

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДВС

В.С. Попович, А.А. Жердев

В статье приводится разработанная и апробированная методика определения оптимальных динамических параметров крутильной системы двигателя внутреннего сгорания на примере дизеля 4Ч 13/14.

Ключевые слова: оптимальные параметры, математическая модель.

Сокращение сроков разработки новых конструкций двигателей, повышение качества и снижение их металлоёмкости возможно только при оптимизации конструктивных параметров математическим моделированием динамических процессов и их напряженно-деформированного состояния (НДС).

Одним из основных факторов динамических процессов, наиболее существенно влияющих на функциональные и прочностные характеристики крутильной силовой установки с ДВС – являются резонансные колебания [1]. Резонансные характеристики силовой установки определяются параметрами возмущающих сил и собственными колебательными свойствами ее крутильной системы. Резонансные процессы определяются при совпадении частот свободных и вынужденных колебаний.

Резонансные процессы в упругих системах двигателей при крутильных колебаниях проявляются при совпадении частот свободных и вынужденных колебаний $\omega_C = \omega_B$.

Моменты инерции масс элементов действительного вала, жесткости участков определяют равноценная в динамическом отношении приведенную эквивалентную крутильную колеблющуюся систему. Для двигателя 4Ч 13/14 эта схема приведена на рисунке 1.

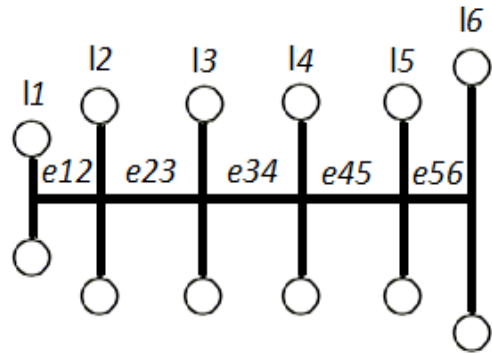


Рисунок 1 – Эквивалентная крутильная схема двигателя 4Ч 13/14

$$\begin{cases} M_{12} = M_{01} - I_1 \cdot a_1 \cdot \omega^2; & a_2 = a_1 + \frac{M_{12}}{c_{12}}; \\ M_{23} = M_{12} - I_2 \cdot a_2 \cdot \omega^2; & a_3 = a_2 + \frac{M_{23}}{c_{23}}; \\ M_{34} = M_{23} - I_3 \cdot a_3 \cdot \omega^2; & a_4 = a_3 + \frac{M_{34}}{c_{34}}; \\ M_{45} = M_{34} - I_4 \cdot a_4 \cdot \omega^2; & a_5 = a_4 + \frac{M_{45}}{c_{45}}; \\ M_{56} = M_{45} - I_5 \cdot a_5 \cdot \omega^2; & a_6 = a_5 + \frac{M_{56}}{c_{56}}; \\ M_{60} = M_{56} - I_6 \cdot a_6 \cdot \omega^2 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

При собственных колебаниях $M_{60}=0$. Приравняв в последнем равенстве упругий момент за последней массой нулю, получаем частотное уравнение для 6-массовой системы:

$$I_6 \cdot \omega^2 - \frac{1}{\frac{1}{c_{56}} - \frac{1}{I_5 \cdot \omega^2 - \frac{1}{\frac{1}{c_{45}} - \frac{1}{I_4 \cdot \omega^2 - \frac{1}{\frac{1}{c_{34}} - \frac{1}{I_3 \cdot \omega^2 - \frac{1}{\frac{1}{c_{23}} - \frac{1}{I_2 \cdot \omega^2 - \frac{1}{\frac{1}{c_{12}} - \frac{1}{I_1 \cdot \omega^2}}}}}}}}}}}}}} = 0. \quad (2)$$

Частоты свободных колебаний ω_C определяются из решения системы уравнений

свободных колебаний, а вынужденные ω_B из гармонического анализа возмущающих кру-

тящих моментов. Так как $\omega_B = k \cdot \omega$, условие резонанса $\omega_c = k \cdot \omega$ или $\omega_c = k \frac{\pi n}{30}$, то резонансная частота вращения коленчатого вала $n_{рез} = \frac{30\omega_c}{\pi k}$.

В действительности элементы колена вала деформируются сложным образом, и в них одновременно возникают как нормальные, так и касательные напряжения, изме-

няющиеся во времени в зависимости от условий эксплуатации силовой установки.

Определяем дополнительные напряжения в коленчатом валу при расчете на прочность коленчатых валов по неразрезной схеме. Все расчеты проводились при помощи пакета MathCAD. Структурная схема оптимизация конструктивных параметров коленчатого вала приведена на рисунке 2.

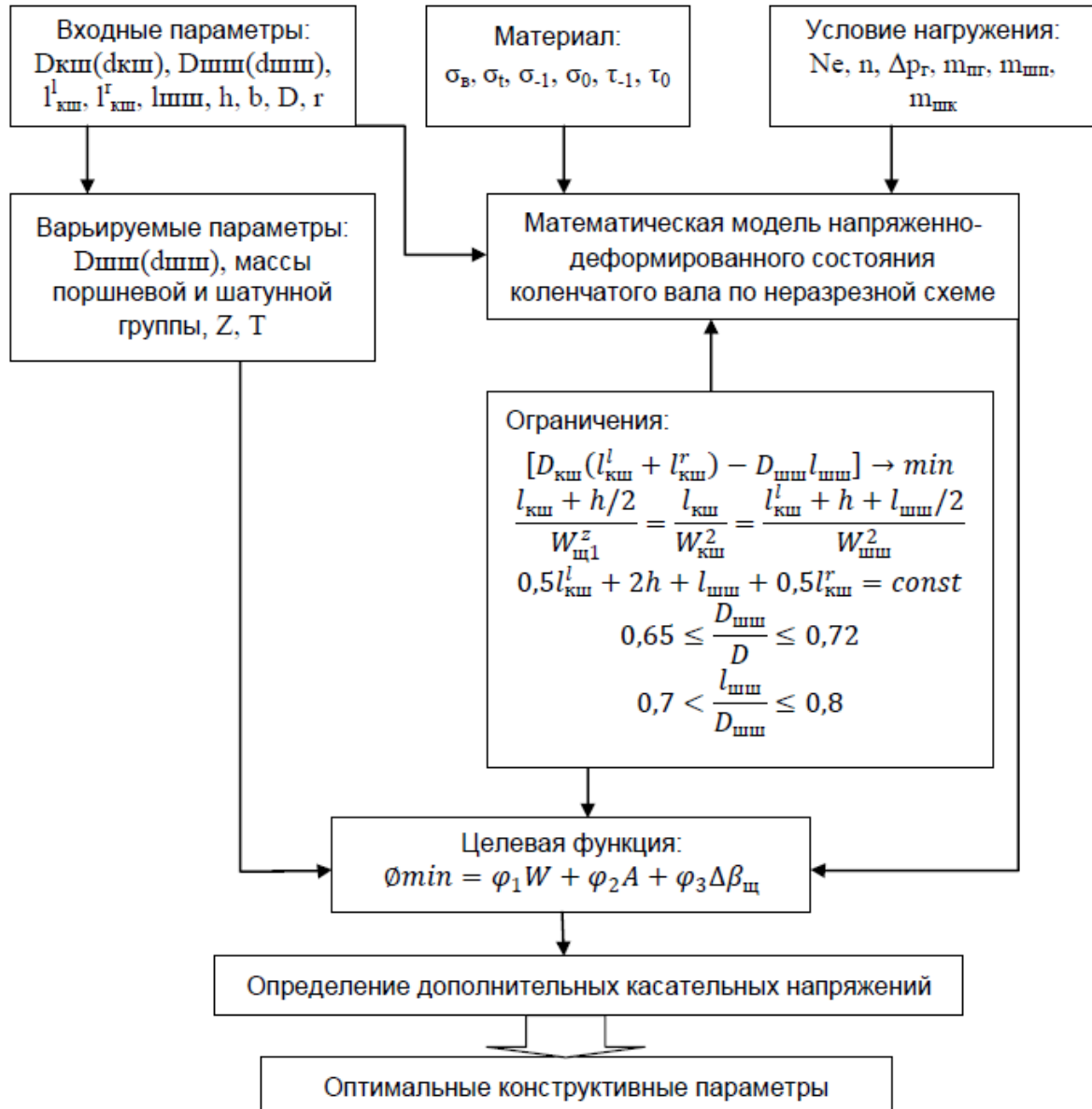


Рисунок 2 – Структурная схема оптимизации выбора конструктивных параметров коленчатого вала

Напряженно-деформированное состояние деталей оптимального выбора конструктивных параметров определяется вектором n -мерного параметрического пространства вида:

$$\Omega_{II} = (II_i), \quad (3)$$

где II_i – вектор конструктивных параметров коленчатого вала. Этот вектор представля-

ет собой: $\Pi \left[D_{кш} (d_{кш}), D_{шш} (d_{шш}), l_i \cdot (l_{кш}^l, l_{кш}^r, l_{шш}^l, l_{шш}^r, h, b) \right]$ – конструктивные геометрические параметры элементов коленчатого вала.

Численные значения конструктивных параметров деталей узла определяются с учетом границ предельных их значений.

Выделение основополагающего набора варьируемых переменных, определение целевой функции, описание требуемых качеств решения являются основными этапами математической формализации прикладной оптимизационной задачи выбора конструктивных параметров на основании критериев НДС.

Оптимизационный метод, основанный на системном анализе, включает: выделение оптимизируемой системы (объекта), формирование целевой функции, системы ограничений, выбор метода оптимизационных процедур и направление поиска (минимизация или максимизация).

Разнообразные по содержанию задачи определяются общей математической формулировкой процесса оптимизации:

$$\phi(\Pi) \rightarrow \min, \quad \Pi \in \Omega_{\Pi} \quad (4)$$

Оптимальное решение записывается как:

$$\Pi^* = \min(\max) \phi(\Pi) \quad \Pi \in \Omega_{\Pi} \quad (5)$$

удовлетворяющее системе ограничений – равенств вида:

$$h_j(\Pi) = 0, \quad j = \overline{1, m}, \quad (6)$$

и ограничений – неравенств вида:

$$g_j(\Pi) \geq 0, \quad j = \overline{1, n}, \quad (7)$$

$$\Pi_{i-1} \leq \Pi_i \leq \Pi_{i+1}.$$

Оптимизация процесса выбора параметров или сравнения альтернативных решений проводится на основании целевой функции (критерия оптимальности), которая определена в пределах какой-то области конструктивных параметров Ω_{Π} и выражает основные требования к конструкции объекта.

На рисунке 3 приведена структурная схема выбора оптимальных конструктивных параметров.

Для поиска оптимального решения применялись метод Хука-Дживса, определяющий поиск путем последовательного изменения параметров $D_{кш}$, $D_{шш}$ и h вокруг базисной точки и метод покоординатного спуска Гаусса-Зейделя. Последовательный выбор значений конструктивных параметров $D_{кш}$, $D_{шш}$ в интервалах их изменения проводился методом золотого сечения. При увеличении числа переменных варьируемых параметров использовался симплекс-

ный метод поиска – модифицированный метод деформируемого многогранника Нелдера-Мида.

Эффективность оптимального выбора целевой функции существенно зависит от топологии функции и ее взаимодействие с границами расчетной области (поверхности ограничений). В качестве входной точки выбора оптимальных конструктивных параметров использовалось произвольное значение параметров в рамках принятых ограничений. На первом этапе эта точка выводится в допустимую область. Это обеспечивается посредством случайного поиска по одной переменной. Для ускорения сходимости поиска для различных параметров вводятся соответствующие масштабные коэффициенты. В тех случаях, когда какой-либо из параметров выходит за установленные для него пределы, его значение полагается равным ближайшему предельному значению. Для непрерывного отыскания новых точек с улучшенным качеством используется поиск градиента. После того, как эти точки получены, проводится проверка удовлетворения рабочим (или функциональным) ограничениям. В случае нарушения ограничения точки посредством случайного поиска по одной переменной приводятся в расчетную область. Этот метод использовался до прекращения поиска с целью проверки единственности оптимального расчета и для избегания седловых точек.

Динамический синтез крутильной системы машинных агрегатов с ДВС определяется в первую очередь выбором структурой системы и параметрами составляющих звеньев этой системы при известных характеристиках возмущения относительно критериев динамического качества. Особенность динамического синтеза в этом случае состоит в том, что обычно он выполняется в условиях, когда структура силовой цепи крутильной системы, динамические параметры основных механических узлов и звеньев этой системы определены в результате функциональных характеристик машинного агрегата в соответствии с его целевым назначением. В этих условиях ограничений выбор предпочтительных структурных вариантов силовой цепи крутильной системы из числа сопоставимых вариантов, равноценных по функциональным характеристикам и корректирующим устройствам целенаправленного воздействия на динамические характеристики машинного агрегата.

Определяющим фактором задачи динамического синтеза машинных агрегатов различного назначения заключается в определении структуры и параметров, используемых для целенаправленной корректировки динамических характеристик исследуемой системы в соответствии с принятыми критериями качества.

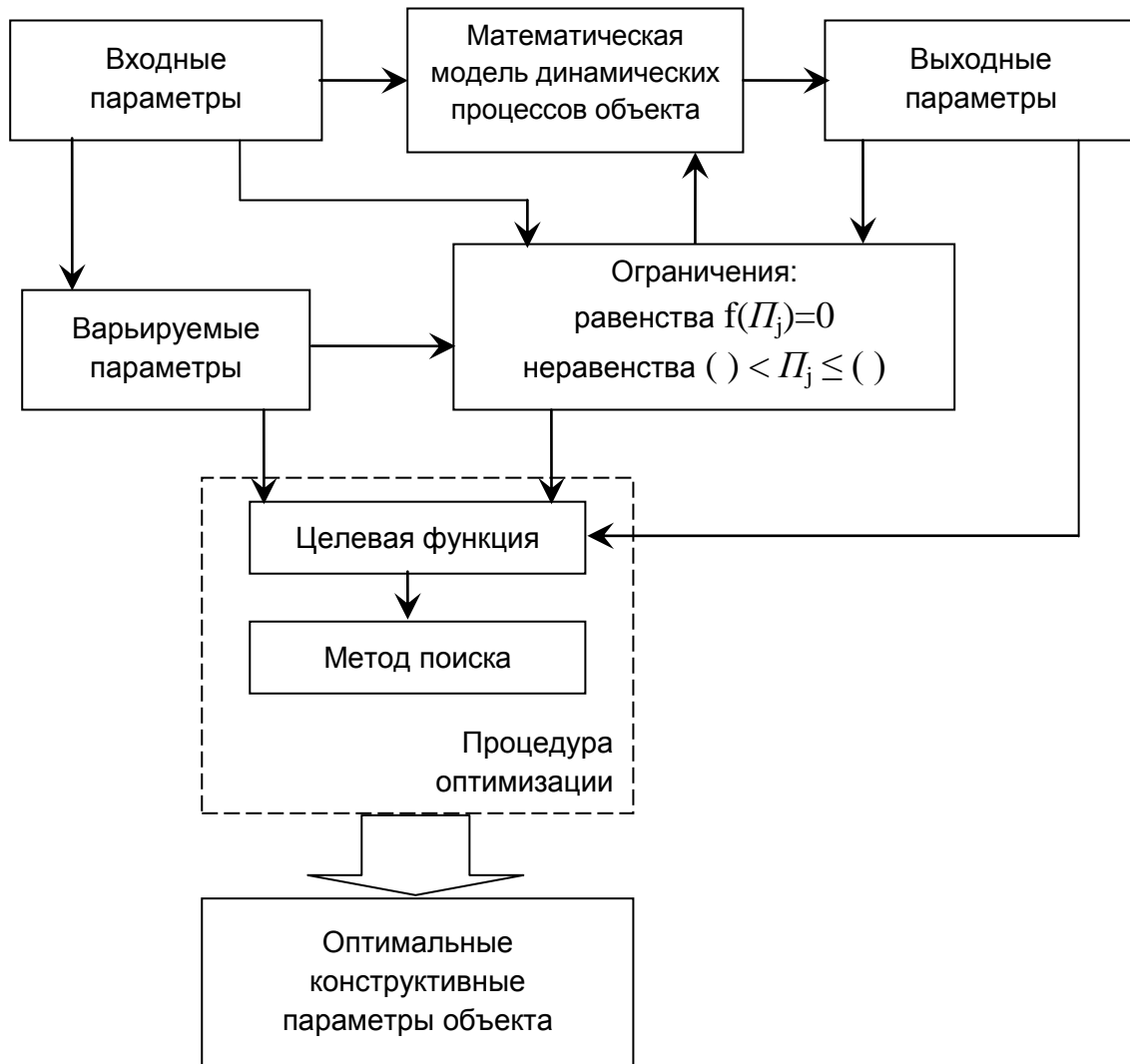


Рисунок 3 – Структурная схема выбора оптимальных конструктивных параметров

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попович, В. С. Экспериментальные методы исследования напряженного и деформированного состояния деталей машин: учебное пособие / В. С. Попович. – 2-е изд., перераб. и доп. – Барнаул : Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова, 2009. – 108 с.

Попович В.С. – д.т.н., проф., профессор кафедры «Механика и инноватика» Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова, e-mail: vspopovich@yandex.ru, тел. (83852) 367608.

Жердев А.А. – аспирант кафедры «Механика и инноватика» Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова, тел. (83852) 367608, e-mail: zherdev.Andrej.86@mail.ru.