

Н·м, при $\varphi=3750$ ПКВ; минимальный $-M_{ш.ш. min} = -169,5$ Н·м при $\varphi=45^\circ$ ПКВ [1].

Момент сопротивления при кручении шатунной шейки в сечении I-I равен $W_{р.ш.ш.} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{ш.ш.}^4 - \delta_{ш.ш.}^4}{d_{ш.ш.}} \cdot \lambda$; $d_{ш.ш.} = 48$ мм – диаметр шатунной шейки в сопряжении со щекой; $\delta = 0$ мм, $\lambda=1$.

Момент сопротивления в сечении I-I равен:[2]

$$W_{кр.шш} = \frac{\pi}{16} \cdot d_{шш}^3 = \frac{3,14}{16} \cdot 0,048^3 = 21,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Максимальное и минимальные касательные напряжения равны:

$$\tau_{max} = \frac{288,5}{21,7} \cdot 10^6 = 13,29 \text{ МПа};$$

$$\tau_{min} = -\frac{169,5}{21,7} \cdot 10^6 = -7,81 \text{ МПа}.$$

Определим амплитудное и среднее напряжения:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = 10,55 \text{ МПа};$$

Для расчета шатунной шейки на изгиб из условий равновесия определим реакции на опоры А и В. (см. рис. 1) Изгибающий момент в сечении сопряжения

от максимальных сил

$$M_x = R_{yLmax} \cdot (0,5 \cdot l_{к.ш.L} + h_L) - (K_{rпр.L} - K_{rш.L}) \cdot 0,5h_L =$$

$$= 9849,93 \cdot (0,5 \cdot 0,028 + 0,015) - (4169 - 524,4) \cdot 0,5 \cdot 0,015 = 258,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

от минимальных сил

$$M_x = R_{yLmin} \cdot (0,5 \cdot l_{к.ш.L} + h_L) - (K_{rпр.L} - K_{rш.L}) \cdot 0,5h_L =$$

$$= -311,61 \cdot (0,5 \cdot 0,028 + 0,015) - (4169 - 524,4) \cdot 0,5 \cdot 0,015 = -36,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

В плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа, (положительный знак момента принимается, если верхние волокна вала, обращенные к поло-

от максимальных сил

$$M_y = R_{xLmax} \cdot (0,5l_{к.ш.L} + h_L) = 4155 \cdot (0,5 \cdot 0,028 + 0,015) = 120,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

от минимальных сил

$$M_y = R_{xLmin} \cdot (0,5l_{к.ш.L} + h_L) = -794,64 \cdot (0,5 \cdot 0,028 + 0,015) = -23 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Шатунная шейка имеет круглое поперечное сечение, то определить напряжения от изгиба можно от суммарного изгибающего момента (косой изгиб не возникает). Поэтому напряжение может быть найдено по формуле

$$\sigma = \pm \frac{M_{\Sigma}}{W},$$

где M_{Σ} – суммарный изгибающий момент; $W = 2I_x/d_{ш.ш.} = 10,83 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ – момент сопротивления поперечного сечения при изгибе.

Осевой момент инерции шатунной шейки в сечении I-I $I_x = I_y = \frac{\pi(d_{ш.ш.}^4 - \delta_{ш.ш.}^4)}{64}$.

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = 2,74 \text{ МПа}.$$

При отношении радиуса галтели к диаметру шатунной шейки при переходе к щеке $r/d = 2/48 = 0,042$ ($K_d = 3,8$; $\beta = 0,89$; $\psi_r = 0,464$.[2] Таким образом, частный запас прочности шатунной шейки в сечении I-I (по галтели при переходе от шейки к щеке) при кручении равен [2]

$$n_r = \frac{198}{\frac{3,8}{0,89} 10,55 + 0,464 \cdot 2,74} = 4,27$$

Действительный запас прочности равен

$$n'_r = n_r / \lambda_d = 4,27 / 1,21 = 3,53$$

Определим напряжения в сечениях I-I шатунной шейки от действия изгибающих моментов.

шатунной шейки со щекой (сечение I-I) от сил, действующих в плоскости кривошипа (момент относительно оси x), равен:

жительному направлению оси x, находятся в сжатой зоне):

$$I_x = I_y = \frac{\pi d_{шш}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,048^4}{64} = 0,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

Поскольку от максимальных сил максимальный изгибающий момент равен:

$$M_{изг. max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{258,3^2 + 120,5^2} = 285 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

От минимальных сил:

$$M_{изг. min} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(-36,4)^2 + (-23)^2} = 43 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Максимальное и минимальное напряжение в сечении I-I

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{изг. max.}}}{W} = \frac{285}{10,83} \cdot 10^6 = 26,3 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\text{изг. min.}}}{W} = \frac{43}{10,83} \cdot 10^6 = 4 \text{ МПа.}$$

Вычислим амплитудное и среднее напряжения при изгибе в сечении I-I

$$\sigma_a = (26,3-4)/2 = 11,15 \text{ МПа; } \sigma_m = (26,3+4)/2 = 15,15 \text{ МПа.}$$

Запас прочности при изгибе в сечении I-I определяется по формуле

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{(K_{\sigma})_D}{\beta} \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m},$$

$$n_{\sigma} = \frac{400}{\frac{3,9}{1,3} \cdot 11,15 + 0,464 \cdot 15,15} = 9,9$$

где, при $r/h = 2/15 = 0,133$ эффективный коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора $(K_{\sigma})_D = 3,9$, $\beta = 1,3$ (обкатка роликами), $\psi_{\sigma} = 0,464$ [2]

Общий запас прочности шатунной шейки в сечении I-I равен

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{9,9 \cdot 4,27}{\sqrt{9,9^2 + 4,27^2}} = 3,9$$

Список литературы

1. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2006. – 104 с.
2. Гоц А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учеб. пособие / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011. – 140с.

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ВНЕШНИХ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РЭА В СРЕДЕ MATHCAD

Лысенко А. В.

ФГБОУ ВПО «ПГУ», Пенза, Россия

В процессе эксплуатации радиоэлектронная аппаратура (РЭА) подвергается механическим воздействиям, к которым относятся линейные ускорения, вибрации, удары.

Линейные ускорения характерны для всех объектов, движущихся с переменной скоростью. Влияния линейных ускорений на детали и электрорадиоэлементы (ЭРЭ) конструкций аппаратуры обусловлено силами инерции, которые могут во много раз превышать силы тяжести. Линейные перегрузки, за исключением кратковременных, практически не поддаются ослаблению. Поэтому обеспечение работоспособности конструкций может быть достигнуто повышением жесткости и прочности элементов, что, как правило, ведет к увеличению массы конструкций устройства.

Возимая РЭА подвергается ударным и вибрационным воздействиям, возникающим при эксплуатации, транспортировке, монтаже и т.д.

Для уменьшения воздействия вибраций и ударов используют различные способы защиты: увеличивают жесткость конструктивных элементов, используют

конструктивные элементы с увеличенной степенью демпфирования, а так же используют виброизоляторы [1 - 3].

Как показывает опыт эксплуатации транспортируемой РЭА, наибольшее разрушающее воздействие на конструкцию оказывают вибрации [4 - 6]. Как правило, конструкция аппарата, выдержавшая воздействие вибрационных нагрузок в определенном частотном диапазоне, выдерживает ударные нагрузки и линейные ускорения с большими значениями соответствующих параметров [7].

Вибрации особенно опасны тогда, когда частота вибраций совпадает с собственной частотой механических колебаний элемента, что приводит к возникновению резонансных колебаний элементов конструкций аппаратуры. Вследствие этого происходит увеличение амплитуд колебаний в десятки и даже сотни раз и резкий рост интенсивности отказов ЭРЭ за счет механических разрушений несущих конструкций и ЭРЭ [8-11].

Поэтому устранение негативного влияния резонансных колебаний элементов конструкции РЭА или снижение их до допустимого уровня составляют одну из важнейших задач при её эксплуатации.

Проведение эксперимента

Для экспериментального исследования изменения динамических характеристик объекта были проведены испытания в соответствии с методами ГОСТ 20.57.406-81/

Объектом исследования являлась пластина стеклотекстолита фольгированного длиной 280 мм, шириной 80 мм и толщиной 1,5 мм.

Пластина была размечена на 15 равных отрезков, в узлах (точках) которых производились измерения виброперемещений при помощи индукционного вибростра [12, 13]. Внешние вибрационные воздействия задавались с помощью вибростенда ВС-32.

В ходе первого эксперимента производилось определение резонансных частот пластины в диапазоне от 1 до 500 Гц. Для проведения модального анализа объекта исследования были выявлены следующие резонансные частоты: $f_1 = 108$ Гц, $f_2 = 234$ Гц, $f_3 = 462$ Гц (рис. 2).

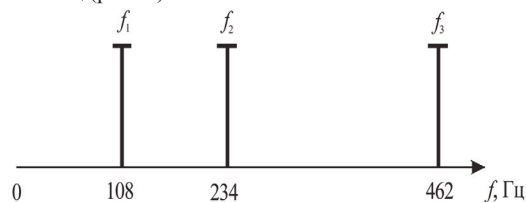


Рисунок 2 – Резонансно-частотная характеристика пластины

При проведении модального анализа на первой резонансной частоте (108 Гц) был установлен максимальный всплеск величины амплитуды в 8-ой точке, значение в которой составляло 6,5 мм.

При проведении модального анализа на второй резонансной частоте (234 Гц) был установлен максимальный всплеск величины амплитуды в 3-ей, 8-й и 13-ой точках, значения в которых составляли 3,2 мм, 3,6 мм и 3,4 мм соответственно.

При проведении модального анализа на третьей резонансной частоте (462 Гц) был установлен максимальный всплеск величины амплитуды в 4-ой, и 12-ой точках, значения в которых составляли 2,1 и 2,2 мм соответственно.