

кГц, 4 кГц, 8 кГц.

На рис. 6 представлена конечно-элементная модель двигателя (~ 300 тыс. степеней свободы), использовавшаяся при расчете вибрации.

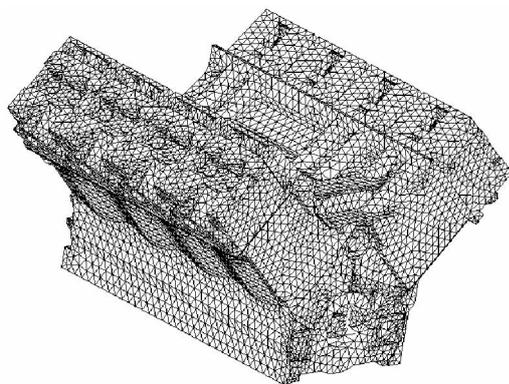


Рис. 6. Конечно-элементная модель дизеля 8СН 12/13

На рис. 7 показана гранично-элементная модель двигателя (~ 3500 граничных элементов) и поле суммарной по всем октавам интенсивности звукового излучения, которое показало повышенное излучение звука головками крайних цилиндров и поверхностями в развале двигателя

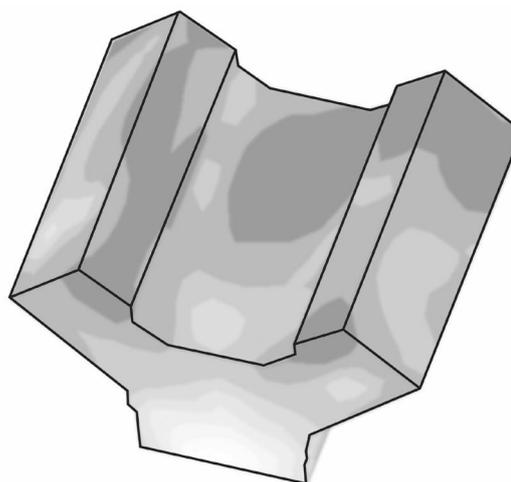


Рис. 7. Контур гранично-элементной модели и суммарное поле интенсивности излучения звука поверхностью корпусных деталей

Список литературы:

1. ОСТ 37.001.266-83 Шум автомобильных двигателей. Допустимые уровни и методы измерения. – М.: Изд-во стандартов. – 1983. – 12 с.
2. Рабинер П., Гоулд Б. Теория и применение цифровой обработки сигналов. – М.: Мир, 1978. – 125 с.
3. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. – М.: Стройиздат, 1982. – 180 с.
4. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. шк. – 1972. – 220 с.
5. Бенерджи П., Баттерфилд Р. Метод граничных элементов в прикладных науках. – М.: Мир, 1984. – 165 с.

УДК 621 22

Г.А. Василенко, инж., Ю.П. Манжос, инж.

РАСЧЕТ УСТОЙЧИВОСТИ ГИДРОЦИЛИНДРА С ДВУХСТОРОННИМ ШТОКОМ С УЧЕТОМ ПОГРЕШНОСТЕЙ ЕГО ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Введение

Увеличение энерговооруженности систем управления летательными аппаратами требует создания гидроприводов с силовыми цилиндрами, обладающими большими ходами и усилиями. Это влечет

за собой значительное увеличение массы, поэтому задача расчета гидроцилиндра с целью обеспечения его минимального веса актуальна и имеет важное практическое значение.

Наиболее существенным моментом является оп-

ределение параметров устойчивости гидроцилиндра. В литературе данный вопрос освещен неполно. Известный способ расчета [1] ориентирован лишь на гидроцилиндр с односторонним штоком без учета особенностей нагружения и погрешностей изготовления.

В данной работе предлагается расчет гидроцилиндра с двусторонним штоком, находящегося под действием сжимающих усилий Q , моментов трения в шарнирах $M_{тр1}$ и $M_{тр2}$, а также поперечных сил Q_1 и Q_2 , обусловленных массой привода под действием линейных перегрузок.

Кроме того, учитываются погрешности изготовления отдельных элементов гидроцилиндра:

- смещения осей шарнира со стороны штока (тяги) – A_1 (A_2);
- смещение осей отверстия под шток (тяги) относительно оси цилиндра в его правом (левом) торце – E_1 (E_2);
- биения штока (тяги) – E_3 (E_4);
- радиальные зазоры между штоком (тягой) и отверстием под шток (тяги) в правом (левом) торце цилиндра – δ_{11} (δ_{22}).

Основная часть

Для выполнения расчета силового цилиндра на устойчивость разработана специальная методика, в которой рассмотрена его статическая модель. Она достаточно точно описывает его реальную работу и позволяет производить расчет прочности при нагружениях, близких к потере устойчивости. В результате определяется критическое усилие, при котором теряется устойчивость цилиндра с максимально выдвинутым штоком.

Схема нагружения гидроцилиндра приведена на рис.1.

Расчетная схема гидроцилиндра представлена на рис. 2.

Гидроцилиндр разбивается по длине на три ха-

рактерных участка (рис.1)

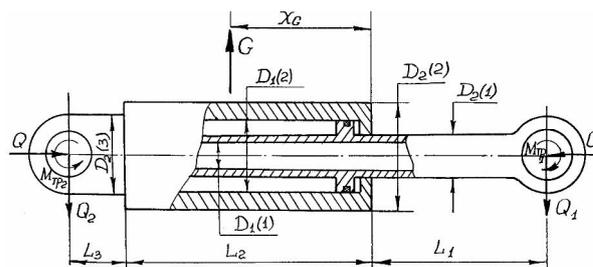


Рис. 1. Схема нагружения гидроцилиндра:

1 – шток; 2 – цилиндр; 3 – тяга; L_1 – длина штока в максимально выдвинутом положении от пальца до наружной поверхности доньяшка цилиндра; L_2 – длина цилиндра между наружными поверхностями доньяшек; L_3 – длина тяги от пальца до наружной поверхности доньяшка цилиндра; X_G – расстояние от центра тяжести привода до торца цилиндра со стороны штока

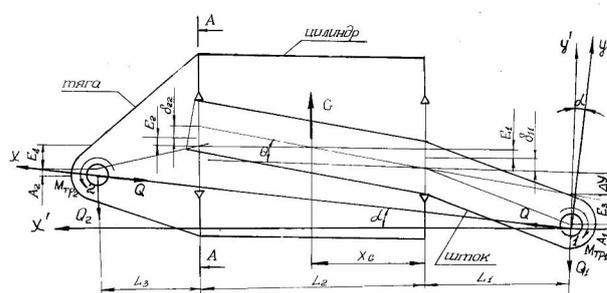


Рис. 2. Расчетная схема гидроцилиндра

Неподвижная плоскости отсчета – плоскость А-А. Оси координат выбраны следующим образом: ось x – по линии действия сжимающей нагрузки Q ; ось y – по направлению прогибов гидроцилиндра.

С учетом погрешностей изготовления элементов гидроцилиндра угол α между осью x и горизонтальной осью x' , перпендикулярной неподвижной плоскости А-А, можно определить по формуле:

$$\alpha = \frac{A_1 + E_3 + \Delta y + E_1 + \delta_{11} - A_2 - E_4}{L_1 + L_2 + L_3},$$

где $\Delta y = L_1 \cdot \theta$ – смещение оси штока в правом шарнире, обусловленное углом θ (рис. 2), равным

$$\theta = \frac{\delta_{11} + E_1 + \delta_{22} + E_2}{L_2},$$

L_1, L_2, L_3 – геометрические размеры гидроцилиндра (длины участков разбиения).

Дифференциальное уравнение изогнутой оси штока имеет вид [2]

$$E_{11} I_1 \frac{d^2 y}{dx^2} = -Qy - M_{TP1} - Q_1 x,$$

$$\text{или } \frac{d^2 y}{dx^2} + a_{12}^2 y = -\frac{1}{E_{11} I_1} (M_{TP1} + Q_1 x),$$

$$\text{где } a_{12}^2 = \frac{Q}{E_{11} I_1};$$

E_{11} – модуль упругости материала штока, кГс/см²;

I_1 – момент инерции поперечного сечения штока, см⁴.

$$I_1 = \frac{\pi D_{2(1)}^4}{64} \left(1 - \frac{D_{1(1)}^4}{D_{2(1)}^4} \right),$$

$D_{1(1)}, D_{2(1)}$ – внутренний и наружный диаметр штока, соответственно, см;

Q – тормозное усилие (осевая сжимающая нагрузка), кГс;

$M_{TP1} = 0,5 Q D_{P1} f_{TP}$ – момент трения в шарнире

со стороны штока, кГс·см.;

D_{P1} – диаметр пальца в шарнире со стороны штока, см;

f_{TP} – коэффициент трения в шарнире;

Q_1 – поперечная сила в шарнире со стороны штока, обусловленная силой веса привода с учетом действия линейных перегрузок, кГс.

$$Q_1 = \frac{G(L_2 - X_G + L_3)}{L_1 + L_2 + L_3},$$

$G = M A_G$ – сила веса привода с учетом действия линейных перегрузок, кГс,

M – вес привода, кг;

A_G – заданная перегрузка;

X_G – расстояние от координаты центра тяжести привода до торца цилиндра со стороны штока, см.

Упругие линии осей штока, тяги и цилиндра в нагруженном состоянии представлены на рис. 3.

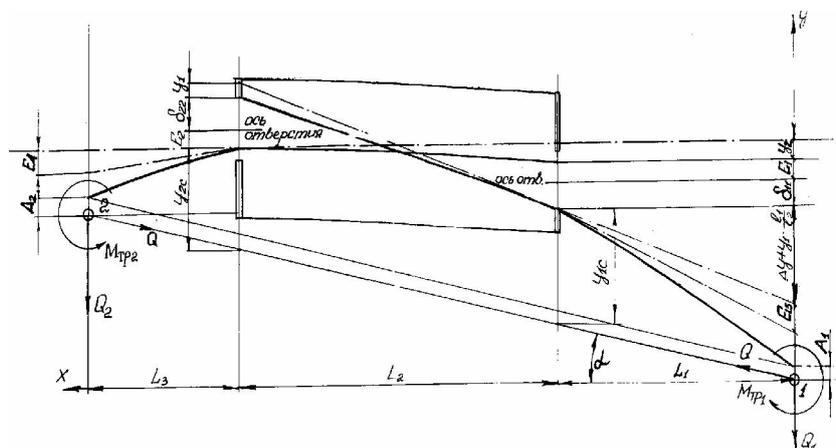


Рис. 3. Упругие линии осей штока, тяги и цилиндра в нагруженном состоянии

Общий интеграл уравнения оси штока равен

$$y = a \sin(a_{12} x) + b \cos(a_{12} x) - \frac{M_{TP1} + Q_1 x}{Q},$$

где a и b – постоянные интегрирования, кото-

рые определяются из граничных условий при $x = 0$,

$$y = A_1; \quad x = L_1, \quad \frac{dy}{dx} = \frac{\Delta y + E_3 - L_1 \alpha}{L_1} + \frac{y_1 + y_2}{L_2},$$

$$y_1 = \frac{(Q y_{1C} + M_{TP1} + Q_1 L_1) L_2^2}{3 E_{11} I_1};$$

$$y_2 = \frac{(Q y_{2C} + M_{TP2} + Q_2 L_3) L_2^2}{3 E_{22} I_2};$$

$M_{TP2} = 0,5 Q D_{P2} f_{TP}$ – момент трения в шарнире со стороны тяги, кГс·см,

D_{P2} – диаметр пальца в шарнире со стороны тяги, см;

Q_2 – поперечная сила в шарнире со стороны тяги, обусловленная силой веса привода с учетом действия линейных перегрузок, кГс

$$Q_2 = \frac{G(X_G + L_1)}{L_1 + L_2 + L_3};$$

y_{1C} – прогиб штока при $x=L_1$

$$y_{1C} = a \sin(a_{12}L_1) + b \cos(a_{12}L_1) - \frac{M_{TP1} + Q_1L_1}{Q},$$

y_{2C} – прогиб тяги при $x=L_3$

$$y_{2C} = c \sin(a_{22}L_3) + d \cos(a_{22}L_3) - \frac{M_{TP2} + Q_2L_3}{Q},$$

$$a_{22}^2 = \frac{Q}{E_{33} \cdot I_3};$$

E_{33} – модуль упругости материала тяги, кГс/см²;

I_3 – момент инерции поперечного сечения тяги, см⁴

$$I_1 = \frac{\pi \cdot D_{2(3)}^4}{64} \cdot \left(1 - \frac{D_{1(3)}^4}{D_{2(3)}^4}\right);$$

c и d – постоянные интегрирования, которые определяются из граничных условий при $x = 0$,

$$y = A_2; x = L_3, \quad \frac{dy}{dx} = \frac{E_4 - L_3\alpha}{L_3}.$$

Угол α в нагруженном состоянии гидроцилиндра:

$$\alpha_n = \frac{E_1 + \delta_{11} + y_2 + y_{1C} + L_1\alpha - y_{2C} + L_3\alpha}{L_1 + L_2 + L_3}.$$

Для проверки предложенного способа выполнен расчет на ПЭВМ по программе, составленной по специальной методике для гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком.

В качестве исходных данных приняты следующие величины:

$$Q = 6000 \text{ кГс}; \quad M = 10 \text{ кГс}; \quad A_G = 15; \quad L_1 = 23,5 \text{ см};$$

$$L_2 = 16,7 \text{ см}; \quad L_3 = 17,75 \text{ см}; \quad X_G = 10,4 \text{ см};$$

$$D_{P1} = D_{P2} = 3 \text{ см}; \quad D_{1(1)} = 0; \quad D_{2(1)} = 2,8 \text{ см};$$

$$D_{1(2)} = 6,6 \text{ см}; \quad D_{2(2)} = 8 \text{ см};$$

$$D_{1(3)} = 3,2 \text{ см}; \quad D_{2(3)} = 5,2 \text{ см};$$

$$E_{11} = 2 \cdot 10^6 \text{ кГс/см}^2; \quad E_{22} = 2 \cdot 10^6 \text{ кГс/см}^2;$$

$$E_{33} = 2 \cdot 10^6 \text{ кГс/см}^2; \quad f_{TP} = 0,2; \quad 0,005 \text{ см};$$

$$E_1 = E_2 = 0,01 \text{ см}; \quad E_3 = E_4 = 0,005 \text{ см};$$

$$\delta_{11} = \delta_{22} = 0,01 \text{ см}.$$

Результаты расчета (индексы: 1 – шток; 2 –

цилиндр; 3 – тяга):

- углы α, θ и смещение Δy , обусловленное углом θ , без нагрузки: $\alpha = 0,00131 \text{ см}; \quad \theta = 0,00238;$
 $\Delta y = 0,0561 \text{ см};$

- прогиб и максимальные напряжения поперечного сечения штока в месте его соединения с поршнем при рабочей нагрузке $P = 6000 \text{ кГс}$:
 $y_{1C} = 0,128 \text{ см}; \quad \sigma_1 = 2844 \text{ кГс/см}^2.$

Параметры устойчивости:

гидроцилиндр неустойчив при $P = 22800 \text{ кГс}$;
 $\alpha = 0,02818 \text{ радиан}; \quad y_{1C} = 1,0930 \text{ см}.$

гидроцилиндр устойчив при $P_Y = 22200 \text{ кГс}$;
 $\alpha = 0,02534 \text{ радиан}; \quad y_{1CY} = 0,9908 \text{ см}.$

На рис. 4 представлена зависимость прогиба штока y_1 от осевой сжимающей нагрузки.

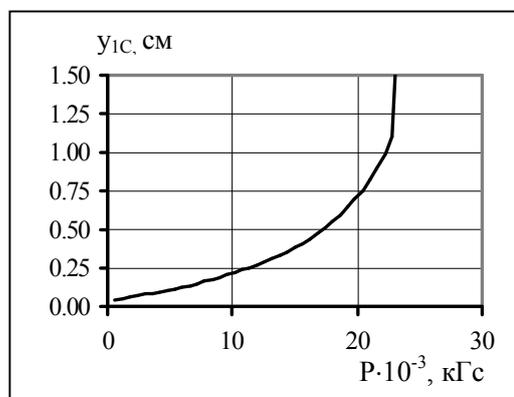


Рис.4. Зависимость прогиба штока y_{1C} от осевой сжимающей нагрузки

Таким образом, запас устойчивости для гидроцилиндра составляет:

$$n_{уст} = \frac{P}{Q} = \frac{22200}{6000} = 3,7.$$

С целью сравнительного анализа расчет этого же силового цилиндра был произведен по твердотельной модели без учета погрешностей изготовления с помощью программы COSMOS Works 6.0.

Результаты показывают завышенный запас устойчивости $n_{уст} = 4,18$ и вполне подтверждают правильность выше приведенного расчета (рис. 5).

Cylindr-3 :: Buckling
Mode Shape : 1 Load Factor = 4.1801

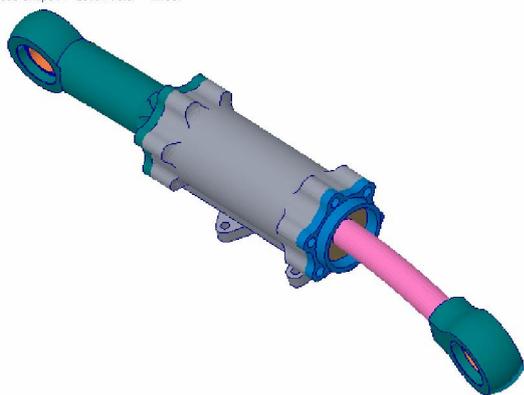


Рис.5. Расчет гидроцилиндра на устойчивость по твердотельной модели

Заключение

Представленная математическая модель гидроцилиндра позволяет изучить его поведение при нагрузках, близких к критическим. Это дает возможность при проектировании гидроцилиндра выбрать конструктивные параметры, обеспечивающие необходимый запас устойчивости при минимальном весе.

Список литературы:

1. Марутов В.А., Павловский С.А. Гидро-цилиндры. – М.: Машиностроение, 1966. – 172 с.
2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

УДК 006.86:620.178.16(045)

Н.А. Ходак, канд. техн. наук, О.А. Вишневский, асп., В.А. Шолопов, инж.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ И СРЕДСТВ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ АБРАЗИВНОГО ИЗНАШИВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ И ИХ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими проблемами

Абразивное изнашивание является одним из распространенных видов повреждаемости элементов авиационных конструкций, деталей узлов трения автомобилей, деталей сельскохозяйственных, строительных, горных и других машин путем попадания на их поверхности в процессе эксплуатации частиц минерального происхождения SiO_2 , глинозема, горных пород, продуктов износа поверхностей самих деталей с выступами шероховатостей более твердых поверхностей с их твердыми структурными составляющими (оксидные пленки и др.).

Для обеспечения более длительной работоспо-

собности элементов конструкций и их конструкционных материалов, которые работают в условиях абразивного изнашивания, на их рабочие поверхности наносят покрытия различными способами, что приводит к существенным изменениям механизмов и кинетики процессов разрушения поверхностных слоев деталей.

В связи с этим появляется научно-практическая необходимость разработки современного экспериментального оборудования для исследования процессов абразивного изнашивания и механических свойств материалов и их покрытий, разработки методик определения экстремальных скоростей изнашивания, критериев оценки процессов изнашивания и их математического моделирования с целью опре-