

АНАЛИЗ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЯ 6Ч13/14

Ильинский Д.И. – студент, Попович В.С. – д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Коленчатый вал дизеля 6Ч13/14 семиопорный с расположением колен через 120°. При исследовании изгибных колебаний данного дизеля были приняты следующие допущения:

1. За расчетную схему принимаем упругую рамную систему на шарнирных опорах, которые считаем абсолютно жесткими.

2. Упругие участки системы совпадают с геометрическими осями элементов вала, причем длины участков расчетной схемы, соответствующих коренным и шатунным шейкам, равны длине шейки плюс половина толщины прилегающих щек.

3. Расстояния между осями цилиндров, опор и радиус кривошипа у двигателя и на расчетной схеме одинаковы.

4. Жесткость стержней EJ и GJ упругой системы считается постоянной по длине участка.

Моменты инерции характерных сечений вала определяем расчетом, причем моменты инерции сечений участков 1 и 38 (граничные) определим, исходя из равенства кинетических энергий действительного и эквивалентного валов, из чего делаем вывод о равенстве массовых моментов инерции истинного и эквивалентного валов.

Методика расчета основана на методе начальных параметров, когда с помощью уравнений равновесия параметры конца каждого упругого участка выражаются через параметры начала. В качестве параметров применяется поперечная сила Q, продольная сила N, изгибающие и скручивающие моменты, а также перемещения и углы поворота поперечных сечений стержня относительно осей координат.

Поскольку рассматриваются только установившиеся колебания, то имеем:

$$\xi_K = U_K * \sin \omega t, h_K = v_K * \sin \omega t,$$

$$\frac{d^2 \xi_K}{dt^2} = -\omega^2 * U_K * \sin \omega t, \frac{d^2 h_K}{dt^2} = -\omega^2 * v_K * \sin \omega t$$

На основании уравнений равновесия масс имеем следующие соотношения:

1 Для масс первого типа

1.1 Изгибно-продольные колебания: $N_{k+1} = N_k^* - \omega^2 * m_x * U_k,$

$Q_{k+1,y} = Q_{ky}^* + \omega^2 * m_y v_k + P_y, M_{k+1,z} = M_{kz}^*.$ Для левой консольной массы $N_k^* = 0, Q_{ky}^* = 0, M_{kz}^* = 0,$ для правой $N_{k+1} = 0, Q_{k+1,y} = 0, M_{k+1,z} = 0.$ Тогда: $N_1 = -\omega^2 * m_x * U_0, Q_1 = \omega^2 * m_y v_0 + P_y, M_{1z} = 0.$

1.2 Изгибно-крутильные колебания: $Q_{k+1,z} = Q_{kz}^* + \omega^2 * m_z w_k + P_z,$

$M_{k+1,x} = M_{kx}^* - \Theta_x * \omega^2 * \gamma_{kx}^*, M_{k+1,y} = M_{ky}^*.$ Для левой консольной массы $M_{kx}^* = 0, Q_{kz}^* = 0, M_{ky}^* = 0,$ для правой $Q_{k+1,z} = 0, M_{k+1,x} = 0, M_{k+1,y} = 0.$ Тогда $Q_{1z} = \omega^2 * m_z w_0 + P_z, M_{1x} = -\Theta_x * \omega^2 * \gamma_{0x}^*, M_{1y} = 0.$

2 Для масс второго и третьего типов:

2.1 Изгибно-продольные колебания:

$$Q_{k+1,y} = Q_{ky}^* + R_y, M_{k+1,z} = M_{kz}^*$$

$$N_{k+1} = \begin{cases} N_k^* - \omega^2 * m_x * U_k^*, & \text{если масса 2-го типа} \\ N_k^* - R_x, & \text{если масса 3-го типа} \end{cases}$$

$$v_{k+1} = v_k^* = 0$$

$$U_{k+1} = U_k^* = 0$$

2.2 Изгибно-крутильные колебания:

$$Q_{k+1,z} = Q_{kz}^* + R_z,$$

$$M_{k+1,x} = M_{kx}^* - \Theta_x * \omega^2 * \gamma_{kx}^*,$$

$$w_{k+1} = w_k^* = 0$$

При переходе через опорные сечения необходимо перейти к новой системе координат, так как в общем случае кривошипы коленчатого вала повернуты относительно друг друга на некоторый угол β .

Выполненные расчеты свободных изгибных колебаний коленчатого вала дизеля 6Ч13/14 дают следующие результаты: $\omega_1=295\text{Гц}$, $\omega_2=1210\text{Гц}$ и $\omega_3=3090\text{Гц}$ и дают соответствующие резонансные частоты вращения коленчатого вала в пределах от 845мин^{-1} до 1570мин^{-1} при порядках гармоник от 11,5 до 21,5.

ИССЛЕДОВАНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Баканов А.А. – студент, Попович В.С. – д.т.н., профессор

Алтайский Государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Динамические нагрузки, возникающие под действием периодически изменяющихся усилий, могут при определенных условиях явиться причиной значительных механических напряжений в элементах коленчатого вала. Крутильные колебания коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания, возникающие вследствие недостаточной жесткости валов под действием переменных по величине и направлению крутящих моментов двигателя, влияют на долговечность работы валов и подшипников скольжения. Для всестороннего анализа всех аспектов проявления крутильных колебаний необходим их расчет.

При расчете действительная сложная система валопровода коленчатого вала заменяется эквивалентной системой. Для определения частот и форм свободных крутильных колебаний используется метод Толле (метод остатка), основанный на том положении, что при свободных крутильных колебаниях многомассовой системы сумма моментов сил упругости отдельных участков вала и моментов сил инерции всех колеблющихся масс должна равняться нулю. Процесс определения значений собственных частот использует диаграмму остаточных моментов.

Значения набегающих крутящих моментов, действующих на кривошипы вала, определяются из результатов динамичного расчета кривошипно-шатунного механизма двигателя. Сложный периодический закон изменения крутящих моментов от действия сил давления газов и сил инерции подвергается гармоническому анализу путем разложения в ряд Фурье. Определяются основные параметры разложения, такие как амплитуды, фазы и частоты гармонически изменяющихся слагаемых моментов. Каждая из гармоник возбуждает колебания крутильной системы вала.

Определяются резонансные колебания системы коленчатого вала путем сравнения частот одного из видов собственных крутильных колебаний с частотами возмущающих гармоник, полученных в результате гармонического анализа кривой крутящего момента, и резонансные частоты вращения коленчатого вала. При резонансе определяются амплитуды колебаний и дополнительные напряжения в сечениях элементов вала. С учетом периодов свободных крутильных колебаний и изменения возбуждающего момента при различных коэффициентах демпфирования в системе строятся графики изменения коэффициента нарастания колебаний.

Разработан алгоритм и программное обеспечение для исследования крутильных колебаний в валопроводах двигателей с учетом указанных аспектов.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СОПРЯЖЕННЫХ ДЕТАЛЯХ ГАЗОВОГО СТЫКА ДВИГАТЕЛЯ 4Ч 13/14

Бордюков Е.И. - студент, Попович В.С. - д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Для обеспечения надежности газового стыка сопряженных деталей «головка цилиндров – прокладка – блок-картер» необходимо знать деформированное состояние сопряжения. Аналитически они могут быть определены путем составления дифференциальных уравнений деформации системы с двухсторонними связями Лагранжа II рода. Структурная схема данного соединения приведена на рисунке 1. В качестве обобщенных координат выбираем перемещения x_1, x_2, x_3 сопряженных деталей газового стыка двигателя.

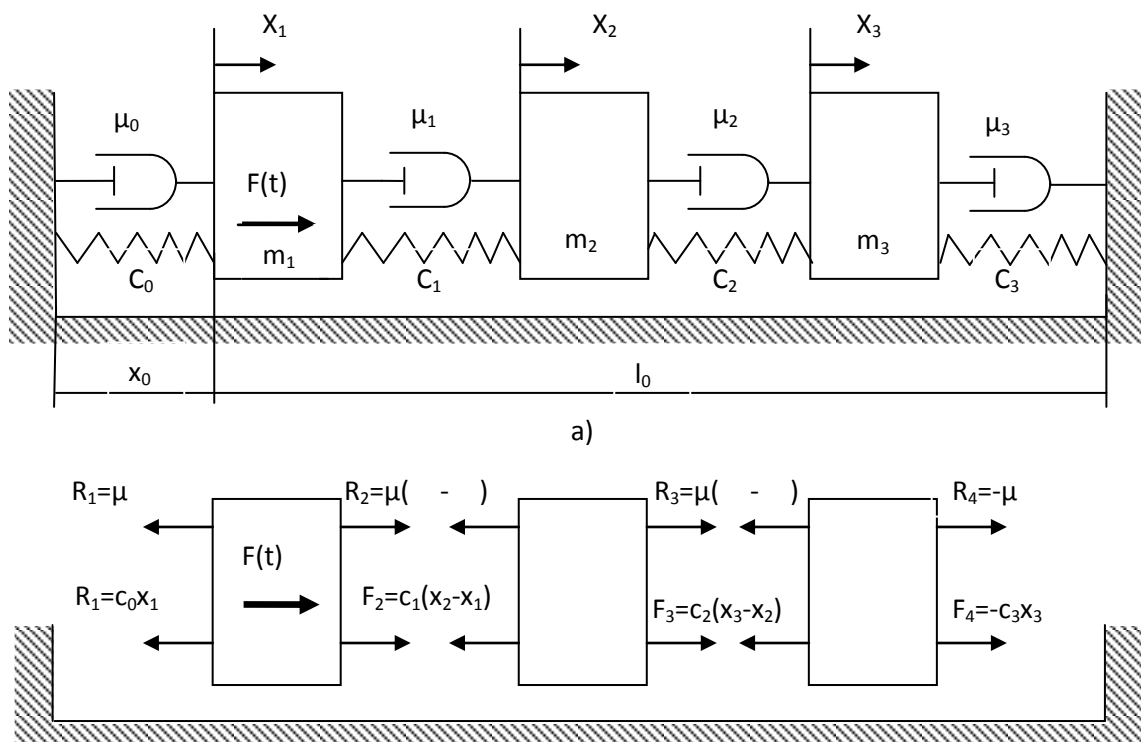


Рисунок 1- Расчетная структурная схема колебаний деталей газового стыка

Жесткости отдельных элементов силового узла определяются с учетом высот стягиваемых деталей, расчетной длины шпильки, площадей поперечных сечений на середине высоты головки и участка блока, площади сечения прокладки и модулей упругости материалов деталей. Перемещения сопряженных деталей газового стыка двигателя предусматривают определение жесткостей элементов:

$c_1 = 1/k_1 = E_1 F_1 / l_1$ - жесткость головки цилиндров;

$c_2 = 1/k_2 = E_2 F_2 / l_2$ - жесткость прокладки;

$c_3 = 1/k_3 = E_3 F_3 / l_3$ - жесткость части блока;

$c_0 = 1/k_0 = E_0 F_0 / l_0$ - жесткость шпильки.

Исходные данные для расчета деформаций сопряженных деталей газового стыка приведены в таблице 1.

В процессе сборки деталей соединения к гайке шпильки прикладывается момент затяжки, создаваемый силу предварительной затяжки $P_{пр}$, растягивающую шпильку и сжимающую стягиваемые детали. Шпилька при этом удлиняется, величина сжатия стягиваемых деталей определяется суммой деформаций головки, прокладки и блока.

Таблица 1- Исходные данные для расчета деформаций сопряженных деталей газового стыка

Детали газового стыка	Модуль упругости 1 рода материала, МПа	Высоты сопряженных деталей, см	Площади поперечных сечений, см ²	Масса деталей, кг	Податливость деталей
1	$2,1 \cdot 10^5$	22,4	2,01	0,35	$5,4 \cdot 10^5$
2	$9,8 \cdot 10^4$	13,5	7,8 (под бонкой гайки)	20	$17,6 \cdot 10^5$
3	$0,78 \cdot 10^3$	0,25	5,0	0,15	$6,4 \cdot 10^5$
4	$9,8 \cdot 10^4$	6,8	7,8	50	$8,89 \cdot 10^5$

В таблице 1-шпилька, 2- головка цилиндров, 3- прокладка, 4-блок цилиндров.

Шпилька удлиняется на величину $x_0 = K_0 \cdot P_{пр}$

В свою очередь величина сжатия стягиваемых деталей определяется суммой деформаций:

$$x_1 + x_2 + x_3 = (k_1 + k_2 + k_3) \cdot P_{пр}.$$

В процессе вспышки при разгружаемом газовом стыке сила давления газов, передающаяся через головку, растянет дополнительно шпильку на величину Δx_0 и деформирует на величину Δx_1 головку. Суммарная деформация равна $\Delta x_0 + \Delta x_1$. При этом прокладка и блок разгрузятся, суммарное сжатие их уменьшится на ту же величину $\Delta x_0 + \Delta x_1$. В результате сила давления в стыке на головку и шпильку со стороны прокладки и блока при вспышке уменьшится на ΔP :

$$P_{ст} = P_{пр} - \Delta P$$

Та же сила будет сжимать в этот момент прокладку и блок.

Сила, растягивающая шпильку при вспышке, определяется суммой двух сил и с учетом замены равна:

$$P_p = P_{ст} + \vec{P}z = P_{пр} - \Delta P + \vec{P}z$$

Дополнительное удлинение шпильки и сжатие головки, возникающие в момент приложения

силы $\vec{P}z$ определяется:

$$\Delta x_0 + \Delta x_1 = (K_0 + K_1) \cdot (P_p - P_{пр}) = (K_0 + K_1) \cdot (\vec{P}z - \Delta P).$$

Уменьшение деформаций сжатия прокладки и блока в момент вспышки определяется:

$$\Delta x_2 + \Delta x_3 = (k_2 + k_3) \cdot \Delta P.$$

Для обеспечения плотности газового стыка должно выполняться равенство деформаций:

$$\Delta x_0 + \Delta x_1 = \Delta x_2 + \Delta x_3.$$

В качестве обобщенных координат выбираем x_1, x_2 и x_3 , соответствующие перемещения элементов из положения равновесия. В результате имеет место переход энергий деформаций, величины которых определяются:

$$\text{кинетическая энергия } T = \frac{m_1 \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot \dot{x}_2^2}{2} + \frac{m_3 \cdot \dot{x}_3^2}{2}; \quad (1)$$

потенциальная энергия деформации системы равна энергии упругих деформаций

$$\Pi = \frac{c_1 \cdot x_1^2}{2} + \frac{c_2 \cdot (x_2 - x_1)^2}{2} + \frac{c_3 \cdot (x_3 - x_2)^2}{2} + \frac{c_4 \cdot x_3^2}{2}. \quad (2)$$

Диссипативная функция, вычисляется как половина мощности, развиваемая силами сопротивления (вязкого трения):

$$\Phi = \frac{\mu_1 \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{\mu_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2}{2} + \frac{\mu_3 \cdot (\dot{x}_3 - \dot{x}_2)^2}{2} + \frac{\mu_4 \cdot \dot{x}_3^2}{2}. \quad (3)$$

Для составления уравнений деформации используются переменные, полностью описывающие принятую расчетную схему.

Дифференциальные уравнения колебаний составляются около положения равновесия системы, состоящей из трех масс m_1, m_2, m_3 . С учетом сил сопротивления демпфирования, пропорциональных скоростям движения масс относительно цилиндра $F_k^{\text{сопр}} = \mu_k v_k^{\text{отн}}$, при $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_4 = \mu$ и силы упругости k -ой пружины, пропорциональны ее удлинению $F_k^{\text{упр}} = c_k \Delta_k$, при $c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = c$; Δ_k - деформация пружины.

Для решения с помощью уравнений Лагранжа II рода выбираем в качестве обобщенных координат перемещения x_1, x_2, x_3 , соответствующих грузов из положения равновесия.

Система уравнений имеет вид:

(4)

$$m_1 \ddot{x}_1 = F(t) - \mu_1 \dot{x}_1 - c_1 x_1 + \mu_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 (x_2 - x_1);$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -\mu_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_2 (x_2 - x_1) + \mu_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_3 (x_3 - x_2);$$

$$m_3 \ddot{x}_3 = -\mu_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - c_2 (x_3 - x_2) - \mu_4 \dot{x}_3 - c_4 x_3.$$

МЕТОДЫ РЕДУЦИРОВАНИЯ СЛОЖНЫХ МНОГОМАССОВЫХ КРУТИЛЬНЫХ СИСТЕМ

Василенко А.И. – студент, Попович В.С. – д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

При любом исследовании крутильных колебаний в силовых передачах тракторов и автомобилей производится редуцирование системы – замена сложной колебательной системы приведенной упрощенной системой с ограниченным количеством сосредоточенных масс. Редуцированная крутильная система, очевидно, должна быть динамически подобной исходной системе. Разумеется также, что редуцированная система должна быть достаточно простой для решения поставленных задач.

При редуцировании систем могут быть использованы следующие пять методов.

Первый метод – упрощенный: сначала выделяют в валопроводе элементы, имеющие наибольшие моменты инерции (маховик двигателя, ведущее колесо и т.д.), затем сосредотачивают на этих элементах массы примыкающих к ним деталей и узлов. В ряде случаев этот простейший метод редуцирования системы дает вполне удовлетворительные результаты. Однако такое субъективное сосредоточение масс может привести к существенным ошибкам.

Второй метод – энергетический. Динамическая эквивалентность исходной и редуцированной систем обеспечивается, если сохранены величины максимальных значений

кинетической энергии, потенциальной энергии, кинетического момента и упругих моментов на узловых участках. При применении энергетического метода исключительно важен вопрос о минимальном количестве масс в упрощенной системе. Чтобы упрощенная система отражала динамические свойства реальной системы при всех заданных формах колебаний, число масс должно быть таким, при котором сосредоточенные массы размещаются по обе стороны от каждого узла.

Третий метод упрощения систем предложен Ривиным Е.И.. Суть метода заключается в последовательном выделении парциальных систем с наибольшей собственной частотой. Выделенная парциальная система упрощается: двухмассовая система заменяется одномассовой или система, состоящая из одной массы и двух участков вала, заменяется двухмассовой. Повторяя подобную замену необходимое число раз, получим систему с заданным числом масс. На любом этапе упрощения необходимо выполнять условие – собственная частота парциальной системы должна быть намного больше низшей частоты исходной системы.

Четвертый вид основан на применении центромассовой аналогии. Представив крутильную систему состоящей из точечных масс, расположенных в одной плоскости, на одинаковых расстояниях от оси вала и применив теорему о движении центра масс системы, можно получить выражения для параметров приведенной системы.

Пятый метод основан на замене трехмассовых парциальных систем на двухмассовые. При условии эквивалентности:

- равенство низшей собственной частоты трехмассовой парциальной системы частоте двухмассовой системы;
- равенство среднего наклона кривой формы свободных колебаний трехмассовой парциальной системы наклону кривой формы колебаний двухмассовой системы;
- сохранение суммы моментов инерций масс.

Выбор метода редуцирования в каждом конкретном случае определяется условиями расчета и поставленными задачами.

Энергетический метод, более трудоемкий (требует проведения предварительного расчета свободных колебаний исходной системы), дает возможность установить минимальное число масс приведенной редуцированной системы при близких значениях заданного числа низших частот.

В ряде случаев целесообразно применение двух методов, например, в начале свертывания системы применить четвертый метод, а затем третий.

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ РЕЗОНАНСНЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Григорьев А.И. - студент, Попович В.С. - д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г.Барнаул)

В основе современных практических методов расчета резонансных крутильных колебаний валов установок с поршневыми двигателями лежат, наряду с некоторыми другими, следующие положения:

- упругая кривая вала, так называемая кривая формы колебаний его, при резонансе подобна упругой кривой, то есть кривой формы свободных колебаний этого вала при отсутствии демпфирования;
- при действии на линейную колебательную систему одного резонирующего гармонического возбуждающего момента вынужденные колебания точки приложения этого момента, отстают от момента на угол 90° .

На этих же положениях строится, как правило, и методика опытного определения коэффициентов демпфирования в моторных установках по результатам торсиографирования одного конца вала.

Одно из положений, именуемое иногда правилом Видлера, достаточно обосновано рядом примерных расчетов (Видлер) и теоретическим анализом весьма ценно для расчетной практики, так как дают возможность определять резонансные напряжения в валу, а так же вычислять опытные значения коэффициентов демпфирования в установке по результатам торсиографирования одного конца вала.

Другим положением, заимствованным из элементарной теории резонансных колебаний в линейной системе с одной степенью свободы считается совершенно естественным и справедливым для многомассовых систем.

Однако при применении этих положений обычно не учитывается, что в валу моторной установки имеются не только упругие, но и жесткие колебания, определяемые равномерностью вращения коленчатого вала (коэффициент неравномерности крутящего момента). Жесткие колебания часто очень невелики по сравнению с упругими колебаниями и пренебрежение ими не приводит к заметным погрешностям, жесткие колебания вала установки могут явиться причиной существенных искажений торсиограмм и, как следствие этого, привести к большим ошибкам в определении углов закручивания вала по результатам торсиографирования.

Соотношение между жесткой и упругой составляющими вынужденных колебаний какого-либо интересующего нас сечения вала сильно зависит от расстояния x точки приложения возбуждающего момента (вызывающего эти колебания) до узла свободных колебаний вала. С уменьшением x удельный вес жестких колебаний быстро возрастает. Такая зависимость обнаруживается уже в идеальной линейной колебательной системе без демпфирования. Она становится иногда еще более яркой и сильной в системах с демпфированием. Ее нельзя не учитывать при экспериментальном исследовании вопросов демпфирования вибраций валов моторных установок, а так же и при экспериментальном определении в этих установках вибрационных напряжений с помощью торсиографов.

Покажем это на примере простой двухмассовой системы, рисунок 1. В некоторой промежуточной точке O вала этой системы действует внешний возбуждающий гармонический момент $M \sin kt$. Рассмотрим три типичных случая линейного демпфирования в такой системе:

а) на левую массу 1 действует демпфирующий момент (рисунок 1 а)

$$M_1 = -k_1 \frac{d\varphi_1}{dt}$$

в точках O и 2 и в валу демпфирующих сил нет,

б) в точке O кроме возбуждающего момента $M \sin kt$

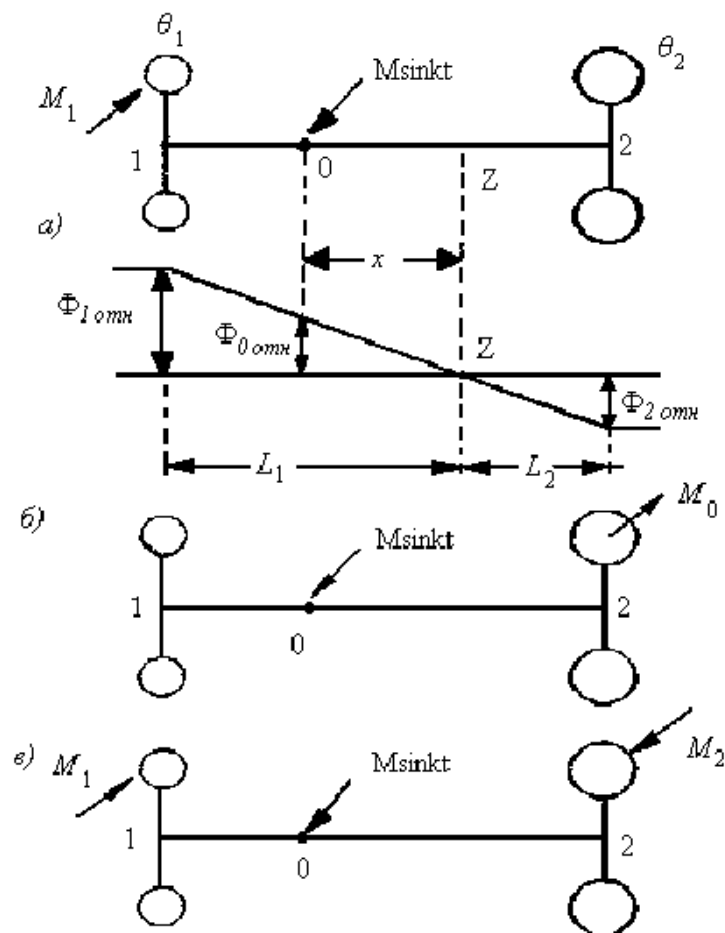


Рисунок 1

действует демпфирующий момент (рисунок 1 б)

$$M_0 = -k_0 \frac{d\varphi_0}{dt}$$

Других источников демпфирования в системе нет,

в) на массы 1 и 2 действуют равные по величине и всегда противоположные по направлению демпфирующие моменты (рисунок 1 в)

$$M_1 = -M_2 = -k_{\text{в}} \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right)$$

их величина пропорциональна скорости закручивания вала во время вибраций; других демпфирующих моментов в системе нет.

Случай в можно рассматривать как линеаризованное представление гистерезисных сопротивлений в валу: моменты M_1 , и M_2 (в отличие от моментов M_1 и M_0 в случаях а и б) отсутствуют при жестких колебаниях вала.

ВЛИЯНИЕ НА ДЕМПФИРОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В УСТАНОВКАХ ДВС РЯДА ФАКТОРОВ

Левчик П.Е. - студент, Попович В. С. – д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова (г. Барнаул)

В основу известной линейной методики расчёта резонансных крутильных колебаний, предложенной Видлером, положен обобщённый коэффициент линейного (вязкого) демпфирования k_0 . Численная величина этого коэффициента в конкретной моторной установке может быть сравнительно просто определена экспериментальным путём. Для этого следует воспользоваться соотношением

$$k_0 = \frac{\lambda \cdot M_n}{\mu \cdot \omega \cdot \Phi_{1 \text{ аБС}}}$$

и подставить в него величину $\Phi_{1 \text{ аБС}}$, определенную торсиографированием вала этой установки во время работы её на критической частоте вращения.

Принимая в уравнении энергетического баланса гистерезисные потери демпфирования крутильных колебаний, которые определяются опытным значением коэффициента a_0 на основании соотношения

$$a_0 = \frac{\lambda \cdot M_n}{\nu \cdot \Phi_{1 \text{ аБС}}^{q-1}}$$

Обобщенные коэффициенты a_0 и k_0 , являясь характеристиками демпфирования, зависят от изменения режимов работы двигателя и, тем более, при изменении конструктивных характеристик моторной установки.

Для выяснения влияния нагрузочного и скоростного режимов двигателя на величины обобщённых коэффициентов a_0 и k_0 при анализе резонансных колебаний вала используем представленные выше выражения.

Влияние нагрузки двигателя в пределах от холостого хода до максимального при постоянной частоте вращения вала n , равной одной из критических

$$n = n_{\text{кр}} = \frac{N}{h},$$

где h – порядок критического числа оборотов, $N = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$.

Обобщённые коэффициенты демпфирования a_0 и k_0 меняются при изменении амплитуды возбуждающих моментов M_n . Амплитуды возбуждающих моментов M_n каждого порядка h возрастают с увеличением среднего индикаторного давления p_i в цилиндре.

Следовательно, при изменении нагрузки двигателя (во время работы его на каком-либо определенном критическом числе оборотов) обобщенные коэффициенты демпфирования a_0

и k_0 не остаются постоянными: коэффициент k_0 возрастает, а коэффициент a_0 убывает с увеличением p_i .

Это влияние p_i на коэффициент k_0 будет тем более сильным, а на коэффициент a_0 тем более слабым, чем больше, например, коэффициент b_2 , то есть чем ниже частота свободных колебаний вала установки ω , тем больше a , q и отношение $\frac{\lambda}{\mu^2}$. Но легко видеть, что это последнее отношение обычно имеет максимальную величину для главных порядков h , когда геометрическая сумма относительных амплитуд φ_i превращается в сумму алгебраическую (или арифметическую, если узел колебаний находится вне двигателя).

Таким образом, влияние изменения нагрузки двигателя на обобщённый коэффициент k_0 будет наиболее сильным, а на коэффициент a_0 наиболее слабым в установках с многоцилиндровыми двигателями с большими массами и длинным валом, во время работы их на главных критических числах оборотов.

Отсюда уже следует, в частности, что указанная поправка Портера совершенно случайна по своей абсолютной величине и не имеет и не может иметь сколько-нибудь универсального значения.

При изменении скоростного режима двигателя и порядка h критических чисел оборотов имеет место переход с одного критического числа оборотов $n_{кр}$ на другое $n'_{кр}$ и затем достаточно длительное время работы на этом новом критическом числе оборотов. При этом переходе изменится ордаок резонирующих гармонических моментов от

$$h = \frac{N}{n_{кр}} \text{ до } h' = \frac{N}{n'_{кр}}$$

Сопоставим два случая резонансных колебаний вала какой-либо моторной установки: по одноузловой форме, с некоторой амплитудой $\Phi_{1\alpha\delta\epsilon}$ и по двухузловой форме, с той же амплитудой $\Phi_{1\alpha\delta\epsilon}$.

Детальное сравнение величины k_0 или a_0 при одноузловых и двухузловых колебаниях можно провести только на основании конкретных числовых расчётов для конкретной моторной установки. Поэтому ограничимся здесь только следующими замечаниями.

Достаточно справедливо условие, что при двухузловых колебаниях вала какой-либо установки с некоторой амплитудой $\Phi_{1\alpha\delta\epsilon}$ коэффициент k_0 будет меньше, а коэффициент a_0 больше, чем значения этих коэффициентов при одноузловых колебаниях.

Детальное исследование вопроса об обобщённых характеристиках демпфирования крутильных колебаний в моторных установках с поршневými двигателями можно успешно провести в общем виде, без привлечения большого экспериментального материала и без громоздкого численного анализа ряда типичных конкретных случаев.

Обобщённые коэффициенты демпфирования k_0 и a_0 , используемые в расчётах по методикам Видлера и Льюиса (а так же К. Вильсона) не являются константами даже для одной и той же установки. Они меняются уже при изменении скоростного или нагрузочного режимов двигателя, при переходе двигателя с одноузловых колебаний на двухузловые или с главных критических скоростей на второстепенные.

Эти коэффициенты слишком непостоянны, чтобы иметь универсальное значение и сколько-нибудь надёжно характеризовать демпфирование в моторных установках. Именно поэтому расчёты резонансных крутильных колебаний по методам Видлера, Льюиса, К. Вильсона, основанные на использовании “опытных” значений обобщённых коэффициентов k_0 и a_0 , полученных торсиографированием установок “аналогичных” или “подобных” рассчитываемой, лишь в редких случаях дают удовлетворительные результаты.

Накопление большого числа опытных данных путём торсиографирования даже большого числа разнообразных моторных установок не обеспечит повышения точности наших расчётов из-за неизбежного (и обязательного) большого “разброса” этих данных.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Легостаев А.А. – студент, Попович В.С. – д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Многоопорные коленчатые валы двигателей внутреннего сгорания являются статически неопределимыми системами балок. Основным приемом раскрытия статической неопределимости таких систем является применение дифференциального уравнения изогнутой оси и его интегрирование, предложенное Луи Навье.

Наиболее распространенным численным методом раскрытия статической неопределимости является совместности перемещений для средних сечений коренных шеек, которые рассматриваются как «лишние». Эти уравнения, совместно с уравнениями статики позволяют определить неизвестные силовые факторы (реакции или надпорные изгибающие моменты). Выбор основной статически определимой системы выполняется путем отбрасывания опорных закреплений и замены их либо реакциями опор, либо надпорными изгибающими моментами.

Переменными варьируемыми конструктивными параметрами коленчатого вала, определяющими компоновку коренного опорного узла являются диаметр $D_{ки}$ ($d_{ки}$) и длина $l_{ки}$ коренной шейки. При выборе конструктивной компоновки коленчатого вала к указанным параметрам добавляются $D_{ши}$ ($d_{ши}$) и длина $l_{ши}$ шатунной шейки, толщина и ширина щеки h и b . Изменение линейных размеров в пределах одного кривошипа взаимосвязано зависимости $l_i = 0,5l_{км}^l + 0,5l_{км}^r + l_{шш} + 2h$ и ограничено выбранным межцилиндровым расстоянием в процессе компоновки двигателя.

При формировании целевой функции выбора конструктивных параметров используются функциональные параметры и соотношения геометрических размеров, от которых в первую очередь зависит напряженно-деформированное состояние коленчатого вала. Функция цели предусматривает равенство моментов сопротивления изгибу сечения щеки, проходящего через галтели шеек при наибольшей величине перекрытия шеек. Учитываются относительные размеры элементов вала и равенство удельных давлений на шейках вала.

РАСЧЕТ ПО НЕРАЗРЕЗНОЙ СХЕМЕ МЕТОДОМ НАДПОРНЫХ ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ МНОГООПОРНОГО КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Михейлис В.Ф. - студент, Попович В.С. - д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Современное отечественное двигателестроение характеризуется повышением мощностей, что приводит к увеличению нагрузки на детали двигателя и, следовательно, к росту напряжений в них. Прочность наиболее ответственной детали двигателя — коленчатого вала определяет в значительной степени габаритные и весовые показатели двигателя, надежность и долговечность его работы. Для оценки прочности коленчатого вала, для разработки мероприятий, повышающих долговечность его работы необходимо совершенствовать методы его расчета.

Коленчатые валы быстроходных двигателей представляют собой пространственные, статически неопределимые системы, лежащие на опорах с конечной жесткостью. Существующие же методы расчетов основаны на многих упрощающих допущениях, не отражают действительной картины распределения нагрузок по длине вала и с учетом жесткости элементов вала. Особенно не удовлетворительные результаты дает расчет вала по разрезной схеме. В ряде работ показано, что надпорные изгибающие моменты значительно влияют на величины и направления реакций коренных подшипников и напряжений в элементах коленчатого вала.

Имеющиеся методы расчета коленчатых валов выполняются по разрезной схеме для наиболее нагруженного кривошипа и по неразрезной схеме всей конструкции вала. Расчеты

по неразрезной отличаются выбором в методе раскрытия статической неопределимости силовых факторов – опорных реакций или надопорных изгибающих моментов.

Более удачный подход к расчету многоопорного коленчатого вала дан Тимошенко С.П. Вывод уравнений для раскрытия статической неопределимости основан на рассмотрении условий равновесия и непрерывности упругой линии на опорах при помощи графоаналитического метода. Трапезин И.И. распространил метод Тимошенко С.П. на случаи несимметричных кривошипов с различной жесткостью коренной, шатунной шеек и щек. При расчете коленчатого вала как статически неопределимой системы по методу Тимошенко-Трапезина отброшенные кинематические связи в опорах заменяются надопорными моментами. За основную систему выбирается коленчатый вал, опертый на две опоры.

Для раскрытия статической неопределимости многоопорного коленчатого вала необходимые угловые деформации опорных сечений определяются графоаналитическим методом. Этот метод состоит в том, что кривошип нагружается распределенной фиктивной нагрузкой интенсивностью, равной отношению изгибающего момента в данном сечении к жесткости сечения. Реакции опор от этой фиктивной нагрузки и дают численную величину углов поворота концевых сечений балки.

На рисунке 1 показаны два состояния кривошипа: $(n-1)$ и n . Угол между кривошипами γ_n . На рисунке 2 изображены моменты в виде векторов. Проектируя все моменты сначала на ось Y_{n-1} , а затем на ось Z_{n-1} получим равенства

$$\begin{cases} M_n^l + M_n^r \cos \gamma_n - m_n^r \sin \gamma_n = 0 \\ M_n^l + M_n^r \sin \gamma_n - m_n^r \cos \gamma_n = 0 \end{cases}$$

(1)

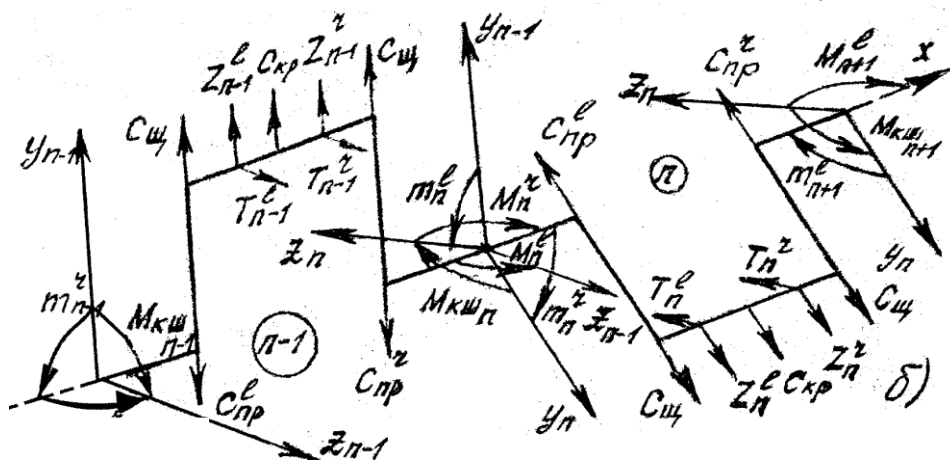


Рисунок 1 - Схема действия сил и надопорных изгибающих моментов в сечении n двух соседних кривошипах $(n-1)$ и n

Условие непрерывности упругой линии на опоре дает два других уравнения для раскрытия статической неопределимости. Для кривошипа, изображенного на рисунке 3, углы поворота сечения,

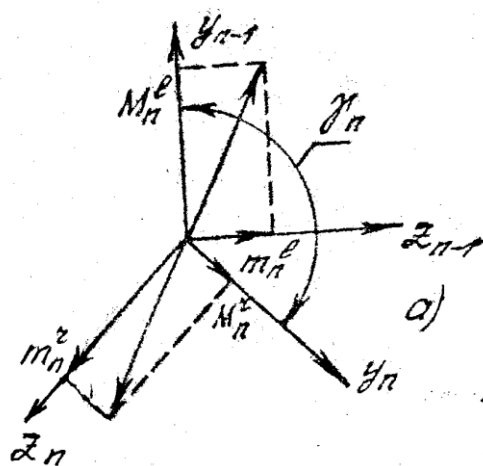


Рисунок 2 - Условие равновесия опорного сечения при действии надпорных моментов сечения вала

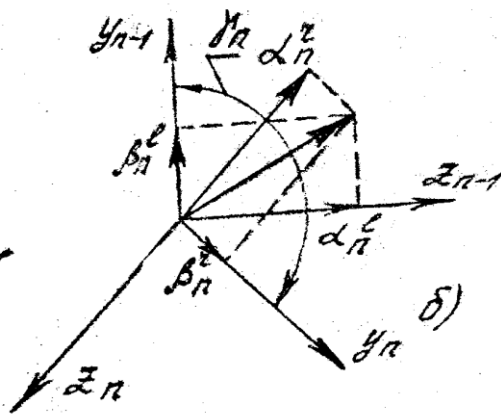


Рисунок 3 – Условие углов поворота

взятой над n -ой опорой слева, будут $\alpha_n^l \in \beta_n^l$, для кривошипа справа $\alpha_n^r \in \beta_n^r$.

Угол α и β могут быть представлены в виде векторов:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_n^l &= \alpha_n^r \cos \gamma_n + \beta_n^r \sin \gamma_n \\ \beta_n^l &= -\alpha_n^r \sin \gamma_n + \beta_n^r \cos \gamma_n \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Если в уравнение (2), вместо α и β подставить их выражение через моменты и силы, то совместно с уравнением (1) получим систему из четырех уравнений, дающую возможность найти неизвестные надпорные моменты. После элементарных преобразований эту систему можно свести к двум уравнениям.

Углы поворота концевых опорных сечений пропорциональны соответствующим нагрузкам. Коэффициенты пропорциональности, численно равные углам поворота опорных сечений при единичных нагрузках, могут быть определены общеизвестными методами. Эти коэффициенты и используются нами для суждения о величине надпорных изгибающих моментов. Величины коэффициентов пропорциональности выражены нами через размеры элементов коленчатого вала при условии более четкого разграничения фиктивной нагрузки по элементам вала.

ЖЕСТКАЯ И УПРУГАЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Хрипушин М.Е. - студент, Попович В.С. - д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

При обычных расчетах, а также и при экспериментальных исследованиях крутильных колебаний при торсиографировании, как правило, не уделяется должного внимания так называемой жесткой неравномерности вращения и жестким колебаниям коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания.

Однако жесткая неравномерность может при определенных условиях оказаться довольно существенной в моторных установках с небольшими маховыми массами и большим демпфированием. Пренебрежение ею приводит иногда к ложным выводам, как в расчетах, так и при обработке результатов экспериментов.

Жесткая неравномерность вращения вала возникает при установившейся частоте вращения коленчатого вала за счет наличия периодического изменения давления газов в цилиндре и сил инерции возвратно поступательно движущихся масс.

Упругая неравномерность определяется возникновением крутильных колебаний в системе коленчатого вала. Эти колебания вызываются и обуславливаются воздействием на

вал всего спектра гармонических моментов, создаваемых давлением газов в цилиндрах (“газовые” гармоники), инерционными силами элементов шатунно-кривошипных механизмов двигателя (“инерционные” гармоники) и гармоническими компонентами момента внешней нагрузки на двигателе.

Роль и значение каждого из этих гармонических моментов в возникновении и развитии жёстких и упругих колебаний вала различны и зависят от целого ряда обстоятельств. Детальный анализ этого вопроса в общем виде, для много массовой крутильной системы, представляет интерес и значительные затруднения и связан с громоздкими выкладками.

Рассмотрим только простейший случай моногармонического возбуждения, применительно к системам с небольшим числом масс.

В двигательной установке с очень жёстким (в пределе – абсолютно жёстким на скручивание) валом возможно развитие жёстких колебаний этого вала и, соответственно, появление жёсткой равномерности его вращения (коэффициент неравномерности крутящего момента). Вал вместе со всеми, укреплёнными на нём массами, колеблется как одно жёсткое целое.

Такие жесткие колебания возникнут при действии на жесткий (на скручивание) вал какого-либо внешнего гармонического возбуждающего момента. Эти колебания будут существовать, несмотря на отсутствие в рассматриваемой системе ка каких-либо упругих элементов.

Имеем много массовую крутильную систему двигатель-маховик. На массы двигателя действуют внешние гармонические возбуждающие моменты какого-либо одного определённого порядка h . Кроме того, на массы двигателя действуют демпфирующие моменты, пропорциональные мгновенной угловой скорости колебательного движения соответствующей массы.

При очень большой жесткости вала установки ($C=\infty$) все массы валопровода коленчатого вала могут быть заменены одной сосредоточенной суммарной массой с моментом инерции $\sum J$, а все демпфирование в системе, которое предполагается имеющим характер вязкого трения, учтено некоторым суммарным коэффициентом демпфирования k_c . Теперь суммарный демпфирующий момент в установке определится выражением:

$$M_d = -k_c \frac{d\varphi}{dt},$$

где φ - мгновенное угловое отклонение каждой из масс от того ее положения, которое она занимала бы сейчас в случае, если бы вал моторной установки вращался совершенно равномерно с постоянным коэффициентом неравномерности крутящего момента.