

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ СТАЦИОНАРНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

А.Ф. Вербилов, В.В. Ковалев, А.Л. Новоселов

Работа стационарных силовых установок и агрегатов (дизельгенераторные установки, компрессоры, насосные установки) связана с колебательными процессами с различными частотными и амплитудными показателями. Это предопределяет высокий уровень динамических напряжений, возникающих в элементах конструкции, что существенно на их прочность, надежность и долговечность. Кроме того, высокий уровень вибраций и шумов оказывает вредное воздействие на организм обслуживающего персонала.

Большое влияние на уровень колебаний оказывает тип амортизационного крепления силовой установки, число и расположение амортизаторов, их упругие и вязкостные характеристики. В связи с этим, возникает необходимость в эффективных инструментальных средствах, позволяющих не только точно смоделировать динамические процессы и провести их анализ, но также определить оптимальное количество амортизаторов, их расположение и оптимальные жесткостные параметры.

Крепление силовой установки к основанию конструктивно может быть реализовано двумя способами: непосредственное крепление через резиновые амортизаторы (однокаскадная амортизация) и крепление через жесткую раму (двухкаскадная амортизация). Во втором случае имеются упругие связи между силовой установкой и рамой и между рамой и основанием.

В данной работе поставлена цель разработать методику определения рациональных жесткостных параметров амортизаторов и расположения точек их крепления с целью снижения амплитуды динамических перемещений силовой установки.

При проектировании конструкций амортизационного крепления одним из наиболее важных этапов является моделирование и анализ динамического поведения силовой установки как пространственной системы с упругими связями.

Принимаются следующие допущения:

– агрегаты, входящие в состав силовой установки, имеют жесткую связь между собой и моделируются на расчетной схеме единой массой;

– резинометаллические амортизаторы работают в области малых упругих деформаций, жесткостная характеристика линейна;

– при внешней нагрузке, определяемой неуравновешенностью подвижных деталей силовой установки, демпфирование резинометаллических амортизаторов незначительно.

Введем неподвижную глобальную систему координат $OXYZ$. Кроме того, введем локальную систему координат $O_1X_1Y_1Z_1$ для тела, моделирующего силовую установку (Рис.1). Точка O_1 совпадает с центром масс тела. Тело подвешено на упругих амортизаторах, имеющих коэффициенты жесткости K_{xi} , K_{yi} и K_{zi} . Число амортизаторов равно n . Положение тела в глобальной системе координат определяется координатами центра масс (x , y и z) и углами поворота локальной системы координат относительно глобальной (ϕ_x , ϕ_y и ϕ_z). Расположение амортизаторов характеризуется локальными координатами точек их крепления (X_a , Y_a и Z_a).

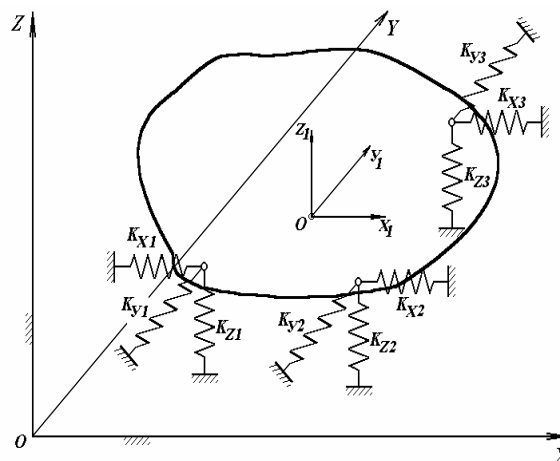


Рис. 1. Пространственная одномассовая система

Математическая модель, описывающая динамическое поведение приведенной выше пространственной задачи с упругими связями, представляет собой систему дифференциальных уравнений. Число уравнений равно $Ns = 6$, то есть числу степеней свободы для одного тела.

В матричном виде система дифференциальных уравнений имеет вид:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\}, \quad (1)$$

где $[M]$ - матрица масс,

$[K]$ - матрица жесткости,

$\{q\}$ - вектор координат,

$\{\ddot{q}\}$ - вектор ускорений,

$\{Q\}$ - вектор внешних сил.

Вектор координат формируется в виде:

$$\{q\} = [x_i, y_i, z_i, \phi_{xi}, \phi_{yi}, \phi_{zi}]^T. \quad (2)$$

Вектор внешних сил $\{Q\}$ формируется за счет неуравновешенности вращающихся масс силовой установки.

Матрица масс:

$$[M] = \text{diag} [m, m, m, J_x, J_y, J_z], \quad (3)$$

где m – масса силовой установки;

J_x, J_y, J_z – моменты инерции.

Матрица жесткости $[K]$ является симметричной матрицей ($K_{ij} = K_{ji}$), ее формирование зависит от коэффициентов жесткости амортизаторов и их расположения в локальной системе координат [1]:

$$K_{11} = \sum_{i=1}^n k_{xi},$$

$$K_{15} = \sum_{i=1}^n (k_{xi} z_i),$$

$$K_{16} = - \sum_{i=1}^n (k_{xi} y_i),$$

$$K_{22} = \sum_{i=1}^n k_{yi},$$

$$K_{24} = - \sum_{i=1}^n (k_{yi} z_i),$$

$$K_{26} = \sum_{i=1}^n (k_{yi} x_i),$$

$$K_{33} = \sum_{i=1}^n k_{zi},$$

$$K_{34} = - \sum_{i=1}^n (k_{zi} y_i),$$

$$K_{35} = \sum_{i=1}^n (k_{zi} x_i),$$

$$K_{44} = \sum_{i=1}^n (k_{yi} z_i^2 + k_{zi} y_i^2),$$

$$K_{45} = - \sum_{i=1}^n (k_{zi} x_i y_i),$$

$$K_{46} = - \sum_{i=1}^n (k_{yi} x_i z_i),$$

$$K_{55} = \sum_{i=1}^n (k_{xi} z_i^2 + k_{zi} x_i^2),$$

$$K_{56} = - \sum_{i=1}^n (k_{xi} y_i z_i),$$

$$K_{66} = \sum_{i=1}^n (k_{xi} y_i^2 + k_{yi} x_i^2),$$

$$K_{12} = K_{13} = K_{14} = K_{23} = K_{25} = K_{36} = 0. \quad (4)$$

Для решения системы дифференциальных уравнений (1) в данной работе использован метод временных конечных элементов. Особенности реализации этого метода рассмотрены в работе [2].

Вариационная формулировка задачи, эквивалентная системе дифференциальных уравнений (1), базируется на основании принципа Гамильтона [3]:

$$\delta L = \delta \int_{t_1}^{t_2} \left(\frac{1}{2} \{\dot{q}\}^T [m] \{\dot{q}\} - \frac{1}{2} \{q\}^T [k] \{q\} + \{q\}^T [\omega] \{Q\} \right) dt = 0. \quad (5)$$

В приведенном выражении $[K]$, $[C]$ и $[\omega]$ - соответственно матрицы жесткости, демпфирования и внешних; $\{q\}$ – вектор обобщенных координат; $\{Q\}$ - вектор сил. Выполняя преобразования в соответствии с методом временных конечных элементов [3], получаем систему алгебраических уравнений, в результате решения которой на каждом шаге интегрирования получаем значения обобщенных перемещений.

Проверка работоспособности данного метода при решении подобных задач проводилась на трехмассовой системе с упругими и связями, для которой имеется точное аналитическое решение [4]. Сопоставление результатов расчета методом временных конечных элементов с точным решением приводится в работе [5].

Для решения задачи параметрической оптимизации примем следующую формулировку: выбрать оптимальные жесткостные характеристики амортизаторов силовой установки таким образом, чтобы максимальная амплитуда перемещений элементов установки в заданном диапазоне изменения частоты внешнего воздействия ($\omega_1 - \omega_2$) была минимальной при ограничении на варьируемые параметры:

$$x_i^l \leq x_i \leq x_i^u, \quad i = 1, 2, \dots, l, \quad (6)$$

где x_i - варьируемые параметры;

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ СТАЦИОНАРНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

x_i^l, x_i^u - нижние и верхние границы варьируемых параметров;

I - число варьируемых параметров.

В качестве варьируемых параметров для задачи параметрической оптимизации принимаются коэффициенты жесткости амортизаторов (K).

Введем обозначение для целевой функции $W(X_i) = \max U(X_i)$ - максимальная амплитуда колебаний центра масс силовой установки при заданных параметрах амортизационного крепления (коэффициенты жесткости амортизаторов и координаты их крепления). Задача оптимизации сводится к определению $\min W(X_i)$. Функция цели находится при решении системы дифференциальных уравнений (1).

Задача структурной оптимизации имеет несколько иную формулировку: выбрать рациональное размещение точек крепления амортизаторов с целью снижения максимальной амплитуды колебаний элементов силовой установки. В данном случае варьируемыми параметрами будут координаты точек крепления амортизаторов в локальной системе координат.

Большинство методов решения задач оптимизации предполагает применение различных аналогов градиентного метода или метода последовательных приближений. Специфика рассматриваемой в настоящей работе задачи заключается в том, что функция цели задается не аналитически, а в виде алгоритма на базе метода временных конечных элементов. Поэтому предпочтительнее использование методов прямого поиска.

В настоящей работе применен комплексный метод Бокса, являющийся модификацией симплексного метода Недлера-Мида и позволяющий учитывать ограничения на варьируемые параметры [6]. Возможность применения этого метода для решения оптимизационных задач при проектировании динамических многомассовых систем рассмотрены в работах [5, 7].

Для проверки изложенной выше методики рассмотрена задача расчета оптимальных параметров однокаскадной амортизации дизельгенераторной установки (ДГУ). Разработан программный комплекс OPTIMA, позволяющий проводить оптимизационные расчеты коэффициентов вертикальной жесткости амортизаторов (K_z), а также координат точек крепления X_a и Z_a . В расчетном примере конструкция ДГУ имела следующие параметры: масса ДГУ $m = 2150$ кг, моменты инерции ДГУ $J_x = 335,199$ кг*м², $J_y = 1280,303$ кг*м² и

$J_z = 1098,61$ кг*м². Сначала был выполнен расчет оптимальных жесткостных параметров амортизаторов (параметрическая оптимизация), для которого потребовалось 45 итерации (рис. 2). После этого проведен Расчет оптимального расположения амортизаторов (структурная оптимизация - 35 итераций).

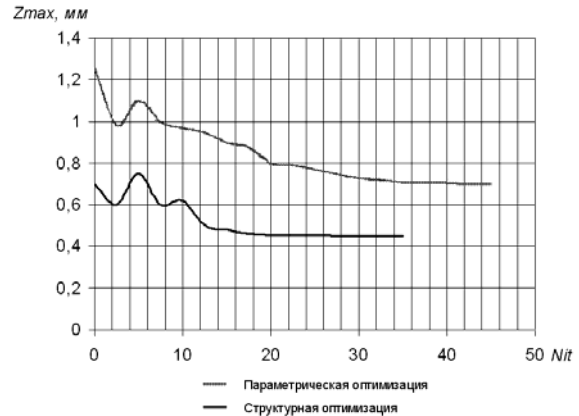


Рис. 2. Графики оптимизационных процессов

В таблицах 1, 2 и 3 приведены исходные значения, нижние и верхние ограничения варьируемых параметров, а также расчетные оптимальные значения. На рис.3 приводится схема размещения амортизаторов для исходной и оптимальной конструкций подвески ДГУ. На рис. 4 приводятся амплитудно-частотные характеристики ДГУ с исходными и оптимальными параметрами амортизационного крепления.

Таблица 1
Коэффициенты вертикальной жесткости амортизаторов K , кН/м

№	Исходное значение	Нижнее ограничение	Верхнее ограничение	Оптимальное значение
1,2	2800	1960	3640	1966
3,4	2800	1960	3640	1993
5,6	2800	1960	3640	3170
7,8	2800	1960	3640	2351

Таблица 2
Координаты точек крепления амортизаторов X_a , мм

№	Исходное значение	Нижнее ограничение	Верхнее ограничение	Оптимальное значение
1,2	-1350	-945	-1755	-950
3,4	-650	-245	-1055	-820
5,6	0	-405	405	140
7,8	850	445	1255	845

Таблица 3
Координаты точек крепления амортизаторов $Z_a, \text{мм}$

№	Исходное значение	Нижнее ограничение	Верхнее ограничение	Оптимальное значение
1,2	-700	-900	-400	-560
3,4	-700	-900	-400	-565
5,6	-700	-900	-400	-688
7,8	-700	-900	-400	-600

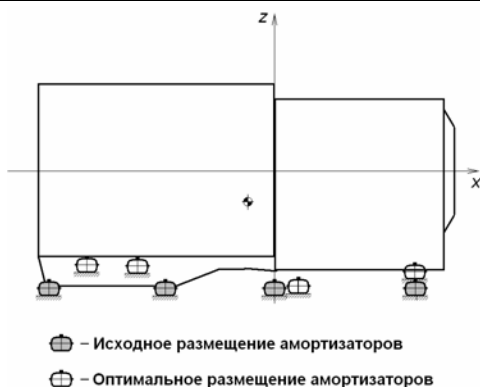
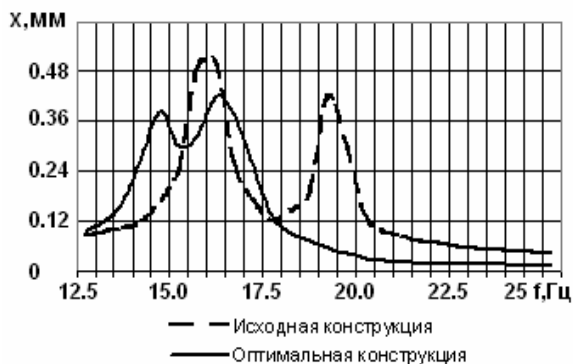


Рис. 3. Схема размещения амортизаторов исходной и оптимальной конструкций



а)



б)

Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики исходной и оптимальной конструкций: а) горизонтальные перемещения; б) вертикальные перемещения

Сравнительный анализ исходной и оптимальной конструкций позволяет сделать следующие выводы:

- исходную конструкцию амортизационного крепления нельзя считать удачной, так как имеются явно выраженные резонансные режимы в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала (для данной конструкции ДГУ –16,7-26,7 Гц или 1000-1600 об/мин);
- амортизационное крепление оптимальной конструкции обеспечивает снижение уровня динамических перемещений ДГУ;
- резонансные режимы у ДГУ с оптимизированной конструкцией амортизационного крепления находятся вне рабочего диапазона частот вращения.

В заключении можно отметить следующее: предложенная методика и разработанный на ее основе алгоритм позволяют производить оптимизационные расчеты амортизационного крепления стационарных силовых установок с целью снижения уровня динамических перемещений. Приведенный алгоритм и разработанный на его основе программный комплекс можно адаптировать к решению задач проектирования многокаскадных систем амортизации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ганиев Р.Ф., Кононенко В.О. Колебания твердых тел. – М.: Наука, 1976.
2. Hovard G.F., Penny J.E. The Accuracy and Stability of Time Domain Finite Element Solution // Journal of Sound and Vibration. - 1978. – v.4. – no. 61. – p. 585-595.
3. Argyris J.H., Scharpf D.W. Finite Elements in Time and Space // Nuclear Ingeneering and Design. – Amsterdam: North-Holland Puplicing Company, 1969. - № 10, p. 456 – 464.
4. Akin J.E. Application and Implementation of Finite Element Methods // - N. – Y.: Academic Press, 1982, - 373p.
5. Дружинин В.А., Вербилов А.Ф. Оптимизация параметров гусеничного обвода с резинометаллическими шарнирами // Прочность и устойчивость инженерных конструкций: Межвуз. сб. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 1991.
6. Банди Б. Методы оптимизации. - М.: Радио и связь, 1991.
7. Дружинин В.А., Вербилов А.Ф. Оптимальное проектирование параметров подвески транспортных средств // Транспорт в современных условиях: Сб. статей науч.-техн. конф. – Красноярск: Изд-во КГТУ, 1994. – с. 103 – 108.