

Если не рассматривать перечисленные исключения, то оказывается, что главные координаты свободных колебаний силового агрегата, определяемые равенством (75), также представляют собой линейные комбинации вращений и поступательных перемещений. Главные координаты соответствуют достаточно сложным геометрическим понятиям — кинематическим винтам [17], что в известной степени затрудняет их использование при исследовании колебаний силового агрегата. Сложная природа главных координат означает также, что обычными возмущающими воздействиями (т. е. одной силой или одним моментом силы) невозможно возбудить колебания только по одной главной координате. Указанные выше простые возмущения приведут, в общем случае, к одновременному отклонению всех главных координат от их нулевого значения, соответствующего положению статического равновесия силового агрегата. Следовательно, силовой агрегат будет совершать связанные (точнее — шестисвязные) колебания, при которых возмущение, действующее в одном направлении, вызывает колебания вдоль и вокруг всех осей любой декартовой системы координат, используемой для определения положения силового агрегата.

Из теории колебаний следует, что чем выше связность колебаний, тем шире, при прочих равных условиях, спектр собственных частот, т. е. тем больше разница между высшей и низшей частотами свободных колебаний [57]. Расширение спектра усложняет задачу виброизоляции силового агрегата (см. гл. V), поэтому желательно выявить практические возможности уменьшения связности свободных колебаний силового агрегата автомобиля, которые могут быть реализованы при конструировании его подвески.

9. УМЕНЬШЕНИЕ СВЯЗНОСТИ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ СИЛОВОГО АГРЕГАТА

Применяющиеся в настоящее время способы уменьшения связности свободных колебаний силового агрегата заключаются в разделении движений, направленных вдоль и вокруг осей x , y , z подвижной системы координат, т. е. в устранении связи между колебаниями относительно обобщенных координат q_i силового агрегата. Полное разделение свободных колебаний произойдет в том случае, если при не равных значениях i и j все $a_{ij} = 0$, т. е., если матрица A коэффициентов жесткости — диагональная. Во многих случаях это условие у силовых агрегатов автомобилей выполнить трудно, поэтому приходится ограничиваться только частичным разделением колебаний.

Все существующие способы разделения колебаний основаны на таком выборе расположения опор силового агрегата (иногда и жесткости опор), при котором возможно большее число внедиагональных элементов матрицы A оказывается равным нулю.