

Величина статической деформации определялась экспериментально для образцов стоек, идентичных по размерам и материалу примененным в конструкции кузова. Один конец горизонтально расположенной стойки жестко закреплялся. К свободному концу подвешивались грузы разной массы и замерялись деформация данного сечения.

В соответствии Правилами № 66 для подтверждения прочности конструкции кузова должны выполняться следующие условия

- 1)
$$\sum_{i=1}^m E_i > E^*$$
- 2)
$$\sum_{i=1}^n E_{in} \geq 0,4 \cdot E^*$$
- 3)
$$\sum_{i=1}^p E_{ip} \geq 0,4 \cdot E^*$$
- 4)
$$L_F \geq 0,4L_n$$
- 5)
$$L_R \geq 0,4L_p$$

где m – общее число стоек кузова; n – число стоек перед ц.м. автобуса; E_{in} — энергия, которая может быть поглощена i -й стойкой перед ц.м.; p — число стоек позади ц.м. автобуса; E_{ip} — энергия которая может быть поглощена i -й стойкой позади ц.м.; L_F — среднее расстояние между стойками, расположенными перед ц.м.; L_n — расстояние от ц.м. до передней стенки кузова; L_R — среднее расстояние между стойками, расположенными позади ц.м.; L_p — расстояние от ц.м. до задней стенки кузова. Расстояния L_F и L_R рассчитываются в соответствии с Правилами №66.

Оценка верхней части конструкции на прочность в соответствии с методикой Правил № 66, выполнена с помощью разработанной компьютерной программы. Расчеты позволили дать рекомендации производителю по обеспечению необходимой прочности кузова.

УДК 629.33.02-027.43(075.8)

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ САУ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ

Руктешель О.С.

Белорусский национальный технический университет

Решение задачи организации процесса переключения передач сводится к синтезу алгоритмов переключения. Задача синтеза алгоритма переключения передач решается путём его оптимизации. Оптимизация — это

управляемый процесс, позволяющий найти наилучший вариант системы в отношении заданного свойства. Управление при оптимизации реализуется в виде изменения элементов структуры или параметров системы.

Структуры алгоритма переключения различают по принципу организации алгоритма, количеству операций управления, последовательности их выполнения, по условиям перехода между операциями, количеству и виду узлов САПП, реализующих данные операции.

По принципу организации алгоритмы переключения классифицируют на алгоритмы индивидуальной и центральной синхронизации, а также комбинированные, сочетающие в себе свойства обоих указанных принципов.

Под операциями управления понимаются управляющие воздействия, направленные на включение-выключение вышеперечисленных узлов, синхронизацию угловых скоростей или ускорений их элементов и реализация данных воздействий.

К параметрам алгоритма переключения передач относят интервалы смещения во времени сигналов управляющего блока САПП, определяющих начало параллельно выполняемых операций (например, управление двигателем и сцеплением; двигателем, моторным тормозом и коробкой передач и т.п.); время, темп включения (выключения) и характер нарастания (падения) нажимного усилия в силовых цилиндрах исполнительных механизмов, а также значения относительных угловых скоростей и ускорений элементов коробки передач или сцепления, синхронизируемых в процессе переключения передач. Достижение последних является сигналом к выполнению последующих операций.

В силу того, что алгоритм процесса переключения передач оказывает влияние на нагруженность узлов силового агрегата, динамику и плавность хода автомобиля, задачи структурной и параметрической оптимизации алгоритмов переключения являются многокритериальными.

Для количественной оценки эффективности выбора варианта структуры и параметров алгоритмов переключения передач выбираем время разрыва потока мощности при переключении t_p , удельные мощность N_{y0} и работу буксования L_{y0} сцепления или (и) синхронизатора, коэффициент динамических нагрузок $K_{дин}$ и максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля по времени \ddot{v}_a .

Выбранные критерии эффективности оценивают влияние организации процесса переключения передач на основные эксплуатационные и нагрузочные показатели автомобиля. Так, время разрыва потока мощности оказывает влияние на среднюю скорость движения и, следовательно, динамику и производительность автомобиля; удельные мощность и работа буксования сцепления или синхронизатора характеризуют соответственно нагрев и износ их поверхностей трения; коэффициент динамических

нагрузок — нагруженность трансмиссии в процессе переключения передач; максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля — плавность процесса переключения, комфортабельность водителя и пассажиров, сохранность перевозимого груза, плавность движения автомобиля в целом.

Обозначим множество возможных принципов организации алгоритма переключения передач через P . Каждому принципу организации алгоритма p соответствует некоторое множество возможных операций управления $K(p)$ из которого при проектировании алгоритма надо выбрать упорядоченное подмножество $K \in K(p)$, необходимое и достаточное для реализации алгоритма по выбранному принципу p . Через M обозначим множество узлов САПП, реализующих операции управления, а через A — распределение операций управления по узлам САПП, т.е. отображение $K(p)$ на M . Оптимальное отображение должно обеспечивать экстремум критериев эффективности, вернее компромиссное решение, при выполнении критерийных ограничений.

В общем случае задача синтеза оптимальной структуры алгоритма переключения передач состоит в определении:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi \{ k \in K(p), A[m \in M] \} \rightarrow \text{extr}; \\ p \in P; \\ k \in K(p); \\ m \in M; \end{array} \right.$$

Для построения булевой матрицы допустимого множества структур алгоритмов переключения передач вводим переменную X_{ijm} :

- 1, если i -ая операция осуществляется по n -му принципу
 $X_{ijm} =$ при выполнении j -го условия перехода с помощью
 m -го узла системы;
 0 — в противном случае.

Каждый вариант структуры алгоритма переключения передач должен включать в себя лишь один способ распределения операций по узлам системы и один принцип организации алгоритма переключения. Это учитывается следующим ограничением:

$$\sum_{\{i, n, j, m\}} X_{i, n, j, m} = 1 \quad \forall i = \overline{1, i_n}.$$

В качестве нижней границы данных критериев принимаем нулевые значения, а в качестве верхней — допустимые значения по условию обеспечения требуемой долговечности соответствующих узлов автомобиля. По-

следние задаются, базируясь на результатах экспериментальных исследований или сведениях, почерпнутых из литературных источников.

Решение данной задачи сводится к нахождению такой альтернативы из множества допустимых, которая может не являться оптимальной ни для одной из целевых функций, но оказывается приемлемой для всего множества целевых функций $\varphi_i(x)$, где $i = \overline{1, u}$. Под приемлемостью будем понимать существование на множестве \bar{X} такой альтернативы, при которой величина отклонений от оптимальных значений по каждой целевой функции $\Delta\varphi_i(x) = \varphi_i(x) - \varphi_i^* \forall i \in U$ достигает наименьшего значения (здесь через φ_i^* обозначено оптимальное значение i -ой целевой функции на множестве допустимых альтернатив). Поскольку наименьшее значение величин $\Delta\varphi_i(x)$ не достигается одновременно на одной альтернативе, то возникает необходимость сравнивать эти величины между собой, что связано с привлечением в ситуацию принятия дополнительной информации от экспертов.

Так как целевые функции множества U имеют различную размерность, то необходимо условиться, какие количественные характеристики каждой из них $\varphi_i(x)$ можно сравнивать друг с другом. Для этого каждой целевой функции множества U сопоставим некоторое преобразование $\eta_i[\varphi_i(x)]$, приводящее $\varphi_i(x)$ к безразмерному виду. Эти преобразования должны удовлетворять следующим требованиям:

- учитывать необходимость минимизации величины отклонений от оптимальных значений по каждой целевой функции;
- иметь общее начало и один порядок изменения значений на всем множестве допустимых альтернатив;
- сохранять отношение предпочтения на множестве альтернатив, сравниваемых по множеству целевых функций (критериев эффективности) и тем самым не изменять множества эффективных альтернатив.

Последнее требование означает, что преобразование $\eta_i[\varphi_i(x)] \forall i \in U$ должно быть монотонным.

В качестве такого нормирующего и масштабирующего преобразования рекомендуется использовать функцию вида:

$$\eta_i[\varphi_i(x)] = [\varphi_i(x) - \varphi_i^*] / (\varphi_i^{max} - \varphi_i^*) \forall i \in U,$$

где φ_i^{max} – наибольшие значения минимизируемых целевых функций, достигаемые ими на множестве допустимых альтернатив (критериальные ограничения).

Преобразование $\eta_i(x) \forall i \in U$ однозначно определяет расположение множества допустимых альтернатив в пространстве $H \subset R^U$ значений функций $\eta_i(x) = \eta_i[\varphi_i(x)]$.

Пусть выбрано множество функций $H = \{\eta_i(x)\} (i \in U)$, каждая из которых минимизируется, $0 < \eta_i(x) < 1$ и задано предпочтение на множестве целевых функций U . Тогда единственную компромиссную альтерна-

тиву можно получить, оптимизируя интегральный критерий эффективности. В качестве такого критерия предлагается выбрать критерий вида

$$\Phi^A = \sum_{i=1}^U \rho_i \eta_i(x),$$

где ρ_i — i -й элемент вектора весовых коэффициентов. Вектор весовых коэффициентов $\rho \in P^+$ будем интерпретировать как предпочтение целевых функций множества U друг перед другом, выраженное в количественной шкале.

Анализ результатов оптимизации параметров алгоритмов переключения показал, что последние должны быть адаптивными, то есть изменяющимися в зависимости от эксплуатационного состояния и степени износа двигателя, условий эксплуатации и весового состояния автомобиля. Причем адаптация должна осуществляться автоматически. Для этого такие параметры АПП, как ω_{231}^3 и ω_{232}^3 должны быть не жестко заданными константами, а представлять собой функции $\omega_{23i}^3 = f(\dot{\omega}_1, \dot{\omega}_3, u_{кп}, t_{кп}^{БК})$, где i — количество условий перехода между операциями, при выполнении которых анализируется относительная угловая скорость синхронизируемых масс КП: $\dot{\omega}_1, \dot{\omega}_3$ — угловые ускорения инерционных масс двигателя и выходного вала КП; $u_{кп}$ — передаточное число КП на включаемой передаче; $t_{кп}^{БК}$ — время от подачи сигнала на исполнительный механизм КП до его полного срабатывания. Значения указанных функций должны рассчитываться в ходе выполнения процесса переключения передач.

В отличие от констант обозначим рассчитываемые относительные угловые скорости синхронизируемых масс КП, при которых следует подавать сигнал на включение смежной высшей или низшей передачи, соответственно через ω_p^B и ω_p^H . Значения функции ω_p^H определим из выражения

$$\omega_p^B = (\dot{\omega}_1 - \dot{\omega}_3 \cdot u_{кп}) \cdot t_{кп}^{БК},$$

где $\dot{\omega}'_1, \dot{\omega}'_3$ и $\dot{\omega}''_1, \dot{\omega}''_3$ — угловые скорости коленчатого вала двигателя и выходного вала КП, соответствующие моментам времени t_1 и t_2 ;

$$\dot{\omega}_1 = (\omega'_1 - \omega''_1)/\Delta t;$$

$$\dot{\omega}_3 = (\omega'_3 - \omega''_3)/\Delta t;$$

Δt — время опроса датчиков САПП;

$$\Delta t = t_2 - t_1.$$

Значение функции ω_p^B определим из выражения

$$\omega_p^H = (\dot{\omega}_1 + \dot{\omega}_3 \cdot u_{кп}) \cdot t_{кп}^{БК},$$

где $\dot{\omega}_1 = (\omega''_1 - \omega'_1)/\Delta t$.