

## К ВОПРОСУ ОБ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕТОДИКЕ ПОДБОРА, ПРИБОРНЫХ АМОТИЗАТОРОВ

При любом процессе измерений в большей или меньшей степени возникают погрешности, которые делятся на систематические и случайные. К систематическим относятся погрешности, которых в принципе можно избежать, например, с помощью градуировки или посредством какого-либо способа компенсации. Случайные погрешности возникают вследствие наложения явлений, не связанных с процессом измерения, например, теплового движения электронов, дробового эффекта в электронных лампах, помех за счет флюктуаций интенсивности принимаемых сигналов и т. д.

Информационно-измерительные устройства, применяемые в радиотелеметрии и системах радиоуправления, подвергаясь воздействию температурных изменений, ускорений и т. д., при работе испытывают влияние неблагоприятных внешних условий.

Для этого вида информационно-измерительных устройств характерно наличие погрешностей двух групп: одна из них включает погрешности за счет влияния окружающих условий, а другая — погрешности, присущие самому оборудованию, как, например, шум в радиолинии, перекрестные искажения в многоканальных системах, шумы квантования, искажения из-за запаздывающих эхо-сигналов, дрейф нуля, изменение коэффициентов усиления и т. д. При испытании самолетов и ракет с погрешностями, возникающими под влиянием окружающих условий, во многих случаях так же трудно бороться, как и с погрешностями, присутствующими самому оборудованию. В обеих указанных группах имеют место погрешности систематические и случайные.

Многие погрешности, обусловленные влиянием изменения температуры, влажности, давления, ускорений, являются, строго говоря, систематическими и в принципе могут быть отградуированы или скомпенсированы.

Практически во многих случаях это неосуществимо, а если учесть, что влияние окружающих условий всегда приводит к появлению случайных погрешностей, которые не могут быть умень-

шены или устранены схемотехническими путями, то приходится искать другие решения.

Одним из решений является применение ряда таких мер конструктивного характера, как герметизация, применение влагопоглотителей, охлаждение или подогрев и амортизация аппаратуры.

Эти конструктивные меры, кроме повышения точности работы информационно-измерительных устройств, повышают и надежность, что особенно важно для аппаратуры разового применения.

Во многих телеметрических системах наиболее сложно оказывается уменьшить те погрешности из числа возникающих за счет влияния внешних условий, которые обусловлены ускорением, воздействующим на аппаратуру. Это в первую очередь относится к аппаратуре, устанавливаемой на беспилотных летательных аппаратах. Поэтому дальнейшее рассмотрение посвятим некоторым практическим вопросам инженерной методики уменьшения вредного воздействия ускорений на работу бортовой аппаратуры.

### Основные положения

Механические воздействия, которым подвергается аппаратура, могут быть классифицированы по частотному спектру ускорений и обычно подразделяются на вибрации, шум, удар, постоянное и линейно-нарастающее ускорение.

Вибрация является периодической величиной и поэтому имеет линейчатый частотный спектр. Удар возникает при резком изменении ускорения и является, как и шум, не периодической величиной, описываются они непрерывным спектром. Частотный спектр постоянного ускорения состоит только из одной составляющей с нулевой частотой. Линейно-нарастающие и линейно-падающие ускорения имеют место на отдельных участках полета (набор скорости, виражи) и графически могут быть представлены в виде трапециoidalного импульса, где по оси ординат откладываем ускорение, а по оси абсцисс — время (рис. 1).

Абсолютную величину ускорения  $a$  на рис. 1 обозначим через  $ng$ :

где  $n$  — коэффициент перегрузки;

$g$  — ускорение силы тяжести.

Аналитически эта функция  $a(t)$  может быть представлена в таком виде:

$$a = \frac{ngt}{t_1} \text{ для } 0 \leq t \leq t_1,$$

$$a = n \cdot g \text{ для } t_1 \leq t \leq t_2 \text{ или } t_1 \leq t \leq t_3 - t_1$$

так как при симметрии графика  $t_3 - t_2 = t_1$

$$a = \frac{ng(t_3 - t)}{t_1} \text{ для } t_2 \leq t \leq t_3,$$

Как и у всякой непериодической функции у функции, изображенной на рис. 1, будет сплошной спектр, определенный с помощью преобразования Фурье.

Кстати отметим, что графическая интерпретация этого физического процесса полностью совпадает с принятой ныне методикой испытаний.

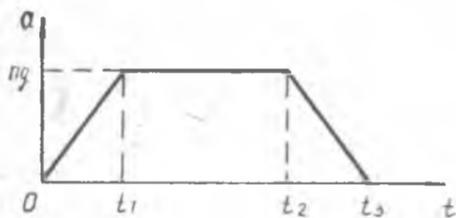


Рис. 1.

Существуют два способа уменьшения погрешностей, обусловленных ускорением. Один заключается в таком расчете системы, когда относительные смещения элементов оказывают незначительное влияние на результаты; другой способ — амортизация оборудования,

«изолирование» его от тех окружающих конструкций, в которых возникает ускорение. Следует отметить, что многие элементы и узлы информационно-измерительных систем совершенно неодинаково ведут себя при воздействии ускорений по различным направлениям в связанной с элементом или узлом системе координат. Поэтому при разработке таких систем иногда целесообразно так размещать элементы на объекте, чтобы действие ускорений на их параметры было минимальным.

Логично предположить, что одновременно с заботой о точности измерений мы не можем забывать и о надежности работы системы, а поэтому на практике при электрическом расчете следует стремиться к оптимальному сочетанию запасов, рационального конструирования элементов системы и амортизации.

Рассмотрение первых двух путей уменьшения погрешностей выходит за рамки настоящей работы, и поэтому остановимся только на амортизации.

Принцип амортизации заключается в таком изменении частотного спектра смещений, передаваемых через упругую опору, при котором уменьшается амплитуда в частотном диапазоне, вызывающем погрешности, обусловленные ускорением, возникающим из-за относительного смещения отдельных элементов оборудования.

Необходимыми и достаточными условиями равновесия амортизированного оборудования при любом направлении параллельных сил (условием так называемого астатического равновесия) являются следующие:

1. Главный вектор системы параллельных сил должен равняться нулю, то есть

$$\bar{R} = \sum_{i=1}^n \bar{k} P_i = \bar{k} \sum_{i=1}^n P_i = 0, \quad (1)$$

где  $\bar{k}$  — единичный вектор, характеризующий направление системы параллельных сил в связанной с амортизируемым прибором системе координат;

$P_i$  — силы, приложенные к прибору (сила тяжести амортизируемого прибора и реакции упругих опор-амортизаторов).

Так как по определению  $\bar{k} \neq 0$ , то из (1) следует, что  $\sum_{i=1}^n P_i = 0$ ,

то есть сумма параллельных сил, действующих на амортизируемый прибор, равна 0.

2. Главный момент системы параллельных сил должен равняться нулю, то есть

$$\bar{L} = \sum_{i=1}^n [\bar{r}_i \cdot \bar{p}_i] = \sum_{i=1}^n [\bar{r}_i \cdot \bar{k} p_i] = \sum_{i=1}^n [\bar{r}_i \cdot p_i \bar{k}] = [\bar{k} \sum_{i=1}^n \bar{r}_i \cdot p_i] = 0 \quad (2)$$

или  $\sum_{i=1}^n \bar{r}_i p_i = 0$ , где  $\bar{r}_i$  — радиусы-векторы точек приложения сил  $p_i$ .

Это означает, что статический момент системы параллельных сил относительно выбранного центра равен нулю, и центр ее совпадает с центром тяжести амортизируемого блока.

При разработке бортовой радиоаппаратуры приходится сталкиваться с решением задач амортизации блоков различного назначения, веса и конфигурации. Однако амортизаторы всегда стремятся расположить таким образом, чтобы точки подвеса и центр тяжести были в одной плоскости.

В широко распространенной конструкции приборов в виде параллелепипеда амортизаторы с целью легкосъемности крепятся к раме, на которую устанавливается прибор. Такое расположение амортизаторов и требование обеспечения малых боковых смещений при воздействии боковых ускорений предполагает нахождение центра тяжести блока в нижней части его объема, а желание иметь симметричное расположение однотипных амортизаторов заставляет так проектировать приборы, чтобы центр тяжести находился как можно ближе к центру вертикальной проекции прибора.

Практически в большинстве случаев задачу удается свести к плоской, хотя знание 3-й координаты центра тяжести, крайне важно по изложенным соображениям, а также, и в еще большей степени, потому, что в конечном итоге нас интересует не статический, а динамический режим работы прибора.

Дело в том, что до сих пор мы рассматривали только статические реакции опор  $P_i$ . При определенных условиях в динамическом режиме могут возникнуть крутильные колебания амортизированного прибора вокруг осей и, следовательно, появятся дополнительные динамические реакции на опоры, кроме уже имеющих статических реакций  $P_i$ . В этом случае уравнения (1) и (2) не будут удовлетворяться.

Для отсутствия дополнительных динамических реакций на упругие опоры, обусловленные возможными крутильными колебаниями амортизированного блока вокруг осей, необходимо и достаточно, чтобы:

1) центр системы параллельных сил совпадал с центром тяжести амортизированного прибора;

2) координатные оси связанной системы координат, то есть имеющей начало в центре тяжести блока, для которого ЦТ (0,00), по направлению совпадали с главными осями инерции амортизируемого оборудования;

3) статический прогиб всех амортизаторов был одинаков.

В связанной системе координат условия астатического равновесия и условия отсутствия крутильных колебаний могут быть записаны в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} p_1 + p_2 + \dots + p_n &= P \\ p_1 x_1 + p_2 x_2 + \dots + p_n x_n &= 0 \\ p_1 y_1 + p_2 y_2 + \dots + p_n y_n &= 0 \\ p_1 z_1 + p_2 z_2 + \dots + p_n z_n &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} p_1 x_1 y_1 + p_2 x_2 y_2 + \dots + p_n x_n y_n &= 0 \\ p_1 x_1 z_1 + p_2 x_2 z_2 + \dots + p_n x_n z_n &= 0 \\ p_1 z_1 y_1 + p_2 z_2 y_2 + \dots + p_n z_n y_n &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где  $P_1, P_2, \dots, P_n$  — реакции упругих опор амортизаторов, равные весовым нагрузкам;

$P$  — вес прибора;

$x_1, y_1, z_1; x_2, y_2, z_2, \dots, x_n, y_n, z_n$  — координаты точек крепления амортизаторов к прибору в связанной системе прямоугольных координат.

Эти системы уравнений (3) и (4) содержат  $4n$  параметров и позволяют однозначно определить 7 параметров при задании остальных  $4n-7$ .

Пользуясь системой уравнений (3) и (4) можно решить много задач, задаваясь различными параметрами.

Чаще всего на практике задача амортизации приборов решается в следующей последовательности.

На этапе технического проектирования изготавливается макет прибора, взвесив который вместе с амортизационной рамой, находим  $P$ . Далее для решения систем уравнений (3) и (4) необходимо определить реакции опор и найти их координаты. Этим операциям должно предшествовать определение местонахождения центра тяжести прибора, так как уравнения (3) и (4) написаны в предположении, что центр тяжести совпадает с началом координат.

К описанию методики этой операции и перейдем.

## Определение координат центра тяжести прибора

Координаты центра тяжести разрабатываемого прибора могут быть определены аналитическим путем по известным формулам через моменты инерции входящих в прибор компонентов. Однако это весьма громоздкий путь, если учесть, что в прибор могут входить сотни и тысячи деталей и узлов. Поэтому этот путь решения трехмерной задачи практически не применяется.

Проще и значительно быстрее определить местонахождение центра масс экспериментально.

Зная положение центра масс макета прибора, в случае необходимости прибегают к целенаправленному его изменению.

Из статики известно, что если тело опирается на три точки и находится в состоянии равновесия, то центр его тяжести расположен внутри треугольника, вершинами которого являются точки опоры (рис. 2).

Считаем, что из конструктивных соображений и из условий установки прибора на объекте точки крепления амортизаторов предварительно определены.

Пусть точки 1, 2, 3 на рис. 2 — любые три точки опоры. Для определения местонахождения центра тяжести прибора устанавливаем его этими точками на три динамометра, с которых, сняв отсчеты, найдем статические реакции  $P_1$ ,  $P_2$

и  $P_3$  для опор 1, 2, 3 соответственно. (Установка прибора на динамометры точками опоры совершенно необязательна. Можно взять любые три точки и определить их взаимное положение. Но в этом случае несколько сложнее находить нагрузки на амортизаторы, даже если их три).

Исходя из условий астатического равновесия, а также из тех соображений, что размеры  $a$ ,  $b$ ,  $c$  и  $d$  (рис. 2) есть величины существенно положительные и что проекция центра тяжести не может быть вне пределов треугольника 123 (рис. 2), для координат  $x$  и  $z$  точек опоры могут быть составлены следующие системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} p'_1 x_1 + p'_2 x_2 + p'_3 x_3 &= 0 \\ x_2 - x_3 &= b \\ x_1 - x_3 &= d \end{aligned} \right\}; \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} p'_1 z_1 + p'_2 z_2 + p'_3 z_3 &= 0 \\ z_1 - z_2 &= c \\ z_1 - z_3 &= a \end{aligned} \right\}. \quad (6)$$

Решаем эти канонические системы линейных уравнений матричным способом, находя определители по правилу Саррюса.

$$X_1 = \frac{D_1}{D} = \frac{\begin{vmatrix} 0 & p_2' & p_3' \\ b & 1 & -1 \\ d & 0 & -1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} p_1' & p_2' & p_3' \\ 0 & 1 & -1 \\ 1 & 0 & -1 \end{vmatrix}} = \frac{p_3'd - p_2'(b-d)}{p}; \quad (7)$$

$$X_2 = \frac{D_2}{D} = \frac{\begin{vmatrix} p_1' & 0 & p_3' \\ 0 & b & -1 \\ 1 & d & -1 \end{vmatrix}}{p} = \frac{p_3'b + p_1'(b-d)}{p}; \quad (8)$$

$$X_3 = \frac{D_3}{D} = \frac{\begin{vmatrix} p_1' & p_2' & 0 \\ 0 & 1 & b \\ 1 & 0 & d \end{vmatrix}}{p} = \frac{-p_1'd - p_2'b}{p}; \quad (9)$$

Аналогично для координат  $z$  из системы уравнений (6)

$$z_1 = \frac{D_1}{D} = \frac{\begin{vmatrix} 0 & p_2' & p_3' \\ c-1 & 0 & 0 \\ a & 0 & 1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} p_1' & p_2' & p_3' \\ 1 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & -1 \end{vmatrix}} = \frac{p_3'a + p_2'c}{p}; \quad (10)$$

$$z_2 = \frac{D_2}{D} = \frac{\begin{vmatrix} p_1' & 0 & p_3' \\ 1 & c & 0 \\ 1 & a-1 & 0 \end{vmatrix}}{p} = \frac{p_3'(a-c) - p_1'c}{p}; \quad (11)$$

$$z_3 = \frac{D_3}{D} = \frac{\begin{vmatrix} p_1' & p_2' & 0 \\ 1 & -1 & c \\ 1 & 0 & a \end{vmatrix}}{p} = \frac{p_2'(c-a) - p_1'a}{p}; \quad (12)$$

Определив таким образом координаты точек опоры в плоскости  $XOZ$ , местонахождение центра тяжести может быть найдено обратным построением, так как по условию начало системы координат совпадает с центром тяжести.

Определение координат центра тяжести в плоскости  $XOY$  производится по описанной методике, предварительно выбрав на одной из боковых поверхностей прибора три точки, которыми прибор и устанавливается на динамометры. Поскольку координаты центра тяжести известны, не составит труда найти

$$x_4, z_4, y_4 \dots x_n z_n y_n.$$

## Определение нагрузок на амортизаторы

Рассмотрим два случая, когда число амортизаторов  $n=3$  и  $n=4$ .

Центр тяжести амортизируемого блока принимаем за начало прямоугольной связанной системы координат  $OXYZ$  (рис. 3). Оси  $OX$  и  $OZ$  находятся в горизонтальной плоскости; ось  $Oy$  — в вертикальной.

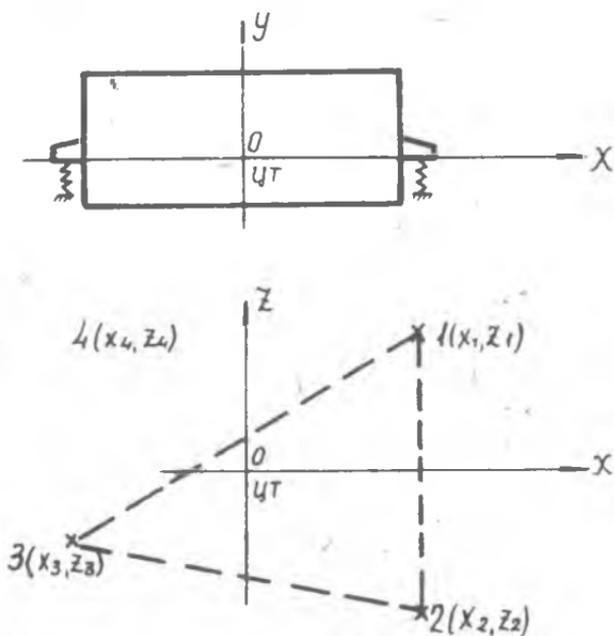


Рис. 3.

Если прибор устанавливается на три упругие опоры и при определении координат центра тяжести на динамометры он устанавливался точками крепления опор, то полученные значения реакций опор  $P'_1, P'_2, P'_3$  в этом частном случае (т. е. при  $n=3$ ) соответственно равны нагрузкам на амортизаторы. Таким образом,

$$\begin{aligned} p'_1 &= p_1; \\ p'_2 &= p_2; \\ p'_3 &= p_3. \end{aligned} \tag{13}$$

Несколько сложнее определяются весовые нагрузки при  $n=4$ . Для тела, находящегося в состоянии равновесия и опирающегося на четыре точки, можно на основании (3) и (4) составить систему четырех линейных уравнений относительно неизвестных нагрузок на амортизаторы  $P_1, P_2, P_3, P_4$ .

$$\left. \begin{aligned} p_1 + p_2 + p_3 + p_4 &= p \\ z_1 p_1 + z_2 p_2 + z_3 p_3 + z_4 p_4 &= 0 \\ x_1 p_1 + x_2 p_2 + x_3 p_3 + x_4 p_4 &= 0 \\ z_1 x_1 p_1 + z_2 x_2 p_2 + z_3 x_3 p_3 + z_4 x_4 p_4 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Решая систему уравнений (14) находим

$$\begin{aligned} p_1 &= \frac{D_1}{D} \cdot p; \\ p_2 &= \frac{D_2}{D} \cdot p; \\ p_3 &= \frac{D_3}{D} \cdot p; \\ p_4 &= \frac{D_4}{D} \cdot p, \end{aligned} \quad (15)$$

где определитель системы  $D = D_1 + D_2 + D_3 + D_4$ ; (16)

$$D_1 = z_3 z_4 x_2 (x_4 - x_3) + z_2 z_4 x_3 (x_2 - x_4) + z_2 z_3 x_4 (x_3 - x_2); \quad (17)$$

$$D_2 = -z_3 z_4 x_1 (x_4 - x_3) - z_1 z_4 x_3 (x_1 - x_4) - z_1 z_3 x_4 (x_3 - x_1); \quad (18)$$

$$D_3 = z_2 z_4 x_1 (x_4 - x_2) + z_4 z_1 x_2 (x_1 - x_4) + z_1 z_2 x_4 (x_2 - x_1); \quad (19)$$

$$D_4 = -z_2 z_3 x_1 (x_3 - x_2) - z_1 z_3 x_2 (x_1 - x_3) - z_1 z_2 x_3 (x_2 - x_1). \quad (20)$$

Систему уравнений (14) относительно неизвестных нагрузок на амортизаторы можно было написать иначе, заменив координаты точек крепления правыми частями равенств 7—12, включающими в себя известные реакции опор  $P'_1, P'_2, P'_3$ , и расстояния между точками опоры  $a, b, c$  и  $d$ . Это потребовало бы выражения  $x_4$  и  $z_4$  через эти же известные величины, что в свою очередь требует, чтобы системы уравнений (5) и (6) состояли из четырех, а не из трех уравнений. Определение  $x_4$  и  $z_4$  в общем случае  $x_n$  и  $z_n$  конструкцию проще произвести по чертежу, чем аналитически.

В общем случае, когда число амортизаторов  $n > 4$ , метод определения нагрузок на амортизаторы аналогичен рассмотренному.

### Подбор амортизаторов

При расчете рациональной амортизации реакции  $P_i$  упругих опор должны быть равны номинальным весовым нагрузкам на амортизаторы. Весовые нагрузки на амортизаторы однозначно связаны с их конструктивными параметрами: упругостью  $K$ , статическим прогибом  $\lambda$  и частотой собственных колебаний нагруженного амортизатора  $f_0$ .

Для амортизаторов с линейными силовыми характеристиками в рабочей точке, связывающими весовую нагрузку с прогибом, зависимость весовой нагрузки амортизатора от его конструктивных параметров имеет вид

$$f_0^2 = \frac{K}{m} = \frac{Kg}{p} = \frac{Kg}{k\lambda} = \frac{g}{\lambda} \quad (21)$$

где  $m$  и  $P$  — соответственно масса и вес амортизированного прибора;

$g$  — ускорение силы тяжести.

Выражение (21) справедливо для идеализированной одномерной схемы, как, например, в классическом примере колебаний груза массы  $m$ , подвешенного на пружине, лишенной массы и вязкого трения и обладающей упругостью  $K$ .

Применяя формулу (21) к амортизированному прибору, опирающемуся на  $n$  упругих опор, мы (в связи с тем, что амортизированный прибор массы  $m$  имеет частоту собственных колебаний) можем под  $K$  понимать некоторую эквивалентную упругость системы амортизаторов.

Можно представить явление резонанса механической системы, включающей  $n$  упругих элементов, как такое, при котором собственные частоты всех  $n$  амортизаторов совпадают и равняются частоте собственных колебаний системы (в нашем случае амортизированного прибора).

Аналитически это можно записать в виде

$$\frac{K_i}{m_i} = \frac{K_i g}{P_i} = \text{const}, \quad (22)$$

где  $K_i$  — упругость  $i$ -того амортизатора;

$P_i$  — весовая нагрузка на  $i$ -тый амортизатор;

$m_i$  — часть массы прибора, приходящаяся на  $i$ -тый амортизатор.

Из (22) и (21) в частности следует, что при рациональной установке амортизаторов следует стремиться к тому, чтобы их статический прогиб был одинаков. Как отмечалось выше, это является одним из условий отсутствия крутильных колебаний.

Для широко применяемых резино-металлических амортизаторов типа АП и АЧ техническими условиями предусматривается прогиб  $1,6 \pm 0,4$  мм при номинальной весовой нагрузке.

Как видно из выражения (21) частота собственных колебаний амортизированного прибора будет тем ниже, чем больше статический прогиб  $\lambda$ .

Опыт разработки амортизированных приборов показывает, что хорошие результаты виброизоляции приборов получаются при ограничении допусков на статический прогиб амортизаторов.

Очевидно, что это не оптимальное инженерное решение, но к сожалению, приходится идти на ужесточение допусков на статический прогиб по сравнению с теми, которые обеспечиваются конструкцией и технологией изготовления амортизаторов в настоящее время.

Методика подбора амортизаторов по известным весовым нагрузкам состоит в том, что предварительно, с учетом сказанного выше, задаемся величиной статического прогиба  $\lambda_3$  и затем, с уче-

том найденных значений весовых нагрузок, составляем пропорции вида

$$\frac{P_i}{P_{0i}} = \frac{\lambda_3}{\lambda_i}, \quad (23)$$

где  $P_i$  — весовая нагрузка на  $i$ -тый амортизатор;

$P_{0i}$  — номинальная нагрузка на  $i$ -тый амортизатор согласно выбранному типоразмеру;

$\lambda_3$  — заданная величина статического прогиба;

$\lambda_i$  — необходимая величина статического прогиба для выбранного амортизатора при номинальной нагрузке  $P_{0i}$ .

Для резино-металлических амортизаторов типа АП и АЧ диапазоны весовых нагрузок от 0,45 кг до 15,75 кг обеспечиваются соответственно их 16 и 15 типоразмерами.

Задачу можно считать решенной, если

$$\begin{aligned} \lambda_i &< \lambda \text{ доп. макс;} \\ \lambda_i &= \lambda_3 \pm \Delta\lambda. \end{aligned} \quad (24)$$

Из опыта разработки амортизированных приборов можно утверждать, что удовлетворительные результаты получаются при  $\Delta\lambda = 0,1 \div 0,2$  мм, а анализ частотных спектров воздействующих ускорений показывает, что следует выбирать  $\lambda_3$  ближе к  $\lambda$  доп. макс, с целью смещения  $f_0$  в область низких частот.

Если в результате определения  $\lambda_i$  по формуле (23) выясняется, что  $\lambda_i$  не удовлетворяет условиям (24), то следует взять другой типоразмер амортизатора, либо, изменив координаты одной или нескольких точек опоры, заново найти нагрузки на амортизаторы, после чего, задавшись величиной  $\lambda_3$ , снова определяют  $\lambda_i$ .

Подразумевается при этом, что тип применяемых амортизаторов выбран с учетом условий работы прибора.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Описанная в данной работе методика подбора приборных амортизаторов внедрена в промышленность. Статические реакции опор определяются при помощи динамометра. Подбор амортизаторов по величине статического прогиба производится по стрелочному индикатору на простом приспособлении при действии на амортизатор номинальной нагрузки. Статические реакции опор измеряются при подключенных к прибору кабелях, которые жестко закрепляются на том же расстоянии прибора, как и на объекте, где будет эксплуатироваться прибор. Взвешивание прибора не является обязательным, так как его вес, найденный как сумма статических реакций опор, измеренных динамометрами, отличается от значения, полученного взвешиванием, не более чем на 1—2%.

Как показывает опыт, собственная частота колебаний прибора при подборе амортизаторов по изложенной методике находится в такой области, что обеспечивается удовлетворительная виброизоляция приборов при практически имеющих место частотах и амплитудах вибраций.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. М. Х. Никольс и Л. Л. Раух. «Радиотелеметрия», изд. иностранной литературы. М., 1958.
  2. А. М. Заездный. Сборник задач и упражнений по курсу «Теоретическая радиотехника», М, 1957.
  3. Н. Н. Бронштейн и К. А. Семендяев. Справочник по математике, ОГИЗ М. Л. 1948 г.
  4. Г. В. Абрамов и В. С. Федоров. Метод экспериментального подбора амортизаторов для виброизоляции блоков радиоаппаратуры. 1966. Труды КУАИ. Вып. XXIII.
  5. РТМ 437 АТ. «Виброизоляция бортового оборудования летательных аппаратов. Выбор амортизаторов и рекомендации по их установке». 1962.
-