p} \\ \frac{M_1(p)}{1(p)} &= \frac{k}{Tp + 1} \end{aligned} \quad (4)$$

где $1(p)$ - изображение сигнала единичный скачок.

ЛЧХ звеньев формирования сигналов и соответствующие им графики сигналов приведены ниже.

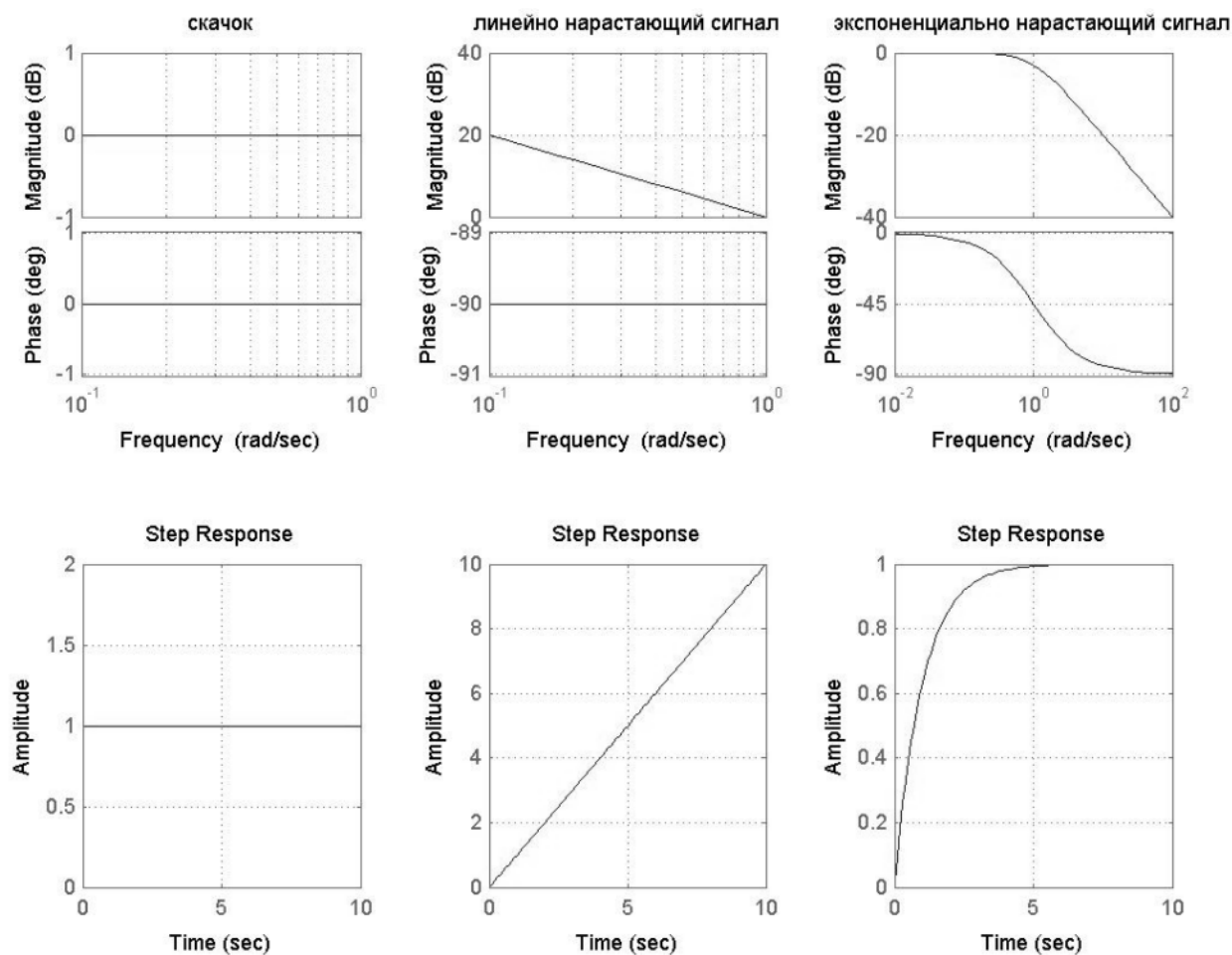


Рисунок 4 – ЛЧХ звеньев формирования сигналов и соответствующие им графики сигналов

С целью анализа реакции ЭМС на различные управляющие воздействия рассмотрим комбинированную систему, состоящую из двух частей – блока формирования управляющего воздействия и модели ЭМС.

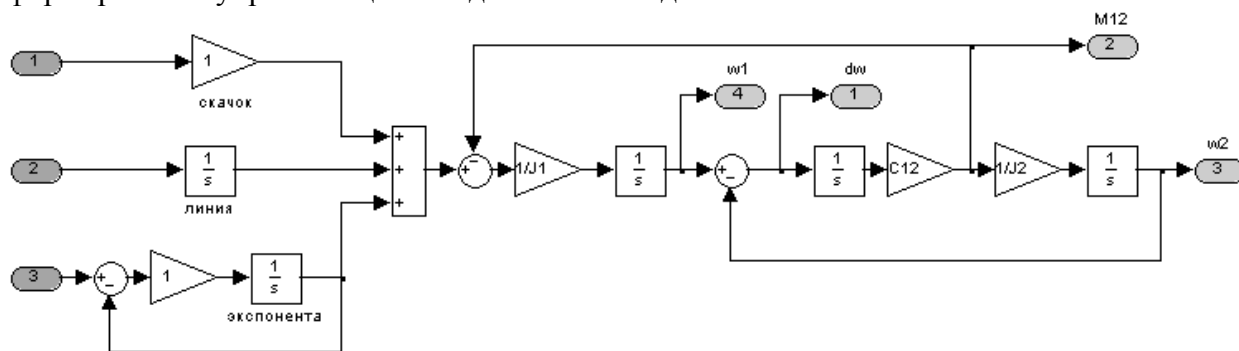


Рис. 5. Simulink модель комбинированной системы

Для сигнала скачок:

$$\frac{M_{12}(p)}{1(p)} = 1 \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \frac{1}{T_{12}^2 p^2 + 1} = \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \frac{1}{T_{12}^2 p^2 + 1} \quad (5)$$

Т.е. $\frac{M_{12}(p)}{1(p)} = \frac{M_{12}(p)}{M_1(p)}$ для сигнала M_1 типа скачок.

Для сигнала линия:

$$\frac{M_{12}(p)}{1(p)} = \frac{1}{p} \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \frac{1}{T_{12}^2 p^2 + 1} = \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \frac{1}{T_{12}^2 p^3 + p} \quad (6)$$

Таким образом, появляется сомножитель $\frac{1}{p}$, что сказывается на ЛАЧХ, увеличивая ее наклон на -1. ЛФЧХ смещается на -90° ($-\pi/2$ рад).

Для сигнала экспонента:

$$\frac{M_{12}(p)}{1(p)} = \frac{1}{Tp + 1} \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \frac{1}{T_{12}^2 p^2 + 1} = \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \frac{1}{T_{12}^2 Tp^3 + T_{12}^2 p^2 + Tp + 1} \quad (7)$$

На частоте среза наклон ЛАЧХ увеличивается на -1. Претерпевает изменение ЛФЧХ ($-\pi/8$ рад на частоте среза, 0 рад на октаву ниже и $-\pi/4$ рад на октаву выше).

Приведенные зависимости проиллюстрируем построением графиков ЛЧХ комбинированных систем.

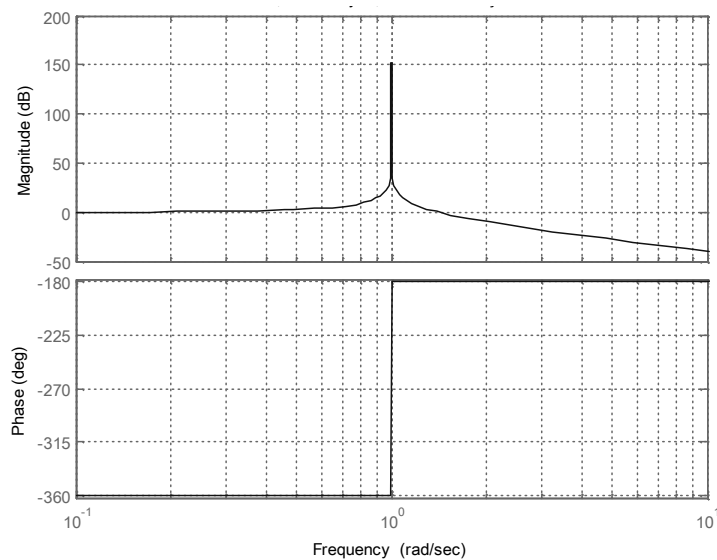


Рис. 6. ЛЧХ модели комбинированной системы для сигнала скачок

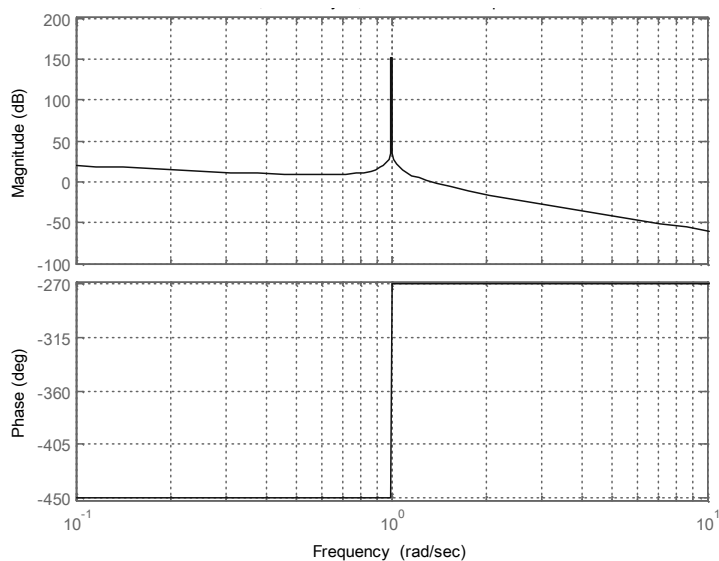


Рис.7. ЛЧХ модели комбинированной системы для сигнала линия

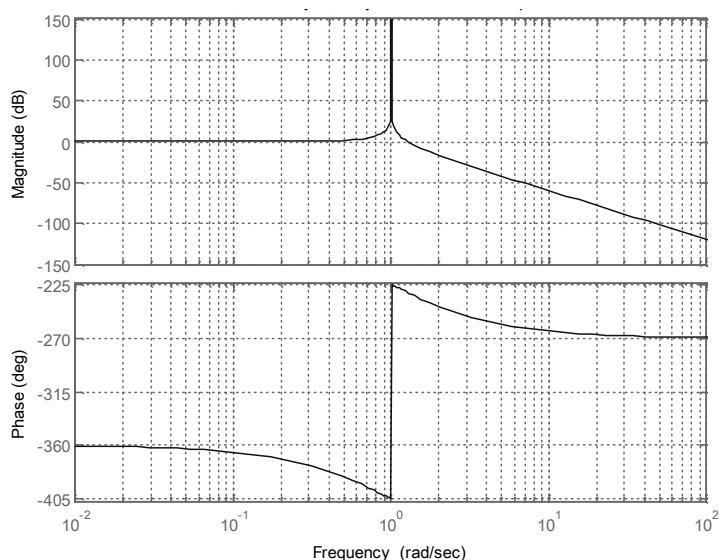


Рис. 8. ЛЧХ модели комбинированной системы для сигнала экспонента

Полученные результаты могут быть использованы при обосновании выбора вида входного управляющего воздействия M_1 , исходя из требований к динамике системы.

Разработанная модель для трёх характерных наиболее часто встречающихся видов входных управляющих воздействий позволяет получить комбинированные АЧХ при переключении типовых звеньев формирования входного воздействия. Похожая ситуация наблюдается при некоторых видах пуска ЭМС и соответствует изменению вида характеристического полинома ПФ системы.

Список литературы: 1. "Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов"/Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколова, Е.И. Хомяков. М.: Наука, 1984. 2. А.Б. Логов, Р.Ю. Замаев. Математические модели диагностики уникальных

объектов. Новосибирск: Изд-во СО РАН, 1999. – 228с. 3. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. - М., Наука, 1966, 992 с.

ДИНАМИКА РОТОРНЫХ МАШИН: НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ

Чернышев Е.А., Бородай К.В. (каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В данной статье изложены не более чем соображения авторов по некоторым вопросам динамики ротора, которые в силу краткости не претендуют на всесторонний анализ. Речь идет прежде всего о технологических роторных машинах для обработки давлением.

Роторным машинам посвящены многие работы Л.Н. Кошкина, И.А. Клусова, В.Ф. Прейса, В.В. Прейса и многих других авторов. Тем более удивительным является то обстоятельство, что динамика роторных машин не рассматривается вовсе, как будто это совершенно не важно при проектировании роторов. Здесь авторы спешат пояснить, что под динамикой подразумеваются некоторые конкретные вопросы динамики, изложенные ниже.

Конечно, если сравнивать роторные машины с холодновысадочными автоматами, то с точки зрения динамики это сравнение явно в пользу первых: рабочие скорости в них на порядок меньше при той же или более высокой производительности. Однако если посмотреть со стороны теории, то в настоящее время задача проектирования роторных машин решена в самых разных аспектах, среди которых, однако, динамика фигурирует лишь в общих чертах. При этом отметим, что математически задача динамики ротора будет иметь свои уникальные черты, не присущие другим машинам, например гидравлическим или роторам химического производства. Тем интереснее представляется данная задача.

Подчеркнем, что динамика роторных машин уже много лет является предметом исследования авторов из ТулГУ. В этом смысле наиболее важны, на наш взгляд, работы И.Ф. Корнюхина [1, 2], В.В. Прейса, В.А. Крюкова [3]. Перечень ссылок можно продолжить – в них рассмотрены важные вопросы динамики ротора. Однако некоторые не менее важные вопросы до сих пор остаются открытыми. Выразимся более осторожно: авторам не удалось найти ответов на них в работах тульской школы. Что это за вопросы и почему они важны?

Для авторов главным является следующее: как влияют параметры роторных машин на амплитуды и характер колебаний? (По-видимому, наиболее интересными здесь являются крутильные колебания ротора.) Ведь можно спроектировать машину, которая при работе будет подвергаться сильным вибрациям. Ясно, что долговечность такой машины будет намного меньше, чем в случае колебаний с малыми амплитудами.

Колебания всегда неизбежно присутствуют, а задача конструирования с точки зрения динамики сводится к тому, чтобы свести их к минимуму. Что касается варьирования фазовыми углами [1], то это один из частных случаев снижения амплитуд колебаний ротора за счет уменьшения амплитуд отдельных (или всех) гармоник момента сопротивления вращению, т.е. правой части уравнения динамики. Но эта возможность в роторах для ОМД практически исключена, т.к. правая часть представляет собой периодическую нелинейную разрывную функцию (рис. 1) с относительным постоянством амплитуд гармоник момента.

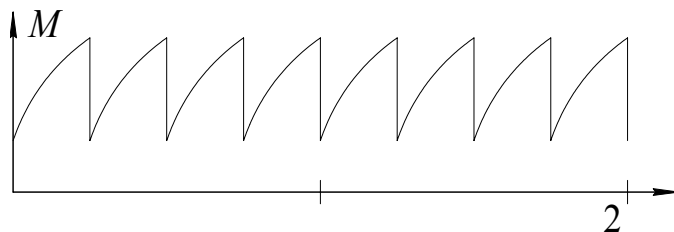


Рис. 1. Характер функции момента сопротивления вращению ротора

Характер функции момента сопротивления также не дает возможности уменьшить коэффициент неравномерности момента [3] путем увеличения числа позиций. Поэтому авторам представляется сомнительным, что в роторных машинах с моментом сопротивления типа изображенного на рис. 1 увеличение числа позиций снижает амплитуды колебаний [3].

Краткий перечень вопросов, которые, на наш взгляд, требуют теоретически обоснованных ответов:

1. Есть ли среди параметров ротора таковые, которые наиболее сильно влияют на амплитуды колебаний (радиус ротора, число позиций или что-то другое)?
2. Насколько сильно проявляются нелинейные свойства динамической системы? Другими словами, насколько оправдана (если она вообще правомерна) линеаризация уравнений динамики?
3. Проявляются ли другие резонансы, кроме основного, и насколько они опасны?
4. Возможны ли в роторных машинах (что вполне вероятно ожидать в нелинейных системах) хаотические колебания и появление странных аттракторов? Или предельных циклов?
5. Можно ли определить оптимальное значение коэффициента перекрытия по критерию минимума амплитуд колебаний?
6. Если колебаний не гармонические, то что принять в качестве «амплитуды»?
7. Как зависит потенциальная энергия упругой деформации кручения от параметров ротора?

Ответы на эти довольно интересные вопросы могут оказаться вовсе не такими, как может показаться на первый взгляд. Причем все эти вопросы сами по себе являются интересными теоретическими задачами.

В заключение упомянем, что в последнее время многие, если не большинство, теоретические исследования динамических систем так или иначе упираются в «имитационное моделирование» в различных компьютерных программах. По нашему мнению, такой подход не может считаться теоретическим обоснованием.

Список литературы: 1. Корнюхин И.Ф., Крюков В.А., Пашин А.А. Снижение уровня колебаний механической системы с однотипными возмущениями// Известия вузов, Машиностроение. - 1986. - №6. - С. 30 – 34. 2. Корнюхин И.Ф. Многодвигательный привод автоматической роторной линии с кинематической синхронизацией рабочих машин и выравниванием нагрузки между приводными двигателями// Кузнечно-штамповочное производство. - 1979. - №2. - С. 25 – 27. 3. Крюков В.А., Прейс В.В. Построение привода исполнительных органов роторной технологической машины с учетом уравнивания мощности// Машиностроение и техносфера XXI века: Сб. трудов межд. науч.-тех. конф. в г. Севастополе 13 – 18 сентября 2004 г. В 4-х т.– Донецк: ДонНТУ, 2004. Т.2. - С. 121 – 124.