

Предлагаемый способ структурно упорядоченной сборки под сварку долот позволяет обеспечить необходимую точность взаимного расположения двух соединяемых деталей без ужесточения к требованиям точности при технологии механической обработки отдельных деталей изделия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Журавлев А.Н. Упорядоченная сборка двухрядных роликовых опор // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2004. – № 10. – С. 14–18.
2. Журавлев А.Н. Влияние структурного фактора упорядоченной сборки на динамические параметры роликовых опор // Тяжелое машиностроение. – 2006. – № 2. – С. 25–27.

Тематика работы входит в состав научно-исследовательских работ, проводимых в рамках тематического плана СамГТУ по заданию Федерального агентства по образованию на 2006–2009 гг. по теме «Разработка теоретических основ структурно упорядоченной сборки тяжело нагруженных изделий машиностроения», номер государственной регистрации НИР 01.2.006 06882.

3. Журавлев А.Н. Взаимосвязь жесткости тяжело нагруженных многорядных роликовых опор с их структурной размерной составляющей // Вестник Самарского госуд. техн. ун-та: Серия технические науки. – 2005. – Вып. 39. – С. 118–123.

Поступила 30.12.2006 г.

УДК 681.2

МОБИЛЬНЫЕ ЛИДАРЫ. ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ТОЧНОСТЬ ПРИЦЕЛИВАНИЯ ЛИДАРА

В.С. Дмитриев, Т.Г. Костюченко, В.С. Янгулов*, В.В. Теплоухов

Томский политехнический университет
*Институт оптики атмосферы СО РАН, г. Томск
E-mail: dtps@lsg.tpu.ru

Рассматриваются вопросы проектирования силовых элементов механической системы «излучатель лидара – основание лидара – автомобиль» в плане уменьшения влияний внешних механических воздействий на точность прицеливания лидара.

В России (СССР) первые эксперименты по лазерному зондированию атмосферы начались в 1965 г. Дистанционность лазерных измерений, возможность определить характеристики воздушной среды, получать сведения о свойствах атмосферы на различных высотах, хорошее пространственно-временное разрешение, связанное с малой длительностью импульса и высокой частотой повторения импульсов лазера, делают метод лазерного зондирования незаменимым.

В статье представлена проводимая Институтом оптики атмосферы СО РАН совместно с кафедрой точного приборостроения ТПУ работа по определению влияния внешних механических воздействий на механическую систему «Излучатель лидара – основание лидара – автомобиль», определяющую точность прицеливания лидара.

Лидары применяют как в стационарном, так и мобильном вариантах, рис. 1.

Механическая система «Излучатель лидара – основание лидара – автомобиль» в рабочем режиме испытывает вибрационные механические воздействия со стороны работающего на холостом ходу двигателя автомобиля, который служит генератором электропитания связанных с лидаром систем (навигации, телевизионной, газоанализа, метеосистемы, информационной). Возникающие вибрации как в отдельных узлах, так и в целом в кон-

струкции силовых элементов основания лидара передаются на излучатель, и при значительном расстоянии до зоны зондирования амплитуда колебаний, составляющая доли мм у излучателя, превращаются в десятки м на объекте (рис. 2).



Рис. 1. Мобильный лидар на базе автомобиля ПАЗ

Вибрации и колебания корпуса транспортного средства приводят к изменению положения элементов конструкции [1–3], что, в свою очередь, ведет к изменению положения светового пятна лазерного излучения на зондируемом объекте как за счет разъюстировки оптического тракта, так и за счет колебаний зеркал системы наведения, расположенных на крыше автомобиля.

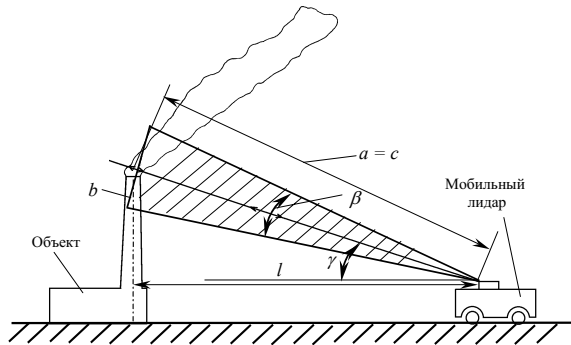


Рис. 2. Область рассеивания линии прицела (луча) при механических воздействиях: β – угол зоны погрешности; γ – угол наклона; a, b, c – стороны треугольника

Создание оптимальной конструкции основания (выбор кинематической схемы, подбор сечения силовых несущих элементов конструкции, применение гасителей демпферов колебаний) позволяет избежать негативного влияния внешних воздействий.

Для принятия конструкторских решений при разработке механической системы «Излучатель лидара – основание лидара – автомобиль» необходимо знать частоту и амплитуду вибрации разных участков корпуса автомобиля при работе двигателя транспортного средства, а также амплитуду колебаний корпуса при порывах ветра.

С целью оценки возможных величин вибрации в Институте оптики атмосферы СО РАН были проведены предварительные исследования колебаний и частоты вибрации лидара с использованием серийного автобуса ПАЗ-3205, выбранного в качестве транспортного средства.

Измерения вибраций проводились в различных точках салона и крыши неподвижного автобуса (твердый грунт) при работающем на разных оборотах двигателя, с нагрузкой на рессоры (собственный вес автобуса) и при частично разгруженных рессорах (рама автобуса устанавливалась на деревянные стойки, имитирующие домкраты). Размещение датчиков показано на рис. 3.

В таблице приведены результаты измерений вибрации корпуса автобуса в мм. Полужирным шрифтом выделены результаты измерений вибраций в горизонтальной плоскости.

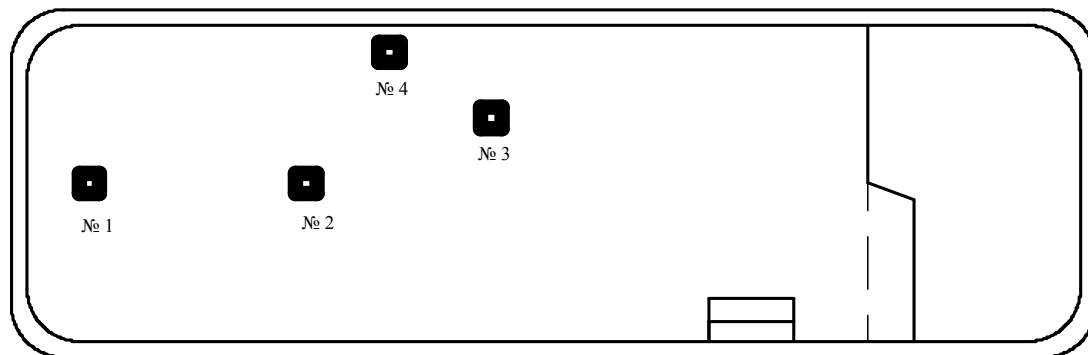


Рис. 3. Расположение датчиков вибрации в салоне автомашины

Таблица. Вибрации автобуса ПАЗ-3205 в контрольных точках

№ датчика	Источник вибрации									
	Работа двигателя, обороты						Внешнее воздействие			
	Малые, до 150 об/мин		Средние, 400...600 об/мин		Высокие, 600...800 об/мин		Хождение по салону		Раскачивание салона	
	Рес-соры	Стой-ки	Рес-соры	Стой-ки	Рес-соры	Стой-ки	Рес-соры	Стой-ки	Рес-соры	Стой-ки
1	0,142	0,520	0,139	0,129	0,104	0,094	1,332	1,369	4,388	0,628
2	0,135	0,724	0,144	0,134	0,144	0,157	0,929	2,950	1,154	2,745
3	0,085	0,277	0,090	0,069	0,089	0,073	0,399	0,733	0,627	1,083
4	0,104	0,565	0,087	0,085	0,076	0,066	0,448	0,447	0,577	1,408

Динамика механической системы «излучатель лидара – основание лидара – автомобиль» описывается дифференциальным уравнением

$$A\ddot{q} + m_K a_K + B\dot{q} + Cq = Q_F. \quad (1)$$

С учетом того, что линейным перемещением колес ввиду малости перемещения их центра масс можно пренебречь, приведем (1) к классическому виду дифференциальных уравнений второго порядка для колебательных систем:

$$\ddot{q} + 2n\dot{q} + k^2 q = \frac{1}{A} Q_F, \quad (2)$$

где $2n = \frac{B}{A}$; $k^2 = \frac{C}{A}$; $A = J_L + J_{ш} + J_K$, где J_L , $J_{ш}$, J_K – моменты инерции лидара, шасси и колес соответственно; m_K – масса колес; B – коэффициент демпфирования; C – коэффициент жесткости.

Уравнение (2) является общим дифференциальным уравнением вынужденных колебаний механической системы с одной степенью свободы. Параметры колебательного процесса (амплитуда, частота, коэффициент затухания) зависят от величин коэффициентов при производных, т. е. от технических параметров механической системы.

В первую очередь интерес представляет амплитуда колебаний лидара, т. к. она, собственно, и определяет точность его наведения на цель.

Общее решение для уравнения (2) общеизвестно и определяется выражением

$$q = q_0 e^{-nt} \left(\cos k^* t + \frac{n}{k^*} \sin k^* t \right) + \frac{q_0}{k^*} e^{-nt} \sin k^* t, \quad (3)$$

где $k^* = \sqrt{k^2 - n^2}$ частота затухающих колебаний, t – время.

Первый член выражения (3) описывает колебания механической системы, возникающие в результате его начального отклонения от равновесного положения q_0 , а второй — колебания, возникающие в результате сообщенной этой системе начальной скорости $\dot{q}_0$.

Если на рассматриваемую систему, кроме восстанавливающих сил и сил сопротивления, с какого-то момента времени t_1 начнет действовать возмущающая сила $Q(t_1)$, то за промежуток времени Δt_1 она вызовет дополнительное приращение обобщенной скорости $d\dot{q}_{\text{доб}}$. Тогда бесконечно малое приращение обобщенной координаты dq с учетом этого определяется выражением

$$dq = d\left\{q_0 e^{-nt} \left(\cos k^* t + \frac{n}{k^*} \sin k^* t\right) + \frac{\dot{q}_0}{k^*} e^{-nt} \sin k^* t\right\} + \frac{d\dot{q}}{k^*} e^{-n(t-t_1)} \sin k^* (t-t_1). \quad (4)$$

Второй член правой части (4) представляет собой добавочное приращение координаты q от обобщенной возмущающей силы, приложенной к системе.

Интегрируя в пределах от $t_1=0$ до $t_1=t$ при малом сопротивлении ($n < k$), получаем:

$$q = q_0 e^{-nt} \left(\cos k^* t + \frac{n}{k^*} \sin k^* t\right) + \frac{\dot{q}_0}{k^*} e^{-nt} \sin k^* t + \frac{1}{ak^*} \int_0^t Q_F(t_1) e^{-n(t-t_1)} \sin k^* (t-t_1) dt_1. \quad (5)$$

Выражение (5) является общим решением дифференциального уравнения (2) в случае малого сопротивления ($n < k$, отсутствие амортизатора).

При $n > k$ (случай большого сопротивления, наличие амортизаторов) система совершает аperiодическое движение.

В этом случае общее решение уравнения (2) имеет вид

$$q = A e^{-nt} \text{sh}(\sqrt{n^2 - k^2} t + \beta),$$

где $A = \sqrt{q_0^2 + \frac{(q_0 + nq_0)^2}{k^2 - n^2}}$, $\text{ctg } \beta = \frac{q_0 + nq_0}{q_0 \sqrt{k^2 + n^2}}$ определяются начальными условиями.

В нашем случае можно рассматривать независимость движения относительно продольной и поперечной осей, что удобно для аналитического анализа движения. На практике для определения зоны погрешности эти движения должны быть взаимосвязаны по координатам геометрически, что обеспечит определение величины погрешности линии прицеливания лида.

Размах линии прицела в рабочем режиме в угловых величинах (без учета погрешности оптической системы) определяется выражением:

$$\arccos \beta = \frac{a^2 + c^2 - b^2}{2ac} = \frac{2\left(\frac{l}{\cos \gamma}\right)^2 \pm q^2}{2\left(\frac{l}{\cos \gamma}\right)^2} \cos \gamma. \quad (6)$$

Обозначения, принятые в выражении (6), приведены на рис. 2.

Из выражения (6) следует, что колебания линии прицела лида зависят от технических характеристик основания, на которое он установлен.

Устранение (уменьшение) вышеуказанных колебаний возможно, во-первых, установкой лида на основание, не связанное с салоном автомобиля и, во-вторых, дополнительно установкой лида на амортизаторы, обладающие способностью диссипации энергии внешних воздействий.

Повышение стабильности в пространстве линии прицела лида возможно за счет установки последнего на раме. Рама имеет возможность небольших угловых отклонений, т. к. устанавливается на упруго-вязких опорах, расположенных по периметру корпуса. Кроме того, для повышения эффективности гашения колебаний, в раме конструктивно обеспечена необходимая маятниковость.

Такое техническое решение позволяет, во-первых, автоматически поддерживать направление рамы по вертикали места и, во-вторых, в рабочем режиме лида исключать механические воздействия от работающего двигателя автомобиля на оптическую систему лида за счет диссипации энергии в упруго-вязких опорах.

На рис. 4 представлена функциональная кинематическая схема закрепления лида на раме, установленной на вышеуказанных опорах и обладающей маятниковостью.

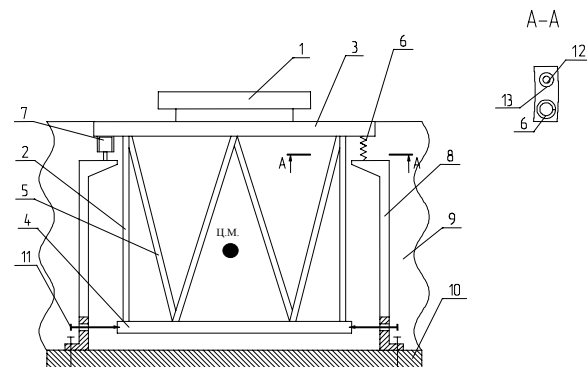


Рис. 4. Кинематическая схема закрепления лида на раме

В состав лида — 1 входят 2 телескопа: излучателя и приемника. Оптические элементы телескопов установлены на общем корпусе — 2, представляющим рамную конструкцию. В состав корпуса — 2 входят (верхнее — 3 и нижнее — 4) кольца, связанные между собой укосинами — 5.

Лид — 1 устанавливается на верхнее кольцо — 3 корпуса — 2 через попарно установленные пружины — 6 и демпферы — 7 на кронштейнах — 8, закрепленных на полу — 10 салона автомобиля — 9. Минимальное количество попарно установленных упруго-вязких элементов — четыре.

На верхнем кольце — 3 имеются конструктивные элементы установки упругого элемента — 6 и

демпфера – 7. Упругий элемент – 6 представляет собой цилиндрическую винтовую пружину сжатия.

Другим концом упругий элемент – 6 крепится к кронштейну – 8.

Демпфер – 7 представляет типовую конструкцию демпфирующего устройства линейного типа и состоит из корпуса – 13 в форме цилиндра, закрепленного на верхнем кольце – 3, поршня – 12, закрепленного на кронштейне – 8. Поршень – 12 имеет возможность перемещаться линейно в корпусе – 13 демпфера, при этом поршень – 12 связан с кронштейном – 8 через развязывающее устройство, позволяющее поршню – 12 иметь небольшие угловые перемещения в корпусе – 13 демпфера. Внутренняя полость корпуса демпфера заполнена вязкой (например, полисилоксановой) жидкостью.

Таким образом, лидар – 1 установлен через упруго-вязкие амортизаторы (пружина – 6, демпфер – 7) на кронштейнах – 8, которые, в свою очередь крепятся к автомобилю – 9. Маятниковая подвижная система имеет центр масс (Ц.М.) ниже плоскости расположения упруго-вязких амортизаторов. Этими совокупными техническими решениями достигается задача устранения влияния внешних вибрационных механических воздействий на положение линии прицела лидара при зондировании объектов. Следует иметь в виду, что в такой механической системе, в рабочем режиме лидара, имеем случай малых колебаний, когда собственная частота маятника не зависит от амплитуды колебаний последнего, что дополнительно повышает эффективность предлагаемой пассивной системы стабилизации.

Динамика движения рамы по ортогональным направлениям в рабочем режиме лидара описывается несвязанными дифференциальными уравнениями. В случае малых колебаний

$$\begin{cases} J_{\alpha} \ddot{\alpha} + \mu_{\alpha} \dot{\alpha} + c_{\alpha} \alpha + Pl\alpha = Q \sin(pt + \delta) \\ J_{\beta} \ddot{\beta} + \mu_{\beta} \dot{\beta} + c_{\beta} \beta + Pl\beta = Q \sin(pt + \delta) \end{cases} \quad (7)$$

где J_{α}, J_{β} – моменты инерции рамы относительно оси подвеса в ортогональных направлениях; $\alpha_{\alpha}, \alpha_{\beta}$ – коэффициенты демпфирования; c_{α}, c_{β} – коэффициенты жесткости упругого элемента; P – вес конструкции; p – частота внешних воздействий; l – расстояние от оси до центра масс подвижной части; Q – амплитуда внешнего периодического воздействия.

В данном устройстве имеет место $J_x = J_y$, $\ddot{\alpha} = \ddot{\beta}$, $\dot{\alpha} = \dot{\beta}$, $\alpha = \beta$, $\alpha_{\alpha} = \alpha_{\beta}$, $c_{\alpha} = c_{\beta}$.

Так как движения рамы по ортогональным направлениям не связаны, то динамику движения рамы относительно каждой оси можно рассматривать независимо.

Разделим обе части первого уравнения системы (7) на момент инерции рамы и введем обозначения

$$\frac{c + Pl}{J_x} = k^2; \quad \frac{\mu}{J_x} = 2n_1; \quad \frac{Q}{J_x} = h.$$

Первое дифференциальное уравнение системы (7) примет вид:

$$\ddot{\alpha} + 2n_1 \dot{\alpha} + k^2 \alpha = h \sin(pt + \delta). \quad (8)$$

В нашем случае имеет место большое сопротивление внешним возмущением от демпфера, т. е. $n > k$.

В амплитудной форме частное решение уравнения (8), определяющее вынужденные колебания, имеет вид

$$X = B \sin(pt + \delta - \varepsilon). \quad (9)$$

Проведя математические операции с уравнением (9), получим решение в виде

$$X = \frac{h}{\sqrt{(k^2 - p^2)^2 - 4n_1^2 p^2}} \sin(pt + \delta - \varepsilon).$$

Максимальная амплитуда рамы при внешнем воздействии Q определяется выражением

$$B = \frac{h}{\sqrt{(k^2 - p^2)^2 - 4n_1^2 p^2}}, \quad (10)$$

где k – собственная частота рамы, p – частота внешнего воздействия.

Из выражения (10) следует, что чем больше амплитуда внешнего механического воздействия (h в числителе), тем больше амплитуда колебаний рамы с лидаром, но чем больше коэффициент демпфирования упруго-вязкой опоры n в знаменателе, тем меньше амплитуда рамы при внешнем вибрационном воздействии.

При выборе соответствующих конструктивных значений k, p, n, l, J, c, P (выражения 7, 10) амплитуду колебаний рамы в диапазоне холостых оборотов двигателя автомобиля возможно свести практически к нулю.

Заключение

Аналитически обоснованно техническое решение проблемы вибростабилизации лидара, что позволит минимизировать амплитуду колебаний линии его прицела в рабочем режиме. Это достигается как установкой упруговязких амортизаторов, так и варьированием параметров механической системы «излучатель лидара – основание лидара – автомобиль»: момента инерции, разности частот собственных и вынужденных колебаний, коэффициента демпфирования, жесткости конструкции, величины маятниковости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яблонский А.А., Норе́йко С.С. Курс теории колебаний. – М.: Высшая школа, 1966. – 252 с.
2. Вайнберг Д.В., Писаренко Г.С. Механические колебания и их роль в технике. – М.: Наука, 1965. – 225 с.

3. Кин Н.Тонг. Теория механических колебаний. – М.: Гос. научно-техн. изд-во машиностр. лит-ры, 1963. – 210 с.

Поступила 08.12.2006 г.