

УДК 621.438

Н.А. Марченко, канд. техн. наук

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПО ПЕРЕСЕЧЕННОЙ МЕСТНОСТИ

Введение

Широкий диапазон изменения дорожных условий, в которых может эксплуатироваться транспортное средство, обуславливает многообразие режимов работы их силовых установок [1, 2]. На транспорте наибольшее распространение среди силовых установок большой мощности получили двух- и четырехтактные поршневые двигатели, а также газотурбинные установки (ГТУ) с подводом теплоты в камере сгорания (КС) при постоянном давлении. Из теории ГТУ известно, что лучшие термодинамические параметры в рабочем цикле можно получить при рациональной реализации изохорного подвода теплоты в камере сгорания [3]. Однако опыт создания и исследования таких ГТУ в настоящее время еще незначительный. В статье представлены результаты моделирования движения транспортного средства по пересеченной местности с известными статистическими характеристиками микропрофиля дороги, где в качестве силовой установки используется двухвальная многокамерная ГТУ со свободной силовой турбиной (СТ) и подводом теплоты в КС при $V = \text{const}$, а также исследования процессов, происходящих в рассматриваемой ГТУ с изохорным теплоподводом.

Проблема имитационного моделирования движения транспортного средства с исследуемой силовой установкой

В двухвальной ГТУ преобразование энергии отработавших газов в механическую энергию вращения валов описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} J \frac{d\omega}{dt} &= \frac{N_{\text{СТ}}(p_{\text{СТ}}, p_{\text{ОТ}}, T_{\text{СТ}}, \omega)}{\omega} - M_{\text{МП}}(\omega) - \\ &- M_{\text{ДОП}}(\omega) - M_{\text{Н}}(\tau); \\ J_{\text{ТК}} \frac{d\omega_{\text{ТК}}}{dt} &= \frac{N_{\text{Т}}(p_{\text{СТ}}, p_{\text{Т}}, T_{\text{Т}}, \omega_{\text{ТК}})}{\omega_{\text{ТК}}} - \\ &- \frac{N_{\text{К}}(p_0, p_s, T_0, \omega_{\text{ТК}})}{\omega_{\text{ТК}}}, \end{aligned} \quad (1)$$

где J – момент инерции масс, приведенных к выходному валу силовой турбины. Для тяжелой гусеничной машины $J \approx 4 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ [4];

$J_{\text{ТК}}$ – момент инерции масс, приведенных к ротору турбокомпрессора;

ω – угловая скорость вращения выходного вала;

$\omega_{\text{ТК}}$ – угловая скорость вращения ротора турбокомпрессора;

$M_{\text{МП}}$ – момент механических потерь;

$M_{\text{ДОП}}$ – момент нагрузки вспомогательных агрегатов;

$M_{\text{Н}}$ – активный момент нагрузки на выходном валу силовой турбины;

$N_{\text{СТ}}$ – мощность силовой турбины;

$N_{\text{Т}}$ – мощность турбины компрессора (ТК), которая работает в импульсном потоке отработавших газов;

$N_{\text{К}}$ – мощность компрессора;

p_0 – давление окружающей среды;

p_s – давление рабочего тела после компрессора;

$p_{\text{Т}}$ – давление газов перед ТК;

$p_{\text{СТ}}$ – давление газов перед силовой турбиной;

$p_{\text{ОТ}}$ – давление отработавших газов после СТ;

$T_{\text{Т}}$ – температура газов перед ТК;

$T_{\text{СТ}}$ – температура газов перед СТ;

T_0 – температура окружающей среды.

Данные параметры можно определить по известным уравнениям теории тепловых двигателей и лопаточных машин, а также построенной математической модели рабочего процесса ГТУ с изохорным теплоподводом [5]. Основную проблему в данном случае составляет методика определения момента нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины при движении по пересеченной местности $M_{\text{Н}}$. В реальных условиях момент нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины является случайной функцией, в которую входят две составляющие:

$$M_{\text{Н}}(\tau) = M_{\text{С}}(\tau) + M_{\text{ИН}}, \quad (2)$$

где $M_{\text{С}}$ – момент сопротивления на выходном валу, являющийся случайной функцией времени из-за наличия неровностей дороги [4];

$M_{\text{ИН}}$ – момент инерции транспортного средства.

Решение проблемы имитационного моделирования движения транспортного средства

При движении гусеничной машины с постоянной скоростью отсутствует составляющая момента инерции, поэтому момент нагрузки будет равен моменту сопротивления, который, в свою очередь, может быть представлен как наложение случайного приращения $\Delta M_{\text{С}}(\tau)$ на его постоянную составляющую $M_{\text{СО}}$:

$$M_H(\tau) = M_C(\tau) = M_{CO} + \Delta M_C(\tau). \quad (3)$$

Кроме того, исходя из уравнения (1) при равномерном движении $\frac{d\omega}{d\tau} = 0$, и активный момент на выходном валу двигателя будет равен моменту сопротивления с учетом моментов нагрузки дополнительных агрегатов $M_{доп}$ и механических потерь $M_{мп}$. Тогда для оценки постоянной составляющей момента сопротивления на выходном валу M_{CO} при $\Delta M_C(\tau) = 0$, а также исходя из требований по обеспечению необходимой мощности двигателя $N_{ном} = 1000$ кВт и номинальной угловой скорости вращения выходного вала ω , воспользуемся соотношением

$$M_{CO} = \frac{N_{ст} (P_{ст} \cdot P_{от} \cdot T_{ст} \cdot \omega)}{\omega} \approx 4300 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4)$$

Кривая спектральной плотности $S(\omega)$ случайного сигнала $\Delta M_C(\tau)$ имеет два выраженных максимума [4]. Поэтому случайный сигнал $\Delta M_C(\tau)$ может быть получен с помощью формирующего динамического звена (см. рис. 1), представляющего собой последовательное соединение двух колебательных звеньев. Тогда если на вход формирующего динамического звена подается некоррелированный «белый шум» $\xi(\tau)$ с интенсивностью $q = S(0) = 5$, на выходе будет иметь место случайная функция $\Delta M_C(\tau)$.

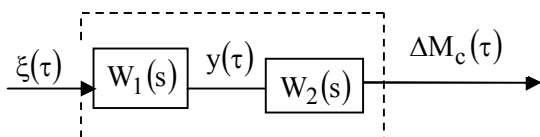


Рис. 1. Формирующее динамическое звено

Передаточные функции звеньев, входящих в состав формирующего динамического звена, имеют вид:

$$W_1(s) = \frac{1}{T_{11}^2 s^2 + T_{12} s + 1}; \quad (5)$$

$$W_2(s) = \frac{1}{T_{21}^2 s^2 + T_{22} s + 1},$$

где s – аргумент преобразования Лапласа;

$T_{11}, T_{12}, T_{21}, T_{22}$, – постоянные времени.

В соответствии с (5) дифференциальные уравнения, связывающие входные и выходные переменные звеньев, записываются следующим образом

$$T_{11}^2 \ddot{y}(\tau) + T_{12} \dot{y}(\tau) + y(\tau) = \xi(\tau); \quad (6)$$

$$T_{21}^2 \ddot{\Delta M}_C(\tau) + T_{22} \dot{\Delta M}_C(\tau) + \Delta M_C(\tau) = y(\tau),$$

Значения постоянных времени в уравнении (6) составляют $T_{11} = 2,43$ с, $T_{12} = 0,82$ с, $T_{21} = 0,577$ с, $T_{22} = 0,01245$ с [4].

Для получения нормального «белого шума» на ЭВМ можно использовать стандартный генератор случайных чисел, равномерно распределенных на интервале $[0, 1]$. Обратившись к генератору N раз, получим последовательность равномерно распределенных на интервале $[0, 1]$ случайных величин $z_k, k = \overline{1, N}$. Теперь образуем на каждом шаге интегрирования системы (6) случайную величину $x = \alpha \sum_{k=1}^N z_k - \beta$, где α и β – некоторые параметры. Со-

гласно центральной предельной теореме теории вероятностей [6], при достаточно большом значении N случайная величина x , будет иметь распределение, близкое к нормальному. С достаточной для практических расчетов точностью объем выборки можно ограничить некоторым числом. На практике часто принимают $N = 12$. Тогда $x = \sum_{k=1}^{12} z_k - 6$.

Теперь для получения на каждом шаге интегрирования системы (6) «белого шума» $\xi(\tau)$ с математическим ожиданием m_ξ и средним квадратичным отклонением σ_ξ достаточно выполнить линейное преобразование

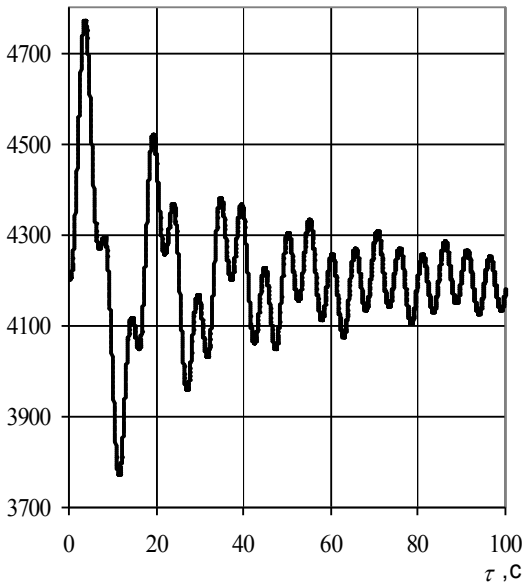
$$\xi(\tau) = \sigma_\xi x + m_\xi. \quad (7)$$

На рис. 2 приведены результаты моделирования момента нагрузки на выходном валу гусеничной машины, полученные в ходе решения системы (6) с учетом уравнений (3) и (4), а также изменение мощностей лопаточных машин при данной реализации момента.

Максимальное значение момента нагрузки смоделировано при $\tau = 3,65$ с и составляет 4772 Н·м, а минимальное значение – при $\tau = 11,48$ с и составляет 3771 Н·м. Таким образом, коридор изменения значения случайного приращения ΔM_C составил 24 % от постоянной составляющей M_{CO} . Среднеинтегральные по времени значения мощностей компрессора, импульсной и силовой турбин составляют $N_{крп} = N_{тур} = 778$ кВт, $N_{сткрп} = 946$ кВт. При максимальном значении момента нагрузки ($\tau = 3,65$ с) мощность силовой турбины составила $N_{ст} = 1000,6$ кВт, а при минимальном ($\tau = 11,48$ с) – $N_{ст} = 914,8$ кВт. Однако значения максимальной и минимальной мощности силовой турбины не совпадают с этими величинами. Максимальное значение мощности силовой турбины наблюдается при $\tau = 4,4$ с $N_{стmax} = 1008,8$ кВт, а минимальное – при $\tau = 12,59$ с

$N_{ст\min} = 906,2$ кВт. Таким образом, коридор изменения значений мощности силовой турбины составил 10,8 % от среднеинтегрального значения по времени, а время запаздывания по мощности составило $\Delta\tau = 0,75$ с при сбросе максимального момента нагрузки и $\Delta\tau = 1,11$ с при увеличении минимального момента нагрузки.

Мн, Н×м



N, кВт

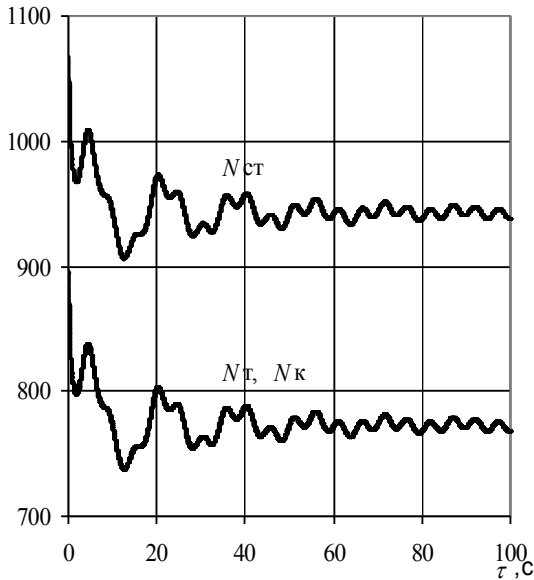


Рис. 2. Результаты имитационного моделирования движения транспортного средства

Выводы

Таким образом, впервые разработана и реализована имитационная модель «силовая установка – транспортное средство», позволяющая провести исследования технико-экономических показателей многокамерной двухвальной ГТУ с изохорным теплоподводом на частичных, переходных и стохастических режимах нагрузки, характерных для транспортных систем.

Как видно из проведенного анализа результатов, полученных в ходе имитационного моделирования движения транспортного средства по пересеченной местности, колебания значений воздействующего на установку момента нагрузки в пределах 24 % от постоянной составляющей момента сопротивления не привели к потере устойчивости работы рассматриваемой ГТУ, а следовательно, гусеничная машина может передвигаться по пересеченной местности с практически постоянной скоростью.

Список литературы:

1. *Транспортные машины с газотурбинными установками* / Попов Н.С., Изотов С.П., Антонов В.В. и др. – Л.: Машиностроение, 1987. – 259 с.
2. *Неуставившиеся режимы поршневых и газотурбинных двигателей автотракторного типа* / Ждановский Н.С., Ковригин А.И., Шкрабак В.С., Соминич А.В. – Л.: Машиностроение, 1974. – 224 с.
3. *Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок.* – М.: Машиностроение, 1977. – 447 с.
4. *Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин* / Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А. и др. – Харьков: Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с.
5. *Куценко А.С., Марченко Н.А. Математическая модель рабочего процесса транспортной газотурбинной установки* // Вестник ХГПУ: Сб. научн. тр. «Двигатели внутреннего сгорания». – Харьков: ХГПУ, 1999. – Вып. 60. – С. 81-85.
6. *Венцель Е.С. Теория вероятностей.* – М.: Физматгиз, 1964. – 576 с.