

5. Во избежание ощутимого уменьшения глубины захода зубьев и снижения момента, вызывающего "прошелкивание" зубьев, материал полимерного слоя должен иметь модуль упругости не ниже 3000МПа, а отношение толщины полимерного слоя к толщине металлического не должно превышать 2,5.

Список литературы: 1. Маргулис М.В. Размерно-функциональный анализ тяжело нагруженных высокомоментных зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1985. – Вып.8. – С.11-15. 2. Исследование основных характеристик приводов с волновыми передачами конвертера и миксера. Отчёт о НИР // Ждановский металлургический институт / Руков. М.В. Маргулис. № 29079824. – Жданов, 1982. – 115с. 3. Маргулис М.В. Создание и исследование механизма поворота с волновой зубчатой передачей для мощных роторных экскаваторов и отвалообразователей: Дисс... канд.техн.наук. – М., 1972. – 167с. 4. Маргулис М.В. Основы расчёта и методология создания высокомоментных волновых зубчатых передач для приводов тяжёлых машин: Дисс... докт.техн.наук. – Ленинград, 1991. – 435с. 5. Маргулис М.В. Пути совершенствования приводов машин различного назначения // Вестник Приазов. гос. техн. ун-та: Сб. науч. тр. – Мариуполь, 2004. – Вып.10. – С. 133-138. 6. Приймаков А.Г., Воробьев Ю.С., Приймаков Г.А. Теория и конструирование силовых волновых зубчатых передач / Монография. – Харьков: "Оберіг", 2010. – 382с. 7. Приймаков А.Г., Приймаков Г.А., Швырёв Н.П. Расчет и проектирование герметичных силовых волновых зубчатых передач / Монография. – Харьков: "Оберіг", 2010. – 112с. 8. Приймаков А.Г., Градский Ю.А., Приймаков Г.А. Расчет и проектирование силовых волновых механизмов с позиции трибофатики / Монография. – Харьков: "Оберіг", 2012. – 302с.

Bibliography (transliterated): 1. Margulis M.V. size-functional analysis of tyazhelonagruzhennykh of the vysokomomentnykh gearings // Announcer of engineer. – 1985. – Vol.8. – P.11-15. 2. Research of basic descriptions of drives with the wave transmissions of converter and mixer. Report on NIR of// the Zhdanovskiy metallurgical institute / Rukov. M.V. Margulis. No29079824. – Zhdanov, 1982. – 115p. 3. Margulis M.V. Creation and research of mechanism of turn with the wave gearing for powerful rotor power-shovels and otvaloobrazovatelye: Diss... kand.tekhn.sciences. – Moscow, 1972. – 167p. 4. Margulis M.V. Bases of calculation and methodology of creation of the vysokomomentnykh wave gearings for the drives of heavy machines: Diss... dokt.tekhn.sciences. – Leningrad, 1991. – 435p. 5. Margulis M.V. Ways of perfection of drives of machines of the different setting // Announcer Priazov. gos. tekhn. un-that: Sb. nauch. tr. – Mariupol, 2004. – No10. – P.133-138. 6. Priymakov A.G., Vorob'ev Yu.S., Priymakov G.A. Theory and constructing of the power wave gearings / Monograph. – Kharkov: "Oberig", 2010. – 382p. 7. Priymakov A.G., Priymakov G.A., Shvyrev N.P. Calculation and planning of the impermeable power wave gearings / Monograph. – Kharkov: "Oberig", 2010. – 112p. 8. Priymakov A.G., Gradytskyi Yu.A., Priymakov G.A. Calculation and planning of power wave mechanisms from position of tribofatiki / Monograph. – Kharkov: "Oberig", 2012. – 302p.

Поступила (received) 15.05.2015

УДК 621.01(833)

Х.С. САМИДОВ, д.т.н., профессор АЗАСУ, Баку, Азербайджан;
А.Ф. ГАСЫМОВ, к.т.н., доцент АЗАСУ

ОПТИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ДИНАМИЧНОСТИ

Работа посвящена оптимизации параметров динамической системы технологических машин. Базируясь на методах оптимизации по коэффициенту динамичности разработаны и реализованы методики оптимизации динамических процессов технологических машин. Разработанные методики оптимизации динамических процессов машин позволяют: при помощи несложных аналитических выражений установить связь между конструктивными, эксплуатационными параметрами и динамическими характеристиками проектируемой машины, прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, проводить синтез машины по заданным динамическим характеристикам и создать машины с наименьшими коэффициентами динамичности.

Ключевые слова: оптимальное проектирование, динамические процессы, технологические машины, вибрации.

© Х.С. Самидов, А.Ф. Гасымов, 2015

Актуальность проблемы. Развитие современного машиностроения, характеризующееся непрерывным ростом скоростей движения механизмов, мощностей приводов, нагрузки на детали, выдвигает на первое место исследование их колебаний, оптимизацию динамических процессов проектируемых машин. Удовлетворение этих требований невозможно без надежных методов расчета и проектирования машин.

На основании вышеизложенного можно заключить, что разработка и реализация комплексных методов анализа и оптимизации динамических процессов машин является актуальной проблемой и отвечает задачам дальнейшего прогресса отечественного машиностроения.

Цель исследований – разработка и реализация научно обоснованных мероприятий для оптимизации оптимального проектирования технологических машин и, в том числе, металлорежущих станков, которые позволяют: выявить причины, порождающие динамические процессы в упругой системе; прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, проводить синтез механизмов с наилучшими конструктивными, технологическими и эксплуатационными параметрами, при назначении которых получились производительные, долговечные, виброустойчивые машины с минимальными динамическими нагрузками и металлоемкостью.

Задачи исследования. Задачи оптимального проектирования машин многокритериальны, так при выборе наилучшего варианта конструктору приходится учитывать многочисленные требования предъявляемые к машине и среди них встречаются противоположные друг другу требования. При проектировании реальных машин с учетом многих критериев качества, конструктор обычно, рассматривает различные варианты модели машин, оценивает результаты, уточняет и анализирует новые варианты. Это продолжается до тех пор, пока конструктор не решит, что пришло время остановиться: найдено, то, что ему нужно.

Раздел основного материала. Под оптимизацией динамических процессов машин понимается проектирование машин с наименьшим коэффициентом динамичности и наилучшим временем затуханием колебаний. Коэффициент динамичности представляет собой отношение наибольшего значения момента сил упругости к значению того же момента при статистическом приложении нагрузки,

$$\lambda = \frac{\max_{i,i+1} M_{i,i+1}^{(t)}}{M_{i,i+1}^{(ст)}}. \quad (1)$$

Для трехмассовой динамической модели электромеханической системы, представленной на рисунке 1, запишем дифференциальные уравнения движения в обобщенных координатах моментов сил упругости [1]:

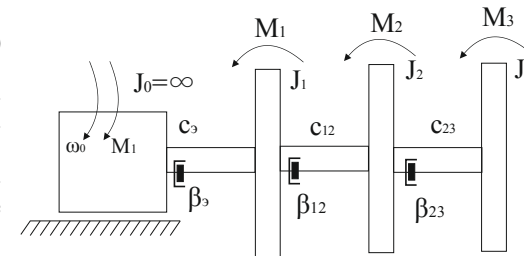


Рисунок 1 – Трехмассовая динамическая модель электромеханической системы

$$\left. \begin{aligned} & BTN\ddot{M}_1 + BN\dot{M}_1 + M_1 - M_{12} - \frac{\beta_{12}M_{12}}{c_{12}} = 0; \\ & \ddot{M}_{12} + b_{12}^2 M_{12} - \frac{c_{12}}{J_1} M_1 - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23} + \frac{\beta_{12}(J_1+J_2)}{J_1 J_2} \dot{M}_{12} - \frac{c_{12}\beta_{23}M_{23}}{c_{23}J_2} = \frac{c_{12}}{J_2} M_2(t); \\ & \ddot{M}_{23} + b_{23}^2 M_{23} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12} - \frac{\beta_{23}(J_2+J_3)}{J_2 J_3} \dot{M}_{23} - \frac{c_{23}\beta_{23}}{c_{23}J_2} \dot{M}_{12} = \frac{c_{23}}{J_3} M_3(t) - \frac{c_{23}}{J_2} M_2(t), \end{aligned} \right\} (2)$$

где $b_{i,i+1}^2 = c_{i,i+1}(J_i + J_{i+1})/J_i J_{i+1}$; $i = 1, 2$ – цикловые частоты собственных колебаний парциальных систем.

Статистические моменты, имеющие место при действии внешних моментов M_2 и M_3 к массам J_2 и J_3 находится из системы уравнений (2) с учетом

$$\left. \begin{aligned} M_1 = \dot{M}_{12} = \dot{M}_{23} = \ddot{M}_1 = \ddot{M}_{12} = \ddot{M}_{23} = 0; M_{1ct} - M_{12ct} = 0; \\ b_{12}^2 M_{12ct} - \frac{c_{12}}{J_1} M_{1ct} - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23ct} = \frac{c_{12}}{J_2} M_2; \\ b_{23}^2 M_{23ct} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12ct} - \frac{c_{23}}{J_3} M_3 - \frac{c_{23}}{J_2} M_2. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Разрешая уравнения (3) относительно M_{1ct} , M_{12ct} , M_{23ct} получим

$$M_{1ct} = M_{12ct} = \frac{(b_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_2 M_2) J_1 J_2^2 c_{12}}{J_2^2 J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)}, \quad (4)$$

$$M_{23ct} = \frac{(J_1 J_2 b_{12}^2 - c_{12} J_2) (b_{23}^2 c_{12} J_2 J_3 M_2 + c_{12} c_{23} J_2 M_3 - c_{12} c_{23} J_3 M_2) J_1 J_2^2}{(b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)} - M_2. \quad (5)$$

Коэффициенты динамичности $\lambda_i = (1, 2, 3)$ равны [1]:

$$\lambda_1 = \frac{M_{1 \max}}{M_{1ct}} = \frac{J_2^2 J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)}{c_{12} J_1 J_2^2 (b_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_3 M_2)} \times \\ \times \left\{ M_H \left[1 - c_2 B^{(-1)}(\tau) \right] - \frac{\beta_3 M_H}{T J_1 \alpha_1} [B^{(1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau)] + \frac{\beta_3 M_H}{T^2 J_1 \alpha_1 \sqrt{\alpha_1}} \times \right. \\ \times [B(\tau) + B^{(2)}(\tau)] + \left. \left(\frac{\beta_3}{T J_1} - \frac{1}{T^2} + \frac{c_{12}}{J_1} \right) \cdot \frac{\beta_3 M_H}{T J_1 \alpha_1^2} B^{(1)}(\tau) + \left(\frac{1}{T^2} - \frac{2\beta_3}{T J_1} - \frac{c_{12}}{J_1} \right) \times \right. \\ \left. \times \frac{\beta_3 M_H}{T^2 J_1 \alpha_1^2 \sqrt{\alpha_1}} B(\tau) \right\}; \quad (6)$$

$$\lambda_{12} = \frac{M_{12 \max}}{M_{12ct}} = \frac{J_2^2 J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1) M_H}{J_1 J_2^2 (b_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_3 M_2)} \times \\ \times \left\{ \frac{1}{J_1 \alpha_1} [B^{(1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau)] + \left(\frac{c_{23}}{J_2 J_3} - \frac{b_{12}^2}{J_1} - \frac{\beta_3}{T J_1^2} \right) \cdot \frac{1}{\alpha_1^2} B^{(1)}(\tau) + \frac{\beta_3}{T^2 J_1^2 \alpha_1^2 \sqrt{\alpha_1}} B(\tau) \right\}. \quad (7)$$

$$\lambda_{23} = \frac{M_{23 \max}}{M_{23ct}} = \frac{c_{23} J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1) M_H}{(J_1 J_2^2 b_{23}^2 - c_{12} J_2)} \times \\ \times \frac{(b_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_3 M_2) - M_2 J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)}{1} \times \\ \times \left\{ \frac{M_3}{J_1 \alpha_1} [B^{(1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau)] + \left(\frac{c_{12} M_H}{J_1 J_2} - \frac{b_{23}^2 M_3}{J_3} \right) \cdot \frac{1}{\alpha_1^2} B^{(1)}(\tau) \right\}. \quad (8)$$

Из выражений (6), (7) и (8) следует, что величины коэффициентов динамичности λ_1 , λ_{12} , λ_{23} зависит от специальных функций переходного процесса $B^{(\pm j)}(\tau)$ ($j = 1, 2, 3$), от обобщенных безразмерных параметров c_1 , c_2 и аргумента τ рассматриваемой системы, т.е.

$$[\lambda_{i \max}]_{\min} = \left\{ [B^{(\pm j)}(\tau)]_{\max} \right\}_{\min}. \quad (9)$$

Условия (6) удовлетворяются при следующих интервалах изменения параметров:

$$0 \leq c_1 = \frac{T J_1^2 J_2^2 b_{12}^2 b_{23}^2 - T J_1^2 c_{12} c_{23} + J_1 J_2^2 \beta_3 (b_{12}^2 + b_{23}^2) - c_{12} J_2^2 \beta_3}{T J_1^2 J_2^2 (b_{12}^2 + b_{23}^2 + \frac{\beta_3}{T J_1})} \leq 0,12; \quad (10)$$

$$0 \leq c_2 = \frac{J_1 J_2^2 b_{12}^2 b_{23}^2 \beta_3 - c_{12} c_{23} J_1 \beta_3 - c_{12} b_{23}^2 J_2^2 \beta_3}{T J_1^2 J_2^2 (b_{12}^2 + b_{23}^2 + \frac{\beta_3}{T J_1})} \leq 0,002. \quad (11)$$

Проанализируем конкретные примеры.

Пример I. Проектированная технологическая машина приведена к трехмассовой динамической модели, показанной на рисунке 1, со следующими значениями параметров:

$$J_1 = 0,80 \text{ Нмс}^2; J_2 = 1,12 \text{ Нмс}^2; J_3 = 7,50 \text{ Нмс}^2; c_{12} = 15000 \text{ Нм/рад}; \\ \beta_3 = 12 \text{ Нмс/рад}; T = 0,01 \text{ с}; B = 0,06; N = 0,20 \quad (12)$$

Требуется найти значения жесткости c_{23} , обеспечивающие наименьшее значение коэффициента динамичности λ_{23} при мгновенном приложении внешнего момента M_3 с постоянным значением.

Для решения данной задачи, подставив значения (12) в выражение (9) и из условия (8) принимая $c_2 = 0,0019$ находим $c_{23} = 1586 \text{ Нм/рад}$.

Пример II. Оптимизируем конструктивных параметров трубоотрезного станка ТТ2301, кинематическая и динамическая модели, которые представлены на рисунках 2, 3.

Трехмассовая динамическая модель трубоотрезного станка ТТ2301, приведенная к валу шпинделя имеет следующие параметрические данные:

$$J_1 = 45,5 \text{ Нмс}^2; J_2 = 29 \text{ Нмс}^2; \\ J_3 = 73 \text{ Нмс}^2; \beta_{12} = 16 \text{ Нм/рад}; \\ \beta_{23} = 9,2 \text{ Нм/рад}; \\ c_{12} = 11 \cdot 10^3 \text{ Нм/рад}; \\ c_{23} = 50 \cdot 10^3 \text{ Нм/рад}; \\ M_H = 191 \text{ Нм}; \omega = 40 \text{ с}^{-1} \quad (13)$$

При оптимизации на параметры наложены ограничения:

$$0,5 J_i \leq J_i \leq 1,5 J_i; \\ 0,5 c_{i,i+1} \leq c_{i,i+1} \leq 1,5 c_{i,i+1}; \\ 0,5 \beta_{i,i+1} \leq \beta_{i,i+1} \leq 1,5 \beta_{i,i+1}; \\ 2 \text{ с}^{-1} \leq \omega \leq 100 \text{ с}^{-1}. \quad (14)$$

Целевая функция, характеризующая сумму значений квадрата упругих моментов исследуемой системы выбрана в виде:

$$M = \eta_1 [\sum_{i=1}^n \eta_2 (M_{i,i+1}^2) + \sum_{i=1}^n \eta_3 (M_{i,i+2}^2)]. \quad (15)$$

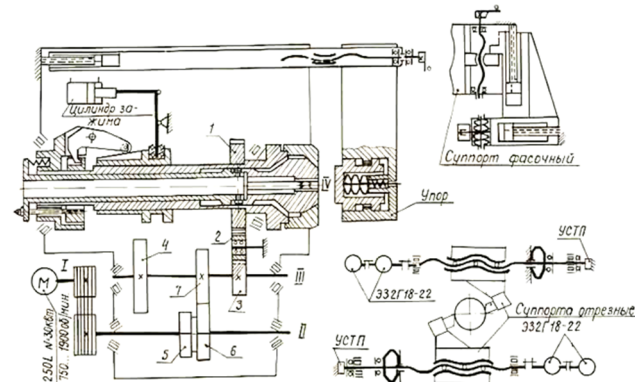


Рисунок 2 – Кинематическая схема станка ТТ2301

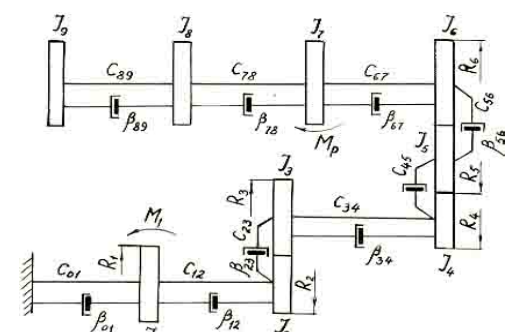
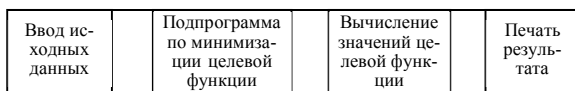


Рисунок 3 – Динамическая модель главного привода трубоотрезного станка ТТ2301 с адаптивной системой управления при $n_{шт}=1780 \text{ об/мин}$



Сформулированная задача численно разрешена на ЭЦВМ. Блок-схема программы представлена на рисунке 4.

На рисунке 5 показан график изменения моментов сил упругости главного привода станка ТТ2301 до и после оптимизации.

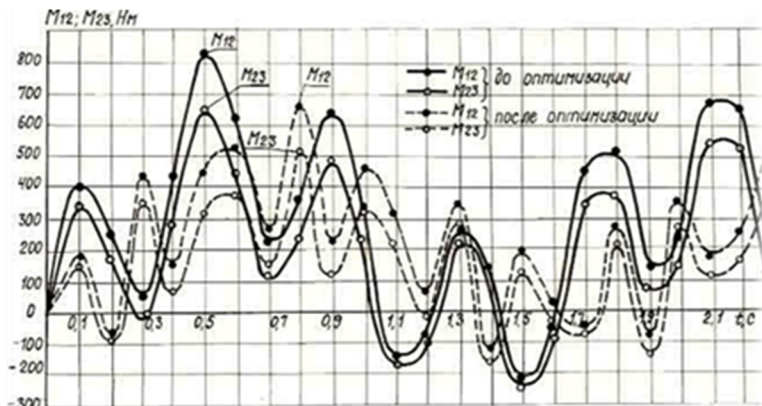


Рисунок 5 – График изменения моментов сил упругости главного привода станка ТТ2301 до и после оптимизации

Выводы:

1. Базируясь на методах оптимизации по коэффициенту динамичности разработаны и реализованы методики оптимизации динамических процессов технологических машин, в том числе, металлорежущих станков в пространстве электромеханических параметров.
2. Разработанные методики оптимизации динамических процессов машин позволяют: при помощи несложных аналитических выражений установить связь между конструктивными, эксплуатационными параметрами и динамическими характеристиками проектируемой машины, прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, проводить синтез машины по заданным динамическим характеристикам и создать машины с наименьшими коэффициентами динамичности.
3. В результате оптимизации электромеханических параметров трубоотрезных станков 91A25, 91A38 и ТТ2301 удалось уменьшить в их упругих системах значения коэффициентов динамичности соответственно на 24 и 30%.

Список литературы: 1. Самидов Х.С., Самидов Э.Х. Динамика и оптимальное проектирование машин. – Баку: "Нурлан", 2003. – 622с. 2. Самидов Х.С., Алиев Б.Г. Вынужденные колебания электромеханических систем приводов машин // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2007. – №21. – С.132-144. 3. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Оптимизация параметров динамической системы зубчатых передач металлорежущих станков // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2007. – №21. – С.239-248.

Bibliography (transliterated): 1. Samidov H.S., Samidov Je.H. Dinamika i optimal'noe proektirovanie mashin. – Baku: "Nurlan", 2003. – 622p. 2. Samidov H.S., Aliev B.G. Vynuzhdennye kolebanija jelektrome-hanicheskikh sistem privodov mashin // Vestnik NTU "KhPI". – Kharkov, 2007. – No21. – P.132-144. 3. Samidov H.S., Agaev F.F. Optimizacija parametrov dinamicheskoy sistemy zubchatyh peredach metallorozhushhih stankov // Vestnik NTU "KhPI". – Kharkov, 2007. – No21. – P.239-248.

Поступила (received) 30.04.2015