

ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО НЕОДНОРОДНОГО ТРУБОПРОВОДА ПРИ ЕГО СИЛОВОМ ВОЗБУЖДЕНИИ ПУЛЬСАЦИЯМИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

© 2000 Е.В. Шахматов, А.Б. Прокофьев

Институт акустики машин, г. Самара

Представлена математическая модель поперечных вибраций прямолинейного неоднородного участка трубопровода при его силовом возбуждении пульсациями давления и скорости рабочей жидкости. Определены общие подходы к решению дифференциального уравнения четвертого порядка в частных производных с переменными коэффициентами, лежащего в основе модели. Представлены пути развития исследований.

Известно, что пульсации давления рабочей среды генерируют интенсивные поперечные колебания трубопроводов [1, 2, 3]. Данное обстоятельство приводит к существенному снижению их прочности и надежности. В настоящее время имеются многочисленные экспериментальные результаты исследования взаимодействия динамических процессов в рабочей жидкости с элементами гидромеханических систем. Например, в работах [3, 4, 5] представлены экспериментальные результаты силового возбуждения трубопроводов пульсациями рабочей среды. Несмотря на большую практическую значимость решения задачи расчета амплитуд установившихся колебаний трубопровода под действием пульсирующего потока рабочей жидкости, она еще решена не полностью. В работе [6] предложено решение указанной задачи для частного случая основного параметрического резонанса. В работе [7] предложена виброакустическая модель прямолинейного однородного трубопровода. В ней решение уравнений, описывающих колебания трубопровода, осуществляется аналитическим путем. Сложность математических преобразований приводит к необходимости принятия допущений, оказывающих существенное влияние на точность решения задачи. В то же время в работе [8] отмечаются преимущества численного подхода к решению подобных уравнений.

В настоящей работе представлена математическая модель поперечных колебаний прямолинейного неоднородного участка тру-

бопровода в условиях пульсаций давления и скорости протекающей жидкости.

В отличие от предыдущих работ здесь учитываются:

- возможная неоднородность физических и геометрических параметров трубопровода вдоль его оси;
- число и упруго-жесткостные характеристики опор трубопровода;
- распределенность параметров пульсирующей жидкости.

Перечислим ряд принимаемых допущений:

1. Изменением плотности жидкости пренебрегаем ($\rho_{ж} = const$).
2. Поперечные колебания системы не вызывают в жидкости никаких дополнительных волновых явлений.
3. Известны демпфирующие свойства опор и материала трубопроводной системы, трением о воздух пренебрегаем.
4. Жесткость сечения трубопровода на изгиб вдоль продольной оси является функцией, не имеющей разрывов второго рода.
5. Кинематическое возбуждение трубопровода отсутствует.

Кроме перечисленных остаются в силе все обычные допущения сопромата.

При такой постановке задачи динамические свойства и характеристики источника пульсаций рабочей жидкости и присоединенной гидравлической цепи определяют крайние и граничные условия.

При изгибных колебаниях трубопровода круглого сечения в плоскости его оси эффекты, типичные для тонкостенных стерж-

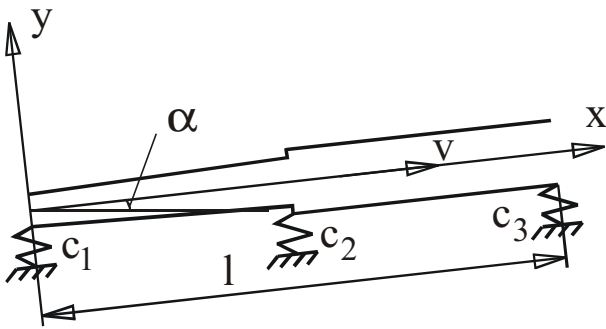


Рис. 1. Расчетная схема трубопровода

ней, не сказываются, ибо центр изгиба всегда совпадает с центром тяжести сечения. Поэтому неоднородный прямолинейный трубопровод можно рассматривать как обычную балку с переменными по длине параметрами (рис.1). С учетом предположения 4 уравнение прогибов оси y имеет вид:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = \frac{\partial^2 M}{\partial x^2}, \quad (1)$$

где $E(x)$ – модуль упругости;
 $I(x)$ – момент инерции сечения относительно нейтральной оси;
 y – прогиб трубопровода.

Изгибающий момент M в данном случае выражается так:

$$M = M_0 - Ny. \quad (2)$$

Здесь M_0 – изгибающий момент, который был бы при отсутствии продольной сжимающей силы N . Эта сила изменяется вдоль оси трубопровода за счет гидравлического трения и, если трубопровод не горизонтален, за счет составляющей веса оболочки по оси. Исходя из (2)

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = P - N \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - 2 \frac{\partial N}{\partial x} \frac{\partial y}{\partial x} - y \frac{\partial^2 N}{\partial x^2}. \quad (3)$$

Нормальная к оси системы нагрузка на единицу длины $P = \frac{\partial^2 M_0}{\partial x^2}$ складывается из нормальной к оси трубопровода составляющей веса оболочки и заполняющей ее жидкости $(m_m(x) + m_{жс}(x))g$, силы инерции оболочки

$$\left[-m_m(x) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \right], \text{ силы инерции заполняющей}$$

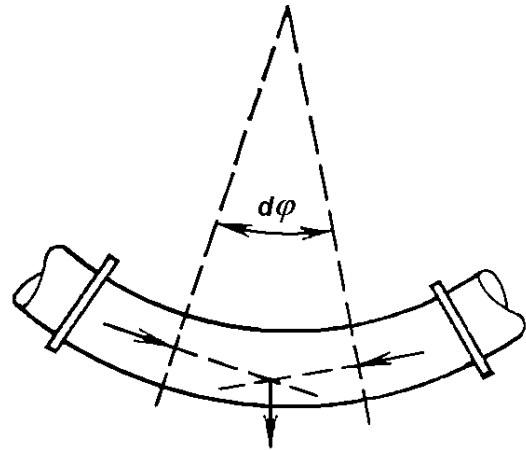


Рис. 2. Схема поперечных вибраций трубопровода

трубопровод жидкости $\left[-m_{жс}(x) \frac{d^2 y}{dt^2} \right]$, нагрузки, вызванной внутренним давлением.

Последняя определяется на основании рис.2. Если система прогнулась, то при бесконечно малом расстоянии между сечениями 1 и 2 поперечная сила, вызываемая внутренним давлением p , будет равна $S_{жс}(x)pd\phi$, где $d\phi$ - угол между сечениями 1 и 2. Значение этой силы на единицу длины есть $S_{жс}(x)pd\phi/dx = -S_{жс}(x)p\partial^2 y/\partial x^2$. Здесь $d\phi/dx = -\partial^2 y/\partial x^2$ есть кривизна оси.

Необходимо подчеркнуть, что траектория вектора средней по сечению скорости течения жидкости $\vec{u}(x,t)$ не совпадает с изогнутой осью системы, поэтому сила инерции жидкости выражается через $d^2 y/dt^2$, а не через $\partial^2 y/\partial t^2$, как сила инерции оболочки. Используя правила дифференцирования сложных функций, можно записать:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial y}{\partial t} + u \frac{\partial y}{\partial x} \right) = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) \frac{\partial y}{\partial x} + 2u \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + u^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2},$$

где $u(x,t)$ - средняя по сечению скорость течения.

Выражения для продольной сжимающей силы и ее частных производных по координате x запишем следующим образом:

$$N = N_0 + \frac{L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} u^2(x,t)x + m_m(x)gx \sin \alpha,$$

$$\frac{\partial N}{\partial x} = \frac{2L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} u(x,t) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} + m_m(x)g \sin \alpha,$$

$$\frac{\partial^2 N}{\partial x^2} = \frac{2L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} \left[\left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)^2 + u(x,t) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right]$$

$$p = p_0 - \frac{1}{\rho_{жс}g} \left(\frac{2u_0^2(x)}{C^2 r(x)} - \sin \alpha \right) x + P(x,t),$$

где N_0 - значение N при $x = 0$;

p_0 - стационарная составляющая давления при $x = 0$;

$P(x,t)$ - пульсационная составляющая давления;

$\rho_{жс}$ - плотность рабочей жидкости;

g - ускорение свободного падения;

α - угол наклона оси системы к горизонту ($\alpha > 0$ для нисходящих и $\alpha < 0$ для восходящих трубопроводов);

$L_{окр}$ - длина контакта жидкости с окружающей ее оболочкой в плоскости поперечного сечения;

u - скорость течения жидкости;

C - коэффициент Шези. Используя классическую формулу Маннинга, можно представить коэффициент Шези в виде [9]:

$$C = \frac{d^{1/6}}{n\sqrt{2}};$$

n - коэффициент шероховатости ($n=0,02\dots 0,04$);

d - внутренний диаметр трубопровода.

При дифференцировании учитывалось предположение 4, которое распространяется и на функции $L_{окр}=f_1(x)$, $m_m=f_2(x)$.

Подставляя в (3) значения $\frac{\partial^2 M}{\partial x^2}$, T и N , приходим к следующему уравнению поперечных колебаний:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + a_1(x,t) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + a_2(x,t) \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + \\ & + a_3(x) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a_4(x,t) \frac{\partial y}{\partial x} + \\ & + a_5(x,t) y = a_3(x)g, \end{aligned} \quad (4)$$

в котором обозначено:

$$\begin{aligned} a_1(x,t) = & \frac{1}{E(x)I(x)} \left[m_{жс}(x)u^2(x,t) + \right. \\ & + S_{жс}(x) \left(p_0 - \frac{1}{\rho_{жс}g} \left(\frac{2u_0^2(x)}{C^2 r(x)} - \sin \alpha \right) x + \right. \\ & + P(x,t) \left. \right) + N_0 + \frac{L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} u^2(x,t)x + \\ & \left. + m_m(x)gx \sin \alpha \right]; \end{aligned}$$

$$a_2(x,t) = \frac{2m_{жс}(x)}{E(x)I(x)} u(x,t);$$

$$a_3(x) = \frac{m_m(x) + m_{жс}(x)}{E(x)I(x)};$$

$$\begin{aligned} a_4(x,t) = & \frac{1}{E(x)I(x)} \left[m_{жс}(x) \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} + \right. \right. \\ & + u(x,t) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \left. \right) + 2 \left(\frac{2L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} u(x,t) \times \right. \\ & \left. \left. \times \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} + m_m(x)g \sin \alpha \right) \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_5(x,t) = & \frac{2L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2 EI} \left[\left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)^2 + \right. \\ & \left. + u(x,t) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right]. \end{aligned}$$

Уравнение (4) описывает поперечные колебания неоднородного прямолинейного участка трубопровода с учетом движущейся с пульсирующим давлением жидкости. Уравнение (4) имеет структуру, схожую со структурой уравнения, полученного Н.С. Кондрашевым [6]. Некоторые отличия связаны с тем, что при выводе уравнения (4), в отличие от уравнения Н.С. Кондрашева, учитывались:

- изменение скорости жидкости по длине трубопровода и во времени;
- трение в жидкости;
- угол наклона оси трубопровода к горизонту;
- распределение пульсаций давления по длине трубопровода;
- изменение геометрических и физических

параметров трубопровода по длине.

Учет перечисленных факторов позволяет описывать уравнением (4) не только установившиеся периодические процессы в гидромеханической системе, но и моделировать поведение трубопровода во время переходных процессов в гидролинии.

Переходя к решению уравнения (4), несколько упростим его, приняв некоторые допущения, характерные для рассматриваемого случая установившихся периодических процессов в гидравлических линиях энергетических установок. Будем рассматривать горизонтальный участок системы (принимая $\alpha=0$). Пренебрежем потерями среднего давления по длине линии. С учетом этих допущений уравнение (4) можно переписать в виде:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + a_{10}(x,t) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + a_{20}(x,t) \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + \\ & + a_{30}(x) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a_{40}(x,t) \frac{\partial y}{\partial x} + \\ & + a_{50}(x,t)y - a_{30}(x)g = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

где

$$\begin{aligned} a_{10}(x,t) = & \frac{1}{E(x)I(x)} [m_{\text{жс}}(x)u^2(x,t) + S_{\text{жс}}(x)(p_0 + \\ & + P(x,t)) + N_0 + \frac{L_{\text{окр}}(x)\rho_{\text{жс}}g}{C^2} u^2(x,t)x]; \end{aligned}$$

$$a_{20}(x,t) = \frac{2m_{\text{жс}}(x)}{E(x)I(x)} u(x,t);$$

$$a_{30}(x) = \frac{m_{\text{м}}(x) + m_{\text{жс}}(x)}{E(x)I(x)};$$

$$\begin{aligned} a_{40}(x,t) = & \frac{1}{E(x)I(x)} \left[m_{\text{жс}}(x) \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} + u(x,t) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right) + \right. \\ & \left. \frac{4L_{\text{окр}}(x)\rho_{\text{жс}}g}{C^2} u(x,t) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right]; \end{aligned}$$

$$a_{50}(x,t) = \frac{2L_{\text{окр}}(x)\rho_{\text{жс}}g}{C^2 EI} \left[\left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)^2 + u(x,t) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right].$$

Для решения уравнения (5) воспользуемся методом Бубнова-Галеркина. Примем приближенно:

$$y(x,t) = \sum_{i=1}^n f_i(t)\varphi_i(x),$$

где $f_i(t)$ - подлежащие определению функции времени;

$\varphi_i(x)$ - аппроксимирующие функции, удовлетворяющие граничным условиям.

В качестве функций $\varphi_i(x)$ следует принимать собственные формы поперечных колебаний трубопровода с учетом характеристик упругостей опор.

Применяя к уравнению (5) метод Бубнова-Галеркина, получим систему n дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами:

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^n A_{ik} f_k'' + B_{ik} f_k' + C_{ik} f_k - D_{ik} = 0, \\ i = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \quad (6)$$

где

$$\begin{aligned} A_{ik} &= \int_0^l a_{30} \varphi_i \varphi_k dx; \\ B_{ik} &= \int_0^l a_{20} \varphi_k' \varphi_i dx; \\ C_{ik} &= \int_0^l [\varphi_k^{IV} + a_{10} \varphi_k'' + a_{40} \varphi_k] \varphi_i dx; \\ D_{ik} &= g \int_0^l a_{30} \varphi_i dx. \end{aligned} \quad (7)$$

С учетом выражений, соответствующих силам трения [6], система уравнений (6) преобразуется к виду:

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^n A_{ik} f_k'' + (B_{ik} + 2\varepsilon_i) f_k' + C_{ik} f_k - \\ - D_{ik} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \quad (8)$$

где ε_i - коэффициент затухания для i -го тона, который легко определяется, если известны демпфирующие характеристики опор и материала трубопровода [6].

Подчеркнем, что в последнем уравнении A_{ik} , B_{ik} , C_{ik} , D_{ik} есть функции одного параметра t .

Для повышения наглядности уравнения (8) и выражений (7) расшифруем их, ограничившись сначала первым, а затем вторым приближением.

В первом случае приближенное решение уравнения (5) записывается в виде:

$$y(x,t) = f(t)\varphi(x),$$

где в качестве аппроксимирующей функции $\varphi(x)$ следует выбирать форму собственных колебаний в соответствии с рекомендациями работы [6].

В этом случае уравнение (8) переписывается в виде:

$$Af'' + (B + 2\varepsilon)f' + Cf - D = 0, \quad (9)$$

где

$$A = \int_0^l a_{30} \varphi^2 dx;$$

$$B = \int_0^l a_{20} \varphi' \varphi dx;$$

$$C = \int_0^l [\varphi^{IV} + a\varphi'' + a_{40}\varphi] \varphi dx;$$

$$D = g \int_0^l a_{30} \varphi dx.$$

Во втором случае приближенное решение уравнения (5) записывается в виде:

$$y(x, t) = f_1(t)\varphi_1(x) + f_2(t)\varphi_2(x).$$

Запись уравнения (8) будет следующей:

$$\left. \begin{aligned} A_{11}f_1'' + A_{21}f_2'' + (B_{11} + 2\varepsilon_1)f_1' + (B_{21} + 2\varepsilon_1)f_2' + \\ + C_{11}f_1 + C_{21}f_2 - D_{11} - D_{21} = 0 \\ A_{12}f_1'' + A_{22}f_2'' + (B_{12} + 2\varepsilon_2)f_1' + (B_{22} + 2\varepsilon_2)f_2' + \\ + C_{12}f_1 + C_{22}f_2 - D_{12} - D_{22} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где

$$A_{11} = \int_0^l a_{30} \varphi_1^2 dx;$$

$$A_{21} = A_{12} = \int_0^l a_{30} \varphi_1 \varphi_2 dx;$$

$$A_{22} = \int_0^l a_{30} \varphi_2^2 dx;$$

$$B_{11} = \int_0^l a_{20} \varphi_1' \varphi_1 dx;$$

$$B_{12} = \int_0^l a_{20} \varphi_2' \varphi_1 dx;$$

$$B_{21} = \int_0^l a_{20} \varphi_1' \varphi_2 dx;$$

$$B_{22} = \int_0^l a_{20} \varphi_2' \varphi_2 dx;$$

$$C_{11} = \int_0^l [\varphi_1^{IV} + a_{10}\varphi_1'' + a_{40}\varphi_1] \varphi_1 dx;$$

$$C_{12} = \int_0^l [\varphi_2^{IV} + a_{10}\varphi_2'' + a_{40}\varphi_2] \varphi_1 dx;$$

$$C_{21} = \int_0^l [\varphi_1^{IV} + a_{10}\varphi_1'' + a_{40}\varphi_1] \varphi_2 dx;$$

$$C_{22} = \int_0^l [\varphi_2^{IV} + a_{10}\varphi_2'' + a_{40}\varphi_2] \varphi_2 dx;$$

$$D_{11} = D_{12} = g \int_0^l a_{30} \varphi_1 dx;$$

$$D_{21} = D_{22} = g \int_0^l a_{30} \varphi_2 dx;$$

Из сравнения выражений для этих двух приближений очевидно резкое увеличение громоздкости расчетных соотношений, пропорциональное квадрату номера приближения.

Анализ работы [8] показывает, что аналитический путь решения уравнений (9), (10) и (8) является весьма трудоемким, мало наглядным и совершенно неприемлемым для инженерной практики. В той же работе отмечается, что наиболее перспективный путь интегрирования подобных уравнений - численный.

Таким образом, в данной работе были проанализированы методы теоретического исследования вибраций трубопроводов под воздействием пульсирующего потока рабочей жидкости, применявшиеся ранее. Были определены и обоснованы недостатки и особенности различных подходов к этому вопросу. Авторами представлен вывод уравнения, описывающего динамику прямолинейного участка неоднородного трубопровода под воздействием пульсирующего потока рабочей жидкости. Данное уравнение справедливо не только для установившихся периодических процессов в гидравлической системе, но может также быть использовано для моделирования вибраций трубопровода во время переходных процессов в гидролинии (например, при гидравлическом ударе).

Представленная виброакустическая модель прямолинейного неоднородного участка трубопровода также является базой для

разработки расчетных моделей эффективности снижения вибропараметров трубопроводной системы после установки корректирующих устройств (гасителей колебаний давления, механических демпферов и т.п.). Для этого в рассмотренную модель необходимо ввести соотношения, учитывающие влияние характеристик корректирующих устройств (КУ) на изменение пульсационного состояния гидрوليнии, геометрии полученной системы, форм колебаний. Проведение подобной работы может послужить основой для создания САПР КУ, обеспечивающих максимальное снижение вибрационных и пульсационных нагрузок в трубопроводных системах энергетических установок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Старцев Н.И.* Трубопроводы газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1976.
2. *Сапожников В.М., Лагосюк Г.С.* Прочность и испытания трубопроводов гидросистем вертолетов и самолетов. М.: Машиностроение, 1973.
3. Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах / *А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, В.В. Леньшин, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов, Г.В. Шестаков, В.П. Шорин.* Под ред. *Е.В. Шахматова и В.П. Шорина.* Самара: СГАУ, 1998.
4. *Леньшин В.В., Шахматов Е.В.* Экспериментальные исследования виброакустических свойств трубопроводов с пульсирующей рабочей средой // Ракетно-космическая техника. Ч1. Самара. 1996. Вып.1.
5. *Калнин В.М., Корвяков Ю.М., Митрофанова Л.И., Науменкова Н.В., Олифирова Г.И.* Экспериментальное исследование пульсационно-вибрационных процессов в элементах систем топливопитания и управления летательных аппаратов и двигателей // Динамика гидросистем энергетических установок летательных аппаратов. Киев: Наукова думка, 1991.
6. *Кондрашов Н.С.* О параметрических колебаниях трубопроводов // Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. Вып. XIX. Куйбышев: КуАИ, 1965.
7. *Леньшин В.В., Шахматов Е.В.* Виброакустическая модель трубопровода // Труды Всероссийской научно-техн. конф. "Технопарки, инновации, конверсия". Самара: СГАУ, 1995.
8. *Акимов М.Ю., Вельмисов П.А.* Исследование устойчивости трубопровода с учетом нелинейной осевой упругой силы // Прикладные задачи механики. Ульяновск: УлГТУ, 1998.
9. *Чугаев Р.Р.* Гидравлика. Л: Энергия, 1975.

VIBROACOUSTICAL MODEL OF STRAIGHT NONUNIFORM PIPELINE UNDER FORCE EXCITEMENT BY WORKING FLUID PULSATION

© 2000 E.V. Shakhmatov, A.B. Prokofiev

Institute of Machines Acoustics, Samara

Vibroacoustical math model of straight nonuniform part of pipeline under its force excitement by working fluid pulsation of pressure and velocity is presented. General ways to solving fourth order partial differential equation lying in base of model are defined. Ways of research development are presented.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СВОБОДНОПОРШНЕВОГО ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА

© 2000 Д.В. Герасимов

Самарский научный центр РАН

Рассмотрены особенности и подходы к проектированию свободнопоршневого генератора с преобразованием поступательного движения поршня в электрическую энергию. Определены основные режимы работы системы управления такого двигателя.

Вспомогательная бортовая энергетическая установка, как и силовая установка современного транспортного средства, имеет развитую систему управления процессами смесяобразования, воспламенения рабочей смеси, систему шумоглушения, нейтрализации выхлопных газов. Сложности создания и взаимодействия этих систем определяют, прежде всего, недостатки кривошипно-шатунного механизма машины объёмного вытеснения традиционных двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

При композиции (поиске) силового агрегата с механической связью конструкция механизма машины объёмного вытеснения должна обладать высокой степенью надёжности, обеспечивать экономичную и экологически чистую его работу в широком диапазоне выходных оборотов, что на практике выполняется применением сложных систем управления.

Требования к перспективному силовому агрегату допускают получение на выходе как механической, так и электрической или гидравлической энергии. В зависимости от этой связи двигателя силовой установки могут иметь различные принципиальные схемы.

Композицию механизма силового агрегата – генератора электрической энергии рационально проводить для механизмов машин объёмного вытеснения с минимальным числом подвижных звеньев, одновременно создавая и систему управления, обеспечивающую режим запуска и режимы работы при различных нагрузках.

Исходя из вышеперечисленных требований, предъявляемых к конструкции силовой

установки (СУ), разработана конструкция свободнопоршневого электрогенератора. Свободнопоршневой электрогенератор (СПЭГ) представляет собой линейный двигатель внутреннего сгорания, в котором в результате взаимодействия магнита-поршня с обмоткой катушки в ней наводится электродвижущая сила (ЭДС) индукции. Линейный двигатель отличается существенной простотой конструкции (в нём всего одна движущаяся деталь - поршень) и малой удельной массой [1].

Выбраны два направления исследования СПЭГ.

Первое направление - совершенствование узла катушка-магнит с целью максимального использования энергетических возможностей этой системы (нахождение максимального КПД линейного электрогенератора), выбор оптимальных геометрических и магнитных характеристик как магнита, так и катушки.

Второе направление - совершенствование теплотехнических характеристик линейного двигателя, отличительная особенность которого - работоспособность при изменяющейся степени сжатия, что, наряду с отсутствием боковых нагрузок поршня на цилиндр, ведёт к повышению эффективного КПД.

Принцип получения электрической энергии в ДВС основан на возникновении электромагнитной энергии в результате взаимодействия поступательно движущегося магнита в неподвижной катушке, состоящей из большого числа витков проволоки:

$E_i = d\Phi/dt$, иначе $E_i = V \cdot [d\Phi/ds]$,
где E_i – ЭДС индукции;

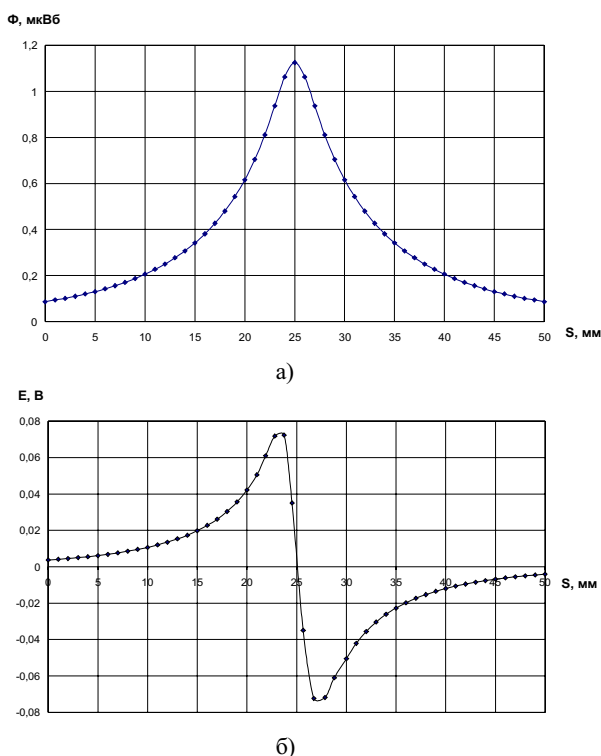


Рис. 1. Изменение магнитного потока (а) и ЭДС индукции (б) от перемещения поршня-магнита диаметром $d=0,029$ м сквозь один виток проволоки катушки

Φ – магнитный поток, создаваемый постоянным магнитом;

V – скорость движения поршня;

s – перемещение поршня.

При создании высокоэффективного СПЭГ необходимо совершенствовать как электротехническую ($d\Phi/ds$), так и теплотехническую (V) часть и искать их совместный оптимум.

Электрическая составляющая ЭДС является функцией многих переменных. Так $d\Phi/ds$ – функция диаметра цилиндра, характеристик магнита, количества витков проволоки, материала, способа намотки проволоки и др.

Электрический КПД линейного генератора электроэнергии несколько меньше электрического КПД кругового генератора, вызванного несинусоидальностью периодически меняющейся ЭДС индукции (рис. 1б) $\eta_{эл} = 0,7...0,9$ [2]. Механический КПД СПЭГ близок к единице ($\eta_M \sim 1,0$) из-за минимального трения поршня о стенки цилиндра и отсутствия потерь в подшипниках (из-за отсутствия вращающихся частей). Можно запи-

сать, что общий (эффективный) КПД СПЭГ:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_M$$

где η_i – индикаторный КПД.

ЭДС индукции характеризуется скоростью изменения магнитного потока, проходящего сквозь обмотки катушки.

Магнитный поток в любой момент времени (рис. 1а):

$$\Phi = \pi \cdot [(2r \cdot dB_s(r))/dr + d^2 B_s(r)/dr^2]$$

где B_s – проекция вектора магнитной индукции на ось катушки,

r – внутренний радиус катушки.

Сила, действующая на магнит со стороны катушки

$$F_K = m \cdot (dB_s/ds),$$

где m – дипольный момент магнита.

Анализируя график изменения ЭДС для одного витка проволоки катушки (рис. 1а,б) можно предложить, что для увеличения КПД линейного генератора (состоящего из большого числа витков проволоки, расположенных вдоль оси движения поршня) и устранения вредных индукционных токов рационально применение многосекционной катушки (параллельное соединение витков проволоки).

Теплотехническая составляющая СПЭГ также является функцией многих переменных. Так скорость движения поршня является функцией диаметра цилиндра d , хода поршня s , параметров продувки цилиндра, массы поршня m_n , и т.д.

Отличительная особенность свободнопоршневого двигателя заключается в возможности достижения автоматического регулирования степени сжатия в величины полезной нагрузки, что позволяет двигателю работать на оптимальных частотах колебательного движения поршня.

В качестве примера определены основные кинематические и динамические характеристики для СПЭГ с общим объёмом цилиндров $V_h = 9,2$ см³ в расчётной точке с частотой движения поршня $f = 8020,8$ циклов/мин и геометрической степенью сжатия $\epsilon = 20$ (рис.2а, б, в).

Из уравнения движения линейного двигателя

$$F_p - F_c + F_M = m\alpha_s,$$

где F_p – сила расширения газов в цилиндре; F_c – сила сжатия газов в цилиндре;

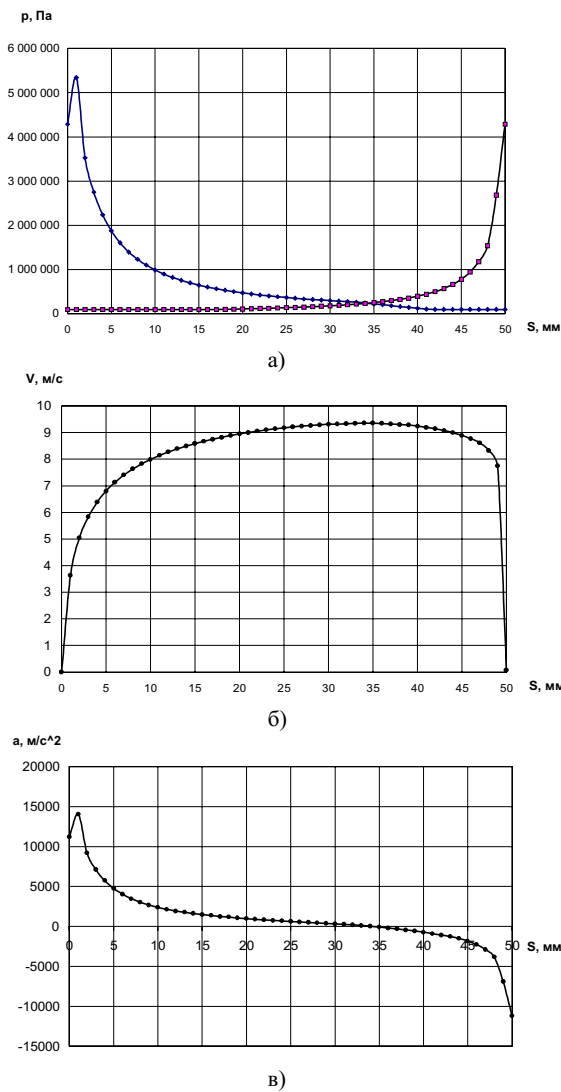


Рис. 2. Изменение давления газов p в цилиндре (а), скорости V (б) и ускорения поршня a (в) от перемещения поршня вдоль цилиндра от одной до другой мёртвых точек линейного двигателя

$F_m \sim 0$ сила трения в цилиндре.

Можно определить ускорение a_s и скорость V перемещения магнита-поршня в цилиндре (рис.2):

$$\alpha_s = (F_p - F_c) / m_n,$$

$$V = \sqrt{2 \cdot \int a ds},$$

где m_n - масса поршня.

Изменение скорости поршня ΔV , влияющее на ЭДС индукции, определяет КПД электрической части двигателя и является функцией многих переменных, в частности f (частоты движения поршня), ϵ (степени сжатия), s/d (отношения хода поршня к диаметру цилиндра), m_n , качества продувки и др.

Проанализировано влияние массы поршня m_n и диаметра рабочего цилиндра d (при

неизменном объёме цилиндров $V_h = 9,2 \text{ см}^3$) на теплотехнические характеристики СПЭГ (рис.3). Как видно из графиков, уменьшение массы поршня наряду с увеличением диаметра рабочей камеры повышает частоту движения поршня. Увеличение диаметра ограничивается уменьшением полезной длины катушки (вследствие уменьшения хода поршня), а также ухудшением продувки цилиндра [3]. Уменьшение массы поршня лимитируется прочностью конструкции и магнитными свойствами магнита.

Отличительная особенность работы СПЭГ - работа в узком диапазоне рабочих частот движения поршня (так при изменении степени сжатия ϵ с 5 до 20 частоты f лежат в пределах от 6000 до 8000 циклов/мин). Возможность выхода сразу на повышенные частоты приводит к увеличению детонационной стойкости двигателя в целом, а также устраняет некоторые проблемы с уравновешенностью системы.

Большинство известных конструкций свободнопоршневых генераторов электроэнергии, поршни которых связаны с магнитами, перемещающимися вдоль оси неподвижных соленоидов, выполнены с механическими системами газораспределения и воспламенения топлива. Создание микропроцессорной системы управления СПЭГ значительно расширяет его возможности и область практического применения.

Определены четыре основных режима этой системы.

Режим основной. Ведущее звено - поршень, совершающий перемещения за счёт циклически изменяющегося давления в рабочей камере цилиндра; магнит возбуждает в обмотке катушки переменное напряжение (режим электрогенератора).

Режим запуска. Ведущее звено - магнит, совершающий перемещения за счёт подачи напряжения изменяющейся частоты на обмотку катушки; поршень создаёт в рабочей камере цилиндра давление рабочей смеси (режим электродвигателя).

Режим контроля. Если в режиме запуска достигнуто воспламенение смеси в рабочей камере (зажигание), осуществляется переход к режиму электрогенератора.

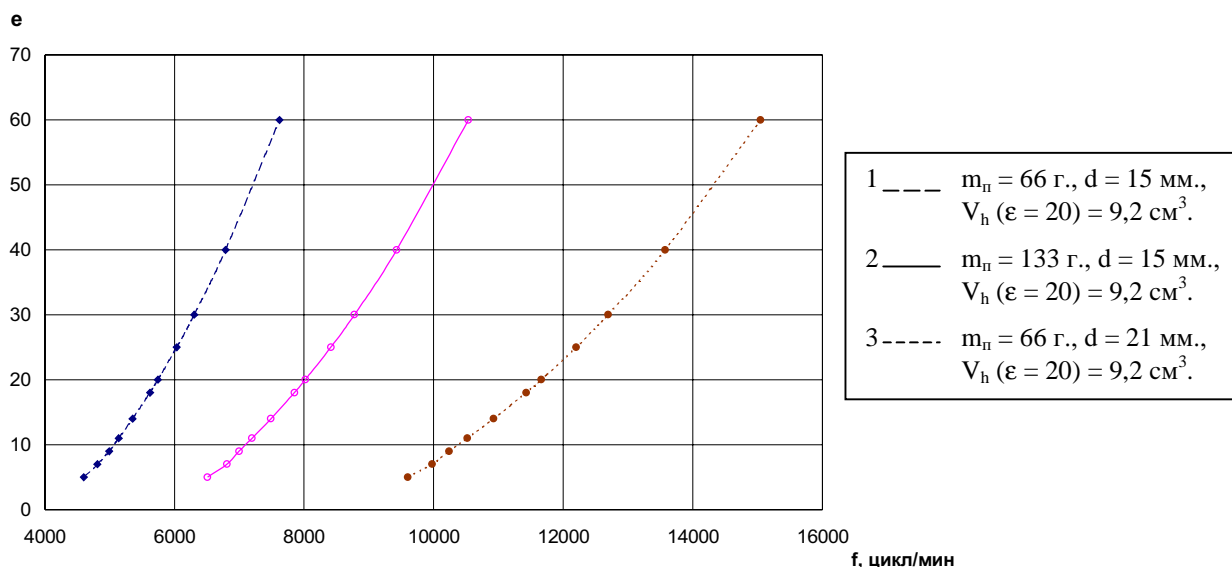


Рис. 3. Влияние массовых и геометрических показателей подвижного элемента (поршня) на изменение степени сжатия ϵ и частоту движения поршня

Если в основном режиме к моменту достижения максимального давления в рабочей камере отсутствует зажигание, то задаётся переход к режиму электродвигателя на частоте основного режима.

Режим регулирования. При изменении нагрузки на электрогенератор по определённой программе осуществляется подача топлива и момент искрообразования по сигналам датчиков положения поршней или давления в рабочей камере, корректируя работу СПЭГ.

Смена режимов контроля и регулирования происходит автоматически как при запуске, так и при работе электрогенератора.

Помимо всего вышеперечисленного система управления СПЭГ должна включать систему зарядки аккумулятора, систему выпрямления переменного (несинусоидального) тока, вырабатываемого СПЭГ, систему поддержания постоянства напряжения, поступающего на обмотки аккумулятора и к потребителю.

Система СПЭГ-аккумулятор (СА) предполагает как совместную, так и отдельную работу СПЭГ и аккумулятора в качестве выработки электроэнергии потребителю. Система управления должна обеспечить оптимальную работу комбинации СА, так при разрядке аккумулятора включается в работу СПЭГ, который в свою очередь подзаряжает

аккумулятор и вырабатывает электроэнергию потребителю; при увеличении потребностей в электроэнергии осуществляется совместная их работа.

Необходимость применения относительно сложной микропроцессорной системы ограничивает возможности создания «идеального» СПЭГ, а использование внешнего источника электропитания несколько ограничивает область его применения. Практический интерес могут представлять и варианты СПЭГ с менее совершенной системой управления.

На основе анализа известных конструкций с учётом многообразия физических эффектов преобразования энергии можно выделить несколько перспективных направлений исследований:

1. Поиск вариантов СПЭГ с развитой микропроцессорной системой управления.
2. Поиск вариантов СПЭГ различной мощности с механической или электрической схемой управления.
3. Поиск вариантов СПЭГ для работы на альтернативных видах топлива.

Приведённые выше направления исследований требуют различных подходов как к формулированию технических требований, так и к выбору принципиальных схем перспективных энергоустановок [2].

Создано методическое обеспечение

обобщённой модели СПЭГ, обеспечивающей на всех этапах проектирования количественный и качественный сравнительный анализ различных вариантов [3].

Современные конструкционные материалы позволяют существенно снизить массу подвижных частей СПЭГ, а следовательно, увеличить частоту их колебательных движений, что снижает вес и габариты электрогенератора.

Математическое моделирование убедительно доказывает перспективность силовых установок со съёмом мощности в виде электрической энергии, а, следовательно, и практическую полезность научно-исследовательских работ в данном направлении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Семёнов Б.П., Герасимов Д.В. Прimitивизм как направление композиции механизмов двигателя // Motauto99 Proceeding, Internal Combustion Engines. Plovdiv. 1999.
2. Нейман Л.Р., Демирчан К.С. Теоретические основы электротехники. Л.: Энергия, 1967.
3. Орлин А.С. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. М.: Машиностроение, 1971.
4. Семёнов Б.П., Косенок Б.Б., Тихонов А.Н. Модульное моделирование механизмов. Самара: СГАУ, 1997.

RESEARCH OF FEATURES OF DESIGNING OF THE LINEAR ENGINE WITH ELECTRICAL TRANSFORMATION OF ENERGY OF MOVEMENT OF THE PISTON

© 2000 D.V. Gerasimov

Samara Science Centre of Russian Academy of Sciences

Prospects of use of the Piston engine as power part of a vehicle with transformation of a forward movement of the piston to electrical energy are considered in the Scientific article.