

ИНЖЕНЕРНЫЕ МЕТОДЫ МИНИМИЗАЦИИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИЯХ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ МАШИН

Адамия Р.Ш., Натриашвили Т.М.

(Институт Механики Машин, г. Тбилиси, Грузия)

В статье на основе проведённого оптимизационного синтеза колебательных процессов в механических системах со многими степенями подвижности разработана инженерная методика рационального выбора упруго-массовых параметров в трансмиссиях металлургического оборудования, обеспечивающая минимизацию динамических нагрузок, возникающих в их ответственных узлах.

Современное металлургическое производство испытывает большие материальные затраты в связи с усталостным разрушением деталей в трансмиссиях машин. Установлено, что причины таких аварий в основном кроются в ошибках, допущенных инженерами-конструкторами на стадии проектирования машинных агрегатов и обусловлены нерациональным выбором значений их упруго-массовых параметров, что главным образом основывается на неучтённостью реальных динамических (преимущественно колебательных) процессов в машинах.

На основании статистических данных показано, что более 60% аварийных режимов металлургического оборудования, эксплуатируемого в странах СНГ, вызваны внутрирезонансными процессами в их трансмиссиях, характеризующиеся биением колебаний, что в свою очередь вызывает усталостные разрушения элементов трансмиссии.

В металлургических машинах биения возникают в трансмиссиях главных линий прокатных станов, в многодвигательных механизмах наклона конверторов, в приводах рудоразмельных мельниц и экскаваторов. Экспериментально установлено, что возникающие в режиме биений переменные нагрузки в упругих звеньях машин в 2-4 раза превышают номинальные значения нагрузок. Появление почти незатухающих колебаний большой амплитуды, постоянно изменяющейся во времени, способствует накоплению усталостных повреждений, снижению запаса прочности и преждевременному исчерпанию ресурса работы оборудования. С точки зрения надёжности машин биение – явление вредное, с которым следует бороться ещё на стадии проектирования. Таким образом, задача предотвращения биений (т.е. внутрирезонансных явлений) весьма актуальна, обеспечивающая ограничение (минимизацию) динамических нагрузок в ответственных узлах эксплуатируемого оборудования.

Установлено, что биения колебаний в механических системах возникают при близости значений низших частот собственных колебаний и чем ближе эти частоты друг к другу, тем сильнее негативный эффект биения колебаний. Максимальное совпадение значений низших частот вызывает быстрое разрушение деталей конструкции.

К сожалению, отмеченный отрицательный эффект биения колебаний ещё неизвестен для многих инженеров-конструкторов и они зачастую не учитывают воздействие такого явления на стадии проектирования оборудования.

С целью решения указанной проблемы рассматриваем дифференциальное уравнение высокого порядка описывающее динамические процессы в многомассовых крутильных механических системах [1,2]:

$$\left. \begin{aligned} X^{(2n)} + a_0 X^{[2(n-1)]} + \dots + a_{n-2} \dot{X} + a_{n-1} X = 0 \\ (n = 1, 2, 3, \dots), \end{aligned} \right\} \quad (1).$$

Данное уравнение с помощью подстановки $\tau = t\sqrt{a_0}$ приводится к виду:

$$X^{(2n)} + X^{[2(n-1)]} + C_1 X^{[2(n-2)]} + \dots + C_{n-1} X = 0, \quad (2),$$

где C_n ($n=1, 2, \dots, n-1$) – безразмерные обобщённые параметры системы, выражающиеся через коэффициенты исходного дифференциального уравнения высокого порядка следующим образом:

$$C_1 = \frac{a_1}{a_0^2}; C_2 = \frac{a_2}{a_0^3}; \dots C_{n-1} = \frac{a_{n-1}}{a_0^n} \quad (3).$$

Коэффициенты a_0, a_1, \dots, a_n в выражении (3) определяются значениями упруго-массовых параметров системы.

Так, например, для трёхмассовых крутильных систем с двумя степенями свободы, описываемых дифференциальными уравнениями четвёртого порядка, коэффициенты a_0 и a_1 определяются выражениями:

$$\left. \begin{aligned} a_0 &= C_{12} \frac{\theta_1 + \theta_2}{\theta_1 \theta_2} + C_{23} \frac{\theta_2 + \theta_3}{\theta_2 \theta_3}; \\ a_1 &= C_{12} \cdot C_{23} \frac{\theta_1 + \theta_2 + \theta_3}{\theta_1 \theta_2 \theta_3}, \end{aligned} \right\} \quad (4).$$

Для крутильных систем с тремя степенями свободы, описываемых дифференциальными уравнениями шестого порядка:

$$\begin{aligned} a_0 &= C_{12} \frac{\theta_1 + \theta_2}{\theta_1 \theta_2} + C_{23} \frac{\theta_2 + \theta_3}{\theta_2 \theta_3} + C_{34} \frac{\theta_3 + \theta_4}{\theta_3 \theta_4}; \\ a_1 &= C_{12} C_{23} \frac{\theta_1 + \theta_2 + \theta_3}{\theta_1 \theta_2 \theta_3} + C_{23} C_{34} \frac{\theta_2 + \theta_3 + \theta_4}{\theta_2 \theta_3 \theta_4} + C_{12} C_{34} \frac{\theta_1 \theta_2 + \theta_2 \theta_3 + \theta_3 \theta_4}{\theta_1 \theta_2 \theta_3 \theta_4}; \quad (5), \\ a_2 &= C_{12} C_{23} C_{34} \frac{\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4}{\theta_1 \theta_2 \theta_3 \theta_4} \end{aligned}$$

где $C_{i,i+1}$ ($i = 1, 2, 3, 4$) и θ_i ($i = 1, 2, 3, 4$) жёсткости и моменты инерции соответствующих соседних узлов и масс.

Область существования численных значений обобщённых параметров ограничена диапазоном:

$$0 < C_n \leq \frac{n-1}{2n} \quad (6).$$

Видно, что с целью облегчения задач оптимизационного синтеза механических систем использование уравнения (2) взамен (1) имеет важнейшее практическое значение.

В уравнениях (1) диапазон изменения коэффициентов a_0, a_1, \dots, a_r бесконечно широк и с помощью их использования установление оптимальных значений параметров требует вычисления огромного количества вариантов, что неоправдано. Использование безразмерных обобщённых параметров значительно сужает диапазон изменения коэффициентов уравнения (2) и безгранично уменьшает объём вычисления оптимальных вариантов, что весьма желательно для инженеров при решении задач оптимизационного синтеза машин.

Так, например, для систем с двумя степенями свободы ($n=2$), описываемых уравнениями четвёртого порядка, диапазон изменения обобщённого параметра C_i согласно выражению (6) составляет

$$0 < C_1 \leq 0,25; \quad (5)$$

для систем с тремя степенями свободы ($n=3$):

$$0 \leq C_1 \leq 0,33, \quad 0 \leq C_2 \leq \frac{1}{27}; \quad (6)$$

для систем с четырьмя степенями свободы ($n=4$):

$$0 \leq C_1 \leq \frac{3}{8}, \quad 0 \leq C_2 \leq \frac{1}{16}, \quad 0 \leq C_3 \leq \frac{1}{256} \quad (7).$$

Исследованиями установлено [3], что решающее влияние на динамику переходного процесса в трансмиссиях машин оказывает лишь первый (из указанных) обобщённый параметр C_1 , поскольку значение этого коэффициента однозначно определяет близость наименьших частот собственных колебаний системы и, таким образом, условия возникновения биения колебаний, т.е. внутриврезонансных процессов.

На основании расчётов на ЭВМ многочисленных вариантов переходных процессов в крутильных механических системах со многими степенями свободы определены интервалы неоптимальных и оптимальных численных значений обобщённых параметров C_1 . Для систем с двумя степенями свободы неоптимальные значения этого обобщённого параметра определяются диапазоном: $C_1=0,15 - 0,25$; для систем с тремя степенями свободы $C_1=0,25 - 0,33$; для систем с четырьмя степенями свободы $C_1=0,3 - 0,375$.

В указанных интервалах значений обобщённого безразмерного параметра C_1 возникают биения (внутриврезонансные процессы) и условия их развития тем сильнее, чем ближе эти параметры к своим максимальным значениям.

На основании тех же расчётов на ЭВМ установлен диапазон значений параметра C_1 , в которых биения не возникают а коэффициент динамичности в переходном процессе при самом неблагоприятном (внезапном) характере приложения нагрузки имеет минимальное значение. Найденные с этих позиций параметры систем следует считать оптимальными. Для систем с двумя степенями свободы установленная нами область определяется диапазоном $0 < C_1 < 0,15$; для систем с тремя степенями свободы $0 < C_1 < 0,25$; для систем с четырьмя степенями свободы $0 < C_1 < 0,3$.

В отмеченных областях собственные частоты систем оказываются разнесёнными настолько, что ни о каких биениях не может быть речи. Поэтому при создании новых машин конструктор должен стремиться к тому, чтобы параметры проектируемых машин вписывались в рекомендуемые выше диапазоны обобщённых параметров. Если этого не происходит, нужно изменять принятое соотношение жёсткостей и масс или же задаться другой структурной схемой машины.

Проверка находящихся в эксплуатации металлургических машин по обобщённым параметрам показала что подавляющее большинство из них спроектировано правильно и биения в них не возникают. Однако в некоторых машинах, отмеченных в монографии [4], биения проявлялись на всех режимах работы. Так, например, для листопркатного стана Руставского метзавода «Трио-Лаура 2100» $C_1=0,248$, коэффициент динамичности составлял 4,6; для клетки №5 широкополосного стана им.Ильича $C_1=0,232$, коэффициент ддинамичности – 4; для клетки №1 стана «1700» Карагандин-

ского меткомбината $C_1=0,285; C_2=0,0013$; коэффициент динамичности – 4,2. Как видно, в указанных случаях значения обобщённых параметров близки к верхним границам их существования. Этим и объясняется высокая динамичность рассматриваемых систем.

Таким образом, предложена методика анализа биения колебаний (внутрирезонансных явлений) в многомассовых системах, позволяющая простыми средствами выбрать рациональные соотношения упруго-массовых параметров трансмиссий металлургических машин, при которых обеспечивается их устойчивая работа с минимальными динамическими нагрузками в переходном процессе.

Литература

1. Голубенцев А.Н., *Интегральные методы в динамике*. Киев, Техника, 1967 350с.
2. Адамия Р.Ш., *Оптимизация динамических нагрузок прокатных станов*. Из-во «Металлургия». Москва, 1978, 232с.
3. Адамия Р.Ш. *Динамика машин*. «Мецниереба», Тбилиси, 1999, 400с.
4. Адамия Р.Ш., Лобода В.М., *Основы рационального проектирования металлургических машин*, Изд-во «Металлургия», М, 1984, 146с.

© Адамия Р.Ш., Натриашвили Т.М. 2008