

ограничиваются только сложностью составления систем уравнений и в некоторой степени вычислительными возможностями конкретных ЭВМ, применяемых при моделировании эталона, поскольку для составления и решения систем уравнений с большим числом параметров требуется значительный объем оперативной памяти.

### Литература

1. Сердюк Г.Б., Усатенко В.Г., Сазонов С.Н. Отбраковка потенциально ненадежных операционных усилителей по характеристике квадратичной нелинейности ВАХ цепи питания. // Вестник Киевского политехнического института. Автоматика и электробриборостроение. – 1992. – Вып. 29. – С. 6 – 8.
2. Усатенко В.Г., Сазонов С.Н., Савчук Е.В. Отбраковка потенциально ненадежных микропроцессоров для АСУ в энергетике. // Тез. докл. Респ. науч. – техн. конф. «Проблемы и опыт внедрения АСУ в энергетике на основе микропроцессорной техники». – Ташкент, 1991. – С. 63 – 64.

УДК 621.43.2

## УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИКИ ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ

А.П. Кожванников, кандидат технических наук

За последние два десятилетия мощность основных сельскохозяйственных тракторов возросла в полтора-два раза в каждом тяговом классе.

В то же время прирост производительности машинно-тракторных агрегатов (МТА) с двигателями, имеющими газотурбинный наддув, в значительной степени отстаёт от роста мощности. Такое положение приводит к увеличению стоимости единицы выполненной работы МТА, что существенно отражается на экономике с.-х. производства.

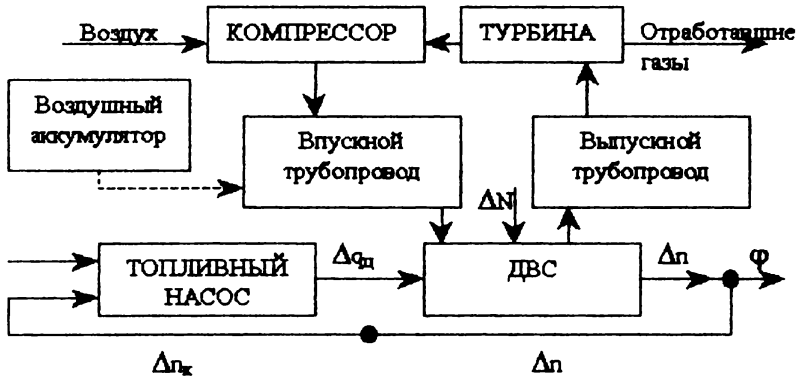
Исследованиями [1,2] установлено, что основной причиной ухудшения эффективности МТА является понижение коэффициента использования установленной на тракторе мощности

вследствие непрерывного колебания момента сопротивления  $M_c$  на входе в двигатель.

Существенную роль в формировании колебаний момента сопротивления оказывают изменения газовых и инерционных сил, возникающих в двигателе. При этом возникают трудности в обеспечении нормальных показателей переходных режимов работы и, в первую очередь, в достижении приемлемой длительности переходного процесса.

Поэтому попытаемся установить, какие параметры двигателя определяют форму переходного процесса, и каким образом можно её улучшить.

Динамические свойства двигателя, как регулируемого объекта, могут быть изучены путём составления и последующего анализа дифференциальных уравнений, описывающих переходные процессы в системе двигателя. Для этой цели предварительно составляют его структурную схему (рис.).



### Структурная схема.

Количество механической энергии, получаемой от двигателя, определяется качеством образования энергии, количеством расходуемого топлива, и, следовательно, перемещением  $h$  органа управления подачей топлива. Регулируемый параметр  $n$  может изменяться, с одной стороны, под воздействием изменяющейся нагрузки  $\Delta N$ , а с другой, – под воздействием перемещения  $\Delta h$ . В

связи с этим оба внешних воздействия для двигателя называются входными координатами.

Изменение входных координат  $\Delta h$  или  $\Delta N$  приводит к изменению регулируемого параметра  $\Delta n$  выходной координаты двигателя.

Динамика дизеля с газотурбинным наддувом (ГТН), как объекта регулирования скорости вращения вала, описывается следующей системой дифференциальных уравнений [3,4]:

для двигателя

$$(\Gamma_{дв} + 1)\varphi_n = m_1 \cdot \mu_1 + m_2 \cdot \frac{\Delta \Pi_K}{\Pi_{K0}} - f(\tau) \quad (1)$$

где 
$$f(\tau) = \frac{\Delta M_C}{M_{eo} \cdot m_3};$$

для турбонагнетателя

$$(\Gamma_{ТН} \cdot P + 1) \frac{\Delta \Pi_K}{\Pi_{K0}} = \Pi_K \frac{t_{20}}{T_{20}} \cdot \varphi_2 \cdot K_{ТН} \quad (2)$$

для теплового баланса двигателя

$$\alpha_{g1} \cdot \varphi_n + \alpha_{g2} \cdot \mu_1 - (\alpha_{g3} - \alpha_{g5} \cdot K_{тн}) \frac{\Delta \Pi_K}{\Pi_{K0}} - \alpha_{g6} \cdot \varphi_2 = 0 \quad (3)$$

Прежде чем приступить к анализу динамических особенностей дизелей с ГТН, напишем уравнение (1) в несколько ином виде

$$(\Gamma_a \cdot P + m_3) \cdot \varphi_n = P_a \cdot h(1 - P_{\eta a}) \cdot \mu_1 + P_{\eta} \frac{\Delta \Pi_K}{\Delta \Pi_{K0}} - \frac{\Delta M_C}{\Delta M_{eo}}, \quad (4)$$

где  $T_a = \frac{2\pi \cdot J \cdot n_0}{60 \cdot M_{eo}}$  - время разгона двигателя,

$m_3 = (1 - P_{Cn}) \cdot (1 - P_{\eta a}) - P_{\eta} \cdot M \cdot n - P_{\eta a}$  - коэффициент, который часто называют коэффициентом самовыравнивания.

Момент сопротивления будем считать независимым от оборотов.

Таким образом, динамика дизеля может быть описана уравнением:

$$(T_a \cdot P + m_3) \cdot \varphi_n = K_{n1} \cdot \mu_1 + K_{n2} \frac{\Delta \Pi_K}{\Delta \Pi_{K0}} - \frac{\Delta M_C}{\Delta M_{e0}}, \quad (5)$$

где  $K_{n1} = P_{\text{Oh}} (1 - P_{\eta\alpha})$ ;  $K_{n2} = P_{\eta} \cdot \alpha$ ,

т.е. двигатель динамически является статическим звеном первого порядка, не с очень малым коэффициентом выравнивания.

Из уравнений (1) – (5) получим уравнение дизеля с ГТН, как объекта регулирования скорости, в виде

$$\begin{aligned} & [T_a \cdot T_T \cdot P^2 + (m_3 \cdot T_T + T_a) \cdot P + m_3 - K_{n2} \cdot C_1] \cdot \varphi_n = \\ & = (K_{n1} \cdot T_T + K_{n1} + K_{n2} \cdot C_2) \cdot \mu_1 - (T_T \cdot P + 1) \frac{\Delta M_C}{M_{e0}} \end{aligned} \quad (6)$$

$$T_T = \frac{T_{\text{TH}} \cdot \alpha_{g6}}{\alpha_{g6} + (\alpha_{g5} - \alpha_{g5} \cdot K_{\text{TH}}) \cdot K_{\text{TH}} \cdot \Pi_{10} \cdot \frac{t_{\text{ГО}}}{T_{\text{ГО}}}};$$

$$C_1 = \frac{\alpha_{g1} \cdot K_{\text{TH}} \cdot \Pi_{10} \cdot \frac{t_{\text{ГО}}}{T_{\text{ГО}}}}{\alpha_{g6} + (\alpha_{g5} - \alpha_{g5} \cdot K_{\text{TH}}) \cdot K_{\text{TH}} \cdot \Pi_{10} \cdot \frac{t_{\text{ГО}}}{T_{\text{ГО}}}};$$

$$C_2 = \frac{\alpha_{g2} \cdot K_{\text{TH}} \cdot \Pi_{10} \cdot \frac{t_{20}}{T_{20}}}{\alpha_{g6} + (\alpha_{g5} - \alpha_{g5} \cdot K_{\text{TH}}) \cdot K_{\text{TH}} \cdot \Pi_{10} \cdot \frac{t_{\text{ГО}}}{T_{20}}}$$

Используя уравнение для определения интегрального критерия качества

$$J = \frac{b_m \cdot a_n - 1 - a_n \cdot b_m - 1}{a_n^2} \quad (7)$$

и уравнение (6), рассмотрим пути улучшения переходных процессов у дизеля с ГТН. Подставив в (7) значения динамических постоянных уравнения (6), получим выражение для интегрального критерия качества

$$J = \frac{T_a + K_{n2} \cdot C_1 \cdot T_T}{(m_3 - K_{n2} \cdot C_1)^2} \quad (8)$$

Коэффициент усиления по нагрузке равен

$$K_n = \frac{1}{m_3 - K_{n2} \cdot C_1} \quad (9)$$

Выражения (8) и (9) составлены из безразмерных коэффициентов, характеризующих протекание индикаторного процесса у турбокомпрессора:

$$K_{n2} \cdot C_1 = \frac{P_{\eta\alpha} \cdot a_{gl}}{\frac{\alpha_{g6}}{K_{TH} \cdot \Pi_{10}} + (\alpha_{g3} - \alpha_{g3} \cdot K_{tH})};$$

$$m_3 = (1 - P_G \cdot n) \cdot (1 - P_{\eta\alpha}) - P_{\eta} \cdot M \cdot n - P_{\eta} \cdot n;$$

$$\alpha_{gl} = (1 + P_G \cdot n) \cdot (g_{no} - g_{ro}) - (P_G \cdot n + P_{\eta\alpha} + P_{\eta} \cdot n) \cdot \eta_{10} + P_{\eta} \cdot n \times$$

$$\times (1 - g_{rGo}) \quad \alpha_{g6} = g_{ro} + g_{охл} - \frac{t_{ro}}{t_{ro} - t_{Bo}} + g_{rGo} \quad (3)$$

Анализ этих выражений показывает, что наиболее просто обеспечить уменьшение интегрального критерия качества и коэффициента усиления по нагрузке изменением величины произведения  $\Pi_{10} \cdot K_{TH}$ , т.е. соответствующем выбором конструктивных параметров газотурбонагнетателя.

Параллельное включение дополнительных насосов также ведёт к увеличению этого критерия и к улучшению переходного насоса.

Изменения интегрального критерия качества можно добиться изменением величины  $K_{n2} \cdot C_1$  или поддержанием давления во впускном ресивере постоянным путём параллельного включения воздушного аккумулятора ( $\Delta P_K \rightarrow 0$ ).

Введение дополнительного воздушного аккумулятора позволяет снизить отрицательное влияние на динамику инерционности ротора турбокомпрессора и запаздывание в передаче импульсов от элемента к элементу и уравнивать скорости повышения цикловых подач топлива и воздуха.

### Выводы

Имеются существенные резервы повышения коэффициента использования мощности дизеля с турбонаддувом стабилизацией взаимосвязей системы «двигатель – регулятор – топливо – воздухоподача».

Стабилизация взаимосвязей системы приведет к снижению колебательности и длительности переходных процессов.

### Литература

1. Попов В.Н. Резервы повышения производительности машинно-тракторного агрегата в с.-х. производстве. / Сборник науч. трудов. Улучшение тягодинамических качеств с.-х. тракторов в условиях эксплуатации. – Челябинск, 1982.
2. Антонович С.А. Динамические характеристики объектов регулирования судовых дизельных установок. – Л.: Судостроение, 1966.

УДК 631.37

## КАЧЕСТВО РЕМОНТА МАШИН ПРИ СЕРТИФИКАЦИИ РЕМОНТНО-ОБСЛУЖИВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЙ.

А.В. Погодин, аспирант

В настоящий момент растёт значение качества и надёжности выпускаемых машин, уровня их технического обслуживания и ремонта. В современных условиях существует множество предприятий, занимающихся ремонтом техники. Среди них, очевидно, имеются организации, осуществляющие ремонт и техническое обслуживание с различным качеством.

Возникает вопрос: каким образом определять качество и надёжность ремонта техники. Для организаций, использующих большое количество машин, выбор наиболее качественного сервиса приобретает существенный вес, так как с ростом стоимости техники значительно увеличиваются и затраты на ее ремонт. Эти организации могут снизить данные затраты за счет:

- оптимального выбора приобретаемых агрегатов и машин;
- правильной эксплуатации, предотвращающей преждевременные износы и отказы,