

# ТРАНСПОРТНОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

621.436

## ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ ДИЗЕЛЯ С СИСТЕМОЙ РЕГУЛИРОВАНИЯ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА

*Д-р техн. наук, проф. В.А. МАРКОВ, асп. Е.Е. ПОЛУХИН*

*Рассмотрены разработанные законы управления углом опережения впрыскиванием топлива. Предложена математическая модель системы автоматического регулирования угла опережения. Приведены результаты расчетных исследований переходного процесса разгона дизеля Д-245 с системой регулирования угла опережения впрыскивания топлива.*

Достижение современных показателей транспортных дизелей по токсичности их отработавших газов (ОГ) возможно только при реализации целого комплекса мероприятий, улучшающих экологические характеристики силовой установки транспортного средства [1]. Среди этих мероприятий важное место занимает регулирование угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ). В настоящее время разработаны различные устройства и системы регулирования УОВТ, используемые в серийной топливоподающей аппаратуре зарубежных и отечественных дизелей [2-4].

Одной из проблем, возникающих при разработке систем регулирования УОВТ, является определение законов регулирования УОВТ как на установившихся режимах транспортного дизеля, так и в его переходных процессах. Регулируя УОВТ по оптимизированным законам можно обеспечить требуемый характер протекания процесса сгорания топлива на каждом эксплуатационном режиме и, тем самым, обеспечить заданные мощностные, экономические и экологические показатели комбинированного двигателя [5-10]. Причем, для обеспечения высоких эконо-

мических и экологических показателей дизелей целесообразно изменять УОВТ в соответствии со скоростным и нагрузочным режимами. Такие законы регулирования УОВТ реализуются в некоторых серийных и опытных транспортных дизелях.

На рис. 1 представлены базовые характеристики УОВТ, разработанные некоторыми зарубежными двигателестроительными фирмами [10]. Для топливного насоса высокого давления (ТНВД) с микропроцессорной системой регулирования форсированных автомобильных дизелей с наддувом и с неразделенной камерой сгорания фирма *John Deere* рекомендует базовую характеристику, оптимизированную по топливной экономичности (рис. 1,а) [11]. Для уменьшения расхода топлива при снижении частоты вращения вала двигателя  $n$  УОВТ  $\theta$  уменьшается, а при снижении нагрузки (эффективного крутящего момента  $M_e$ ) - увеличивается с учетом ограничения максимального давления сгорания  $p_z$ .

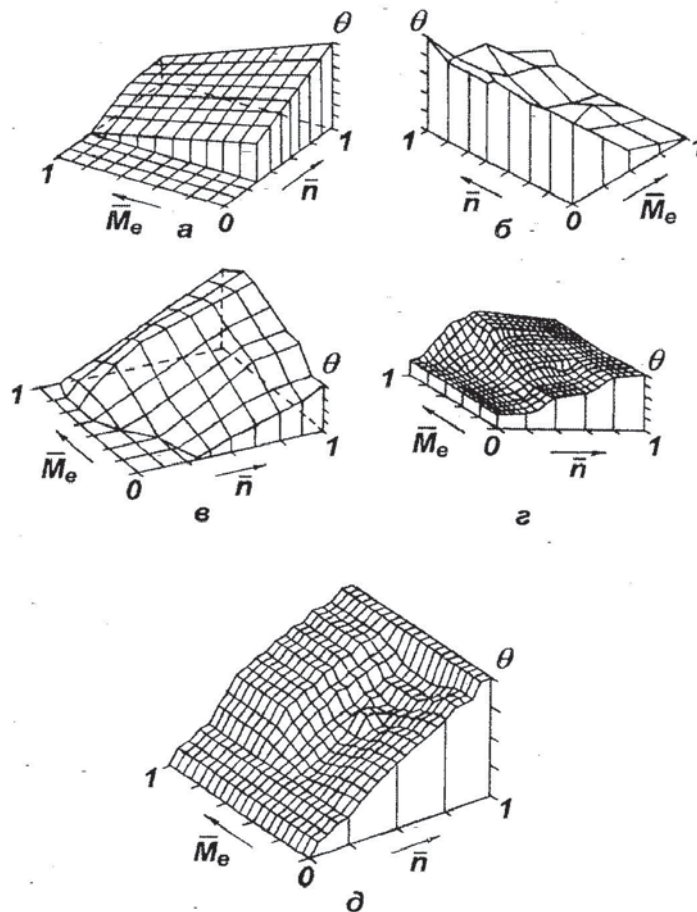


Рис. 1. Базовые характеристики УОВТ  $\theta$  автомобильных дизелей: а - форсированного дизеля с неразделенной КС фирмы *John Deere* (США); б - дизеля с предкамерным смесеобразованием и распределительным ТНВД типа EPIC фирмы *Lucas*; в - дизеля автомобиля *Toyota* с распределительным ТНВД фирмы *Nippon Denso* (Япония); г - форсированного дизеля с рядным ТНВД фирмы *Nippon Denso*; д - вихрекамерного дизеля автомобиля *BMW* (Германия) с ТНВД фирмы *R. Bosch*.



Представленная на рис. 1,б базовая характеристика формируется микропроцессорной системой автоматического регулирования (САР) типа EPIC, разработанной фирмой Lucas CAV для распределительных ТНВД форсированных автомобильных дизелей малой мощности с предкамерным смесеобразованием. Такие дизели с разделенной камерой сгорания имеют меньшую жесткость, поэтому характеристика предполагает более резкое увеличение УОВТ при уменьшении нагрузки [12].

При малых нагрузках большие коэффициенты избытка воздуха обуславливают малую зависимость экономичности от УОВТ. Поэтому система регулирования УОВТ распределительных ТНВД дизелей легковых автомобилей фирмы Toyota при снижении нагрузки вначале УОВТ увеличивает с целью улучшения топливной экономичности, а затем уменьшает для снижения жесткости сгорания и эмиссии оксидов азота  $\text{NO}_x$  (рис. 1,в) [13].

Разработаны и более сложные законы регулирования УОВТ. На рис. 1,г представлена базовая характеристика, реализуемая микропроцессорной системой регулирования типа ECD-P, разработанной фирмой Nippon Denso для многоплунжерных ТНВД форсированных транспортных дизелей [14]. Характеристика предполагает уменьшение УОВТ на режимах с малыми частотой вращения и нагрузкой с целью снижения эмиссии оксидов азота. На режимах с малой частотой вращения и полной нагрузкой УОВТ увеличивается для снижения дымности ОГ и повышения экономичности. На режимах с высокими частотами вращения УОВТ устанавливается из условия минимизации расхода топлива.

В последнее время в связи с введением более жестких норм на токсичность ОГ дизелей ряд зарубежных фирм применяет регулирование УОВТ в сочетании с другими методами снижения токсичности. Фирма BMW применяет регулирование УОВТ по характеристике на рис. 1,д в сочетании с рециркуляцией ОГ в вихрекамерных дизелях легковых автомобилей [15]. Характеристика на рис. 1,д, оптимизированная по топливной экономичности с учетом ограничения по эмиссии оксидов азота  $\text{NO}_x$ , предусматривает уменьшение УОВТ по мере уменьшения частоты вращения, а также его дополнительное уменьшение в зоне наилучшей экономичности.

В одной из современных систем топливоподачи для быстроходного дизеля транспортного назначения, разработанной фирмой R. Bosch, реализуется базовая характеристика УОВТ, представленная на рис. 2 [16]. Эта характеристика предполагает уменьшения УОВТ на 10-15° поворота коленчатого вала (п.к.в.) при снижении нагрузки (крутящего момента двигателя  $M_e$ ) со 100 до 0 %.

Рассмотренные выше оптимизированные регулирования УОВТ транспортных дизелей предназначены для установившихся режимов работы. В то же время практика эксплуатации автомобильных дизелей, двигателей сельскохозяйственного назначения и комбинированных двигателей военной техники показывает, что большую часть времени они эксплуатируются на неустановившихся режимах [17,18,19]. Работа двигателя на таких режимах характеризуется

значительными отличиями параметров теплового состояния двигателя и давления наддува от соответствующих значений на установившихся режимах [20,21,22].

Работа дизеля с турбонаддувом в переходных процессах приводит к рассогласованию подачи воздуха и топлива, что существенно ухудшает качество протекания рабочего процесса. В частности, при набросе нагрузки на дизель с турбонаддувом турбокомпрессор в силу своей инерционности не успевает соответственно увеличить подачу воздуха. Это вызывает снижение коэффициента избытка воздуха, неполное сгорание топлива, ухудшение динамических и экологических качеств, увеличение расхода топлива.

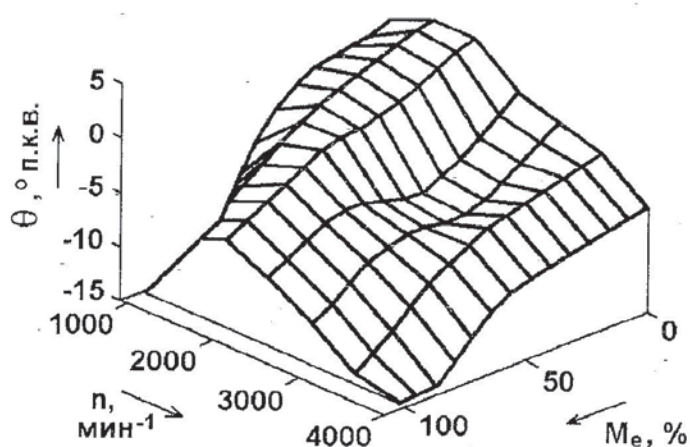


Рис. 2. Базовая характеристика УОВТ, реализуемая системой топливоподачи фирмой R. Bosch в быстроходном дизеле транспортного назначения.

Для исправления этого недостатка на некоторых современных дизелях предусмотрена дополнительная подача воздуха в цилиндры двигателя в момент наброса нагрузки или задержка увеличения подачи топлива при малых подачах воздуха [23]. Однако для подачи дополнительного воздуха в двигатель требуется установка на дизеле специального баллона со сжатым воздухом, требующего периодической подкачки, что усложняет силовую установку. Задержка увеличения подачи топлива при малых подачах воздуха приводит к улучшению топливной экономичности, но не обеспечивает улучшения динамических показателей дизеля. Таким образом, изменение в переходном процессе количества подаваемого топлива или воздуха не является достаточно эффективным средством для улучшения динамических качеств дизеля. Указанные трудности в обеспечении высокого качества работы комбинированного двигателя на неустановившихся режимах усугубляются отклонением УОВТ от его оптимального значения, соответствующего текущему неустановившемуся режиму в переходном процессе. Целесообразным изменением УОВТ можно обеспечить перераспределение энергий, получаемых в поршневой и в газотурбинной частях комбинированного двигателя, и, тем самым, сформировать требуемый характер протекания переходного процесса.



Только экспериментальным путем определить требуемый закон регулирования УОВТ в переходных процессах чрезвычайно трудно и практически возможно лишь для конкретного типа двигателя. Поэтому для этой цели целесообразно использовать математические модели дизеля, учитывающие возможность регулирования УОВТ.

Общие подходы к созданию математической модели дизеля с изменяемым УОВТ изложены в работах [23,24]. Однако эти модели не учитывают возможности исследования дизеля с системой регулирования УОВТ. Одна из математических моделей комбинированного двигателя с изменяемым УОВТ описана в работах [25,26]. Она включает дифференциальные уравнения, описывающие основные элементы комбинированного двигателя: его поршневую часть (собственно дизель), турбокомпрессор, впускной и выпускной коллектор, ряд других элементов. С использованием этой модели исследованы некоторые из известных законов регулирования УОВТ при переходных процессах.

Результаты расчетов переходного процесса разгона дизеля 6 ЧН 15/18 с постоянным УОВТ приведены на рис. 3. Исследован переходный процесс разгона дизеля, получающийся за счет возмущения, вносимого резким перемещением рычага управления дизеля из положения частичной подачи топлива при частоте вращения  $\omega_d=83,8 \text{ с}^{-1}$  в положение полной подачи топлива при номинальной частоте вращения  $\omega_d=157,0 \text{ с}^{-1}$ . Разгон осуществлялся при постоянной настройке потребителя – гидротормоза, т.е. по винтовой характеристике. Представленные на рис. 3 экспериментальные и расчетные кривые переходного процесса разгона дизеля с постоянным УОВТ ( $\theta=30^\circ$  п.к.в. до ВМТ), свидетельствуют о том, что продолжительность переходного процесса составляет  $T_n=18 \text{ с}$  при допустимой нестабильности частоты вращения  $\omega_e=3\%$  (расчетное значение  $T_n=17 \text{ с}$ ).

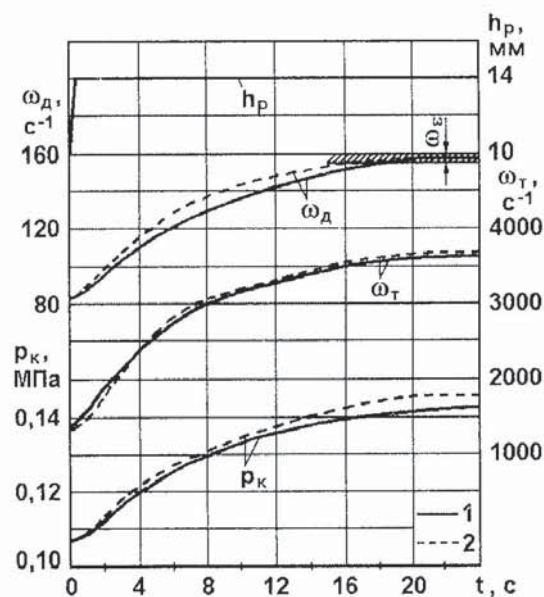


Рис. 3. Переходный процесс дизеля 6 ЧН 15/18 с постоянным УОВТ: 1 - экспериментальные характеристики; 2 - расчетные характеристики;  $h_p$  – положение дозирующей рейки ГИВД;  $\omega_d$  – частота вращения коленчатого вала;  $\omega_t$  – частота вращения ротора турбокомпрессора;  $p_k$  – давление надвучного воздуха.

Применительно к переходному процессу разгона дизеля наиболее простым из них является увеличение УОВТ по мере роста частоты вращения. Эта задача осуществляется при помощи центробежных муфт опережения впрыскивания топлива различных конструкций [27,28,29]. Однако характеристики этих муфт выбираются таким образом, чтобы обеспечить наилучшее протекание рабочего процесса на установившихся режимах. При переходном процессе разгона неустановившиеся режимы работы с пониженной частотой вращения существенно отличаются от соответствующих установившихся режимов, что не позволяет получить оптимальный закон изменения УОВТ в переходном процессе. Кроме того, эти муфты отличаются значительной инерционностью и не позволяют обеспечить высокое быстродействие при изменении УОВТ.

В работах [8,30,31] предлагается осуществлять регулирование турбокомпрессора дизеля 6 ЧН 15/18 на исходном режиме перед разгоном путем изменения УОВТ. С этой целью перед началом переходного процесса УОВТ уменьшается с 30 до 10° п.к.в. до ВМТ и дизель в течение 3 с работает с пониженным УОВТ (равным 10° п.к.в. до ВМТ). Это обеспечивает увеличение давления и температуры газов перед турбиной, частоты вращения ротора турбокомпрессора, рост давления наддува и подачи воздуха в двигатель. Тем самым двигатель оказывается подготовленным к приему нагрузки и разгону. Затем, после стабилизации параметров турбокомпрессора на новом установившемся режиме, перемещением рычага управления на упор максимальной частоты вращения и одновременным восстановлением УОВТ с 10 до 30° п.к.в. до ВМТ обеспечивается начало разгона дизеля (рис. 4).

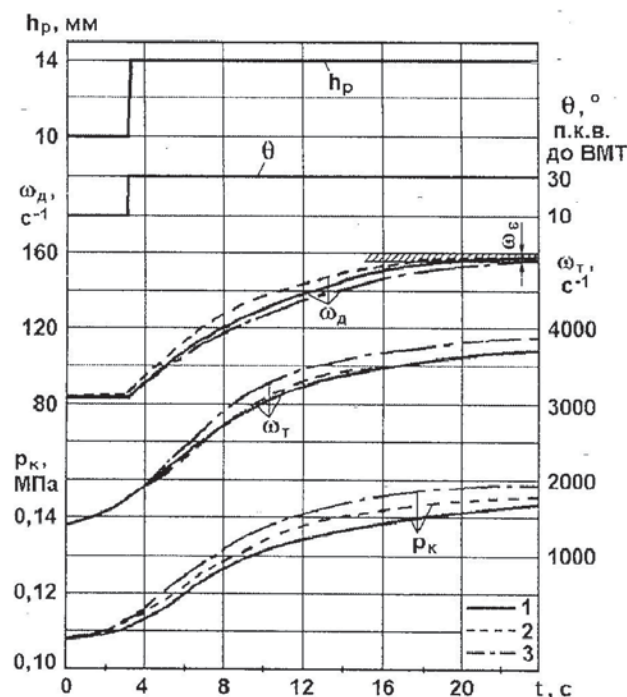


Рис. 4. Переходный процесс дизеля 6 ЧН 15/18 с изменяемым УОВТ на исходном режиме перед разгоном: 1 - экспериментальные характеристики; 2 - расчетные характеристики; 3 - расчетные характеристики при  $\theta=10^\circ$  п.к.в. до ВМТ= $\text{const}$ .



Этот метод позволяет сократить длительность разгона примерно на 3 с. Однако с учетом работы дизеля в течение 3 с на исходном режиме общая продолжительность переходного процесса не уменьшается. Не сокращается продолжительность переходного процесса и при уменьшении УОВТ в процессе разгона. Кроме этого происходит снижение экономичности работы дизеля и увеличение дымности ОГ при работе на исходном режиме перед разгоном.

Ряд исследователей указывает на целесообразность одновременного изменения УОВТ и фаз газораспределения. В качестве примера можно привести систему регулирования двухтактного двигателя с турбонаддувом, в котором при снижении нагрузки увеличивается предварение открытия выпускного клапана и одновременно увеличивается УОВТ [25]. Работа с ранним впрыскиванием топлива повышает максимальное давление сгорания и, следовательно, индикаторную работу цикла. Более раннее открытие выпускного клапана дизеля позволяет часть этой работы использовать для увеличения частоты вращения ротора турбокомпрессора и улучшить, тем самым, воздухообеспечение дизеля в переходном процессе. Однако, несмотря на эффективность данного метода, применение его затруднено сложностью изменения фаз газораспределения.

В работах [25,26] предлагается метод воздействия на рабочий процесс с целью повышения динамических качеств дизеля, заключающийся в увеличении УОВТ на переходных режимах для уменьшения продолжительности переходного процесса. Это оказывается целесообразным также и для повышения топливной экономичности. В частности, при переходном процессе наброса нагрузки на дизель с постоянным УОВТ ( $\theta=30^\circ$  п.к.в. до ВМТ) продолжительность переходного процесса составляет  $T_n=1,9$  с при допустимой нестабильности частоты вращения  $\omega_\epsilon=3\%$  (рис. 5). При введении регулирования УОВТ в зависимости от  $p_k$  продолжительность переходного процесса сокращается до  $T_n=1,55$  с, т.е. на 0,35 с. Следует отметить, что при регулируемом УОВТ несколько снижается темп роста частоты вращения ротора турбокомпрессора  $\omega_t$ , давления наддува  $p_k$  и коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  в течение переходного процесса, по сравнению с дизелем с постоянным УОВТ. Однако минимальное значение в обоих случаях практически одинаково и составляет  $\alpha=1,28$ . Кроме того, более раннее впрыскивание топлива при регулируемом УОВТ даже при несколько меньшем  $\alpha$  позволяет обеспечить более полное сгорание топлива и меньшую дымность ОГ. Таким образом, предложенная в работах [25,26] математическая модель дизеля с системой регулирования УОВТ позволяет моделировать переходные процессы транспортного дизеля как с постоянным УОВТ (рис. 3), так и с регулируемым УОВТ (рис. 4, 5). Однако, эта модель не позволяет оценить токсичность ОГ дизеля в переходном процессе, т.е. содержание в ОГ нормируемых токсичных компонентов ОГ – оксидов азота  $NO_x$ , монооксида углерода CO, несгоревших углеводородов  $CH_x$ , сажи С (или дымности из ОГ  $K_x$  – их непрозрачности, определенной по шкале Хартриджа, %). В то же время, именно в пере-

ходных процессах отмечается наибольшая токсичность ОГ, в первую очередь, по выбросам продуктов неполного сгорания топлива – CO, CH<sub>x</sub>, C или K<sub>x</sub> [2,3,4].

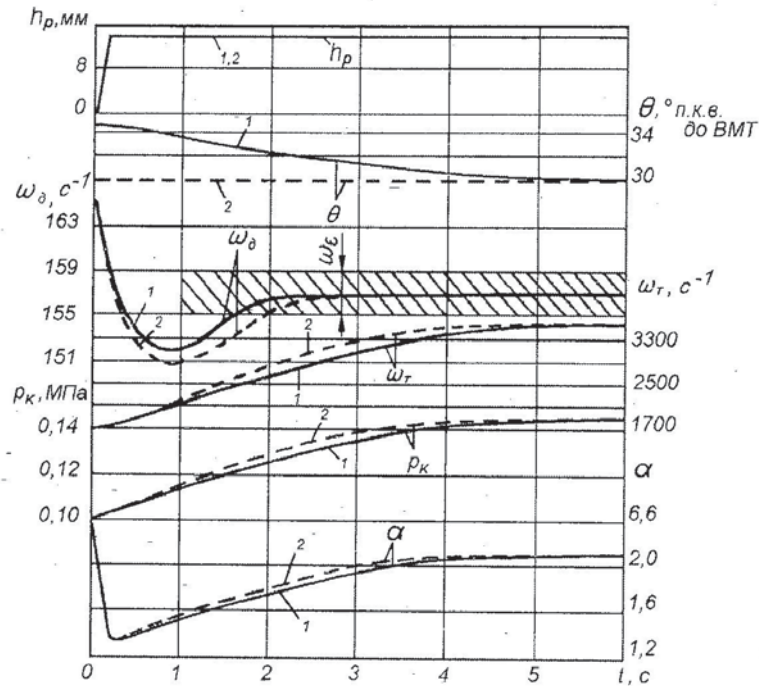


Рис. 5. Переходный процесс наброса полной нагрузки на дизель 6 ЧН 15/18: 1 - при изменяемом в соответствии с давлением наддува УОВТ; 2 - при постоянном УОВТ.

Поэтому оценка токсичности ОГ в переходных процессах транспортного дизеля, работающего, как отмечено выше, преимущественно на неустановившихся режимах, является важнейшей задачей.

Проведение экспериментальных исследований с целью определения показателей токсичности ОГ дизелей на неустановившихся режимах работы (в переходных процессах) усложняется рядом факторов. Во-первых, практически отсутствует измерительная аппаратура, позволяющая определять показатели токсичности ОГ в реальном масштабе времени. Кроме того, для обеспечения повторяемости переходных процессов необходимо тщательно выдерживать показатели дизеля на исходном режиме, что увеличивает трудоемкость проведения таких исследований.

Поэтому в предлагаемом исследовании использовалась разработанная авторами математическая модель системы регулирования, позволяющая не только оценить динамические качества дизеля, но и показатели токсичности его ОГ в переходном процессе.

Оценка влияния закона регулирования УОВТ на динамические показатели транспортного дизеля и показатели токсичности его ОГ в переходных процессах проведена с использованием разработанной математической модели системы автоматического регулирования (САР). В соответствии с проведенными ранее исследованиями работ [23,24,25,26] наиболее значимыми



элементами дизеля с турбонаддувом являются собственно двигатель (его поршневая часть), турбокомпрессор, впускной и выпускной трубопроводы.

Динамические свойства дизеля характеризуются дифференциальным уравнением [22,23]

$$J_d d\omega_d / dT = M_d - M_c, \quad (1)$$

где  $M_d$  - момент двигателя,  $M_c$  - момент сопротивления,  $J_d$  - приведенный момент инерции двигателя и потребителя.

Анализ параметров, оказывающих влияние на значение крутящего момента дизеля с турбонаддувом, показывает, что основными из них являются изменения цикловой подачи топлива  $G_u$  и эффективного КПД  $\eta_e$ , т.е.

$$M_d = f(G_u, \eta_e). \quad (2)$$

Эффективный КПД находится, в свою очередь, в виде произведения индикаторного КПД  $\eta_i$  и механического КПД  $\eta_m$ , т.е.

$$\eta_e = \eta_i \eta_m. \quad (3)$$

Во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя основное влияние на  $\eta_e$  оказывает индикаторный КПД  $\eta_i$ . При разработке математической модели дизеля с турбонаддувом необходимо учесть не только влияние на  $\eta_i$  коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , т.е. изменения цикловых подач топлива и воздуха, но и выбора УОВТ.

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  определяется соотношением подач топлива и воздуха, а количество подаваемого топлива достаточно полно определяется положением  $hp$  дозирующей рейки ТНВД и скоростным режимом работы двигателя  $\omega_d$ .

$$G_u = f(hp, \omega_d). \quad (4)$$

Количество подаваемого воздуха характеризуется давлением  $p_k$  и температурой  $T_k$  наддувочного воздуха. Для дизелей с невысоким наддувом количество подаваемого воздуха с достаточной степенью точности можно связать лишь с давлением  $p_k$ . Таким образом, функциональная зависимость для индикаторного КПД двигателя принимает вид

$$\eta_i = f(hp, p_k, \theta, \omega_d). \quad (5)$$

Механический КПД двигателя определяется по известной формуле

$$\eta_m = N_e / N_i = p_e / p_i = 1 - p_m / p_i. \quad (6)$$

Среднее давление трения  $p_m$  является функцией главным образом частоты вращения  $\omega_d$  и количества подаваемого в двигатель топлива (весовой цикловой подачи  $G_{ц}$ ), т.к. частота вращения дизеля определяет величину инерционных сил, передаваемых на подшипники и другие пары трения, а количество подаваемого топлива - величину газовых сил. Определенное влияние на  $p_m$  оказывает УОВТ. Однако, это влияние незначительно [32,33]. Следовательно

$$p_m = f(\omega_d, G_{ц}), \quad (7)$$

поэтому с учетом выражения (4) можно записать

$$p_m = f(\omega_d, hp). \quad (8)$$

Индикаторное давление  $p_i$  определяется соотношением [34]

$$p_i = G_{ц} H_u \eta_i / V_h, \quad (9)$$

которое с учетом выражений (4) и (5) может быть представлено в виде функциональной зависимости

$$p_i = f(\omega_d, hp, p_k, \theta). \quad (10)$$



Совокупность функциональных зависимостей (8) и (10) дает возможность выражение (6) записать в виде

$$\eta_M = f(\omega_d, hp, p_k, \theta), \quad (11)$$

и, следовательно, с учетом выражений (2)-(5) и (11) функциональную зависимость крутящего момента двигателя можно представить в виде

$$M_d = f(\omega_d, hp, p_k, \theta). \quad (12)$$

Момент сопротивления  $M_c$  потребителя в общем случае определяется скоростным режимом работы транспортной установки - частотой вращения коленчатого вала и настройкой самого потребителя, под которой понимают выбор определенной передачи транспортной установки, профиль и качество дороги в транспортных условиях, угол атаки винта в судовых установках и т.д., т.е. выбор его определенной статической характеристики. Если параметр, характеризующий настройку потребителя, обозначить  $N$ , то момент сопротивления потребителя определится функциональной зависимостью [24]

$$M_c = f(\omega_d, N). \quad (13)$$

При одноступенчатом наддуве дифференциальное уравнение турбокомпрессора можно представить в виде

$$J_T d\omega_T / dT = M_T - M_K, \quad (14)$$

где  $M_T$  - крутящий момент турбины,  $M_K$  - момент сопротивления компрессора,  $J_T$  - момент инерции турбокомпрессора,  $\omega_T$  - частота вращения ротора турбокомпрессора.

Крутящий момент турбины определяется соотношением

$$M_T = G_T l_{T ад} \eta_T / \omega_T. \quad (15)$$

Произведение расхода газа через турбину  $G_T$ , адиабатной работы  $l_{T ад}$  и эффективного КПД турбины  $\eta_T$  в выражении (15) представляет собой мощность турбины  $N_T$ . Адиабатная ра-

бота расширения 1 кг газа в диапазоне давлений от  $p_T$  (перед турбиной) до  $p_0$  (после турбины) выражается формулой [34]

$$l_{T \text{ ад}} = \left[ k_T / (k_T - 1) \right] R_T T_T \left[ 1 - (p_0 / p_T)^{k_T - 1 / k_T} \right], \quad (16)$$

где  $T_T$  и  $p_T$  - температура и давление заторможенного потока газов перед турбиной. Показатель адиабаты расширения газа  $k_T$  и универсальную газовую постоянную  $R_T$  в пределах изменения  $T_T$  и  $p_T$  можно принять постоянными. Изменением давления газа после турбины  $p_0$  для обычных наземных условий эксплуатации также можно пренебречь. При этих условиях

$$l_{T \text{ ад}} = f(p_T, T_T). \quad (17)$$

Изменение расхода газа через турбину  $G_T$  обусловлено изменением давления  $p_T$  и температуры  $T_T$  газа на входе в турбину. Следовательно

$$G_T = f(p_T, T_T). \quad (18)$$

Температура  $T_T$  определяется положением дозирующей рейки ТНВД  $h_p$  и УОВТ  $\theta$ . В связи с этим

$$G_T = f(p_T, h_p, \theta). \quad (19)$$

При определении температуры газов перед турбиной  $T_T$  необходимо также учесть изменение скоростного режима работы двигателя (частоты вращения  $\omega_d$ ) и давления наддувочного воздуха  $p_k$ . Поэтому

$$T_T = f(\omega_d, h_p, p_k, \theta). \quad (20)$$

Эффективный КПД турбины  $\eta_T$  зависит от степени расширения газов в турбине  $\pi_T$ , которая определяется отношением  $p_T/p_0$ , а также от температуры газа  $T_T$  и частоты вращения турбокомпрессора  $\omega_T$ . Поэтому



$$\eta_T = f(p_T, T_T, \omega_T). \quad (21)$$

С учетом выражений (15), (17), (19), (21) функциональная зависимость крутящего момента турбины примет вид

$$M_T = f(\omega_T, h_p, p_T). \quad (22)$$

Момент сопротивления компрессора определяется отношением

$$M_K = G_K l_K / \omega_T. \quad (23)$$

Произведение расхода воздуха через компрессор  $G_K$  и работы сжатия воздуха  $l_K$  в выражении (23) представляет собой мощность, необходимую на привод компрессора. Работа компрессора при сжатии 1 кг воздуха  $l_K$  определяется отношением адиабатной работы  $l_{K \text{ ад}}$  и адиабатного КПД  $\eta_{K \text{ ад}}$  при условии отнесения всех механических потерь компрессора к газовой турбине:

$$l_K = l_{K \text{ ад}} / \eta_{K \text{ ад}}. \quad (24)$$

Выражение для адиабатной работы имеет вид [34]

$$l_{K \text{ ад}} = [n_K / (n_K - 1)] R_0 T_0 [\pi_K^{n_K - 1/n_K} - 1], \quad (25)$$

где  $\pi_K = p_K / p_0$  - степень повышения давления в компрессоре. Показатель политропы сжатия воздуха  $n_K$  и газовую постоянную для воздуха  $R_0$  в пределах изменения  $p_K$  и  $T_K$  можно принять постоянными. При этих условиях

$$l_{K \text{ ад}} = f(p_K). \quad (26)$$

Расход воздуха через компрессор  $G_K$  и адиабатный КПД  $\eta_{K \text{ ад}}$  однозначно определяется давлением  $p_K$  и частотой вращения ротора турбокомпрессора  $\omega_T$ , поэтому

$$G_k = f(\omega_T, p_k); \quad (27)$$

$$\eta_{k \text{ ад}} = f(\omega_T, p_k). \quad (28)$$

Учитывая выражения (23) - (28) функциональную зависимость момента сопротивления компрессора можно представить в виде

$$M_k = f(\omega_T, p_k). \quad (29)$$

Режим работы впускного трубопровода дизеля с турбонаддувом определяется соотношением расходов воздуха через дизель  $G_d$  и через компрессор  $G_k$ . Нарушение статического равновесия этих расходов приводит к изменению массы воздуха  $dM_B$ , сосредоточенной в трубопроводе, за элементарный интервал времени  $dT$ :

$$dM_B = (G_k - G_d) dT. \quad (30)$$

Масса воздуха во впускном коллекторе определяется произведением

$$M_B = V_{\text{вп}} \rho_k, \quad (31)$$

где  $V_{\text{вп}}$  - объем коллектора,  $\rho_k$  - плотность воздуха. Так как плотность воздуха

$$\rho_k = p_k / R_k T_k, \quad (32)$$

то с учетом уравнений (31) и (32)

$$dM_B / dT = (V_{\text{вп}} / R_k T_k) dp_k / dT. \quad (33)$$

Если  $V_{\text{вп}} / R_k T_k = C$ , то уравнение (30) с учетом выражения (33) запишется в виде

$$C dp_k / dT = G_k - G_d. \quad (34)$$

Расход воздуха через компрессор  $G_k$  определяется выражением (27). Количество воздуха, поступающего из коллектора в двигатель [34]



$$G_{\text{д}} = (\eta_{\text{v}} \varphi_{\text{a}} i_{\text{д}} / \pi \tau_{\text{д}}) V_{\text{h}} \rho_{\text{к}} \omega_{\text{д}} . \quad (35)$$

где  $\eta_{\text{v}}$  - коэффициент наполнения двигателя,  $\varphi_{\text{a}}$  - коэффициент продувки,  $i_{\text{д}}$  - число цилиндров,  $\tau_{\text{д}}$  - тактность двигателя;  $V_{\text{h}}$  - рабочий объем цилиндра. Коэффициент наполнения  $\eta_{\text{v}}$  зависит от давления  $p_{\text{к}}$  и от скоростного режима работы двигателя. В связи с этим

$$\eta_{\text{v}} = f(\omega_{\text{д}}, p_{\text{к}}) . \quad (36)$$

Плотность воздуха  $\rho_{\text{к}}$  определяется давлением  $p_{\text{к}}$  и температурой  $T_{\text{к}}$ . Как отмечено выше, при невысоких температурах наддувочного воздуха  $p_{\text{к}}$  изменением  $T_{\text{к}}$  можно пренебречь, поэтому

$$\rho_{\text{к}} = f(p_{\text{к}}) . \quad (37)$$

Учет выражений (35) - (37) приводит к зависимости

$$G_{\text{д}} = f(\omega_{\text{д}}, p_{\text{к}}) . \quad (38)$$

Режим работы выпускного коллектора дизеля с турбонаддувом определяется соотношением расходов отработавших газов  $G_{\text{г}}$ , поступающих в коллектор из поршневой части собственно двигателя, и отработавших газов  $G_{\text{т}}$ , прошедших через турбину. Нарушение статического равновесия этих расходов приводит к изменению массы  $dM_{\text{г}}$  отработавших газов, сосредоточенных в коллекторе за элементарный интервал времени  $dT$ , т.е.

$$dM_{\text{г}} = (G_{\text{г}} - G_{\text{т}}) dT . \quad (39)$$

Массу ОГ в выпускном коллекторе можно выразить через объем коллектора  $V_{\text{вып}}$  и плотность отработавших газов  $\rho_{\text{г}}$  так, что

$$M_{\text{г}} = V_{\text{вып}} \rho_{\text{г}} G_{\text{г}} . \quad (40)$$

Так как плотность отработавших газов

$$\rho_T = p_T / R_T T_T, \quad (4)$$

то с учетом выражений (40) и (41)

$$dM_T / dT = (V_{\text{вып}} / R_T T_T) dp_T / dT. \quad (4)$$

После введения обозначения  $D = V_{\text{вып}} / R_T T_T$  уравнение (39) с учетом выражения (42) запишется в виде

$$D dp_T / dT = G_T - G_{T_1}. \quad (4)$$

Функциональная зависимость расхода отработавших газов  $G_T$ , прошедших через турбину, определяется выражением (19). Расход отработавших газов  $G_{T_1}$ , поступающих в выпускной трубопровод, определяется частотой вращения двигателя  $\omega_d$ , давлением воздуха во впускном трубопроводе  $p_k$  и давлением газов в выпускном трубопроводе  $p_T$ , а также УОВТ  $\theta$ :

$$G_T = f(\omega_d, p_T, p_k, \theta). \quad (44)$$

Полученные выше уравнения собственно дизеля, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов образуют систему дифференциальных уравнений, представляющих собой в совокупности математическую модель дизеля с турбонаддувом с учетом изменяемого УОВТ. Эта система уравнений с учетом функциональных зависимостей (12), (13), (19), (22), (27), (29), (38) и (44) имеет вид

$$\begin{aligned} J_d d\omega_d / dT &= M_d(\omega_d, h_p, p_k, \theta) - M_c(\omega_d, N); \\ J_T d\omega_T / dT &= M_T(\omega_T, h_p, p_T) - M_k(\omega_T, p_k); \\ C dp_k / dT &= G_k(\omega_T, p_k) - G_d(\omega_d, p_k); \\ D dp_T / dT &= G_T(\omega_d, p_T, p_k, \theta) - G_T(p_T, h_p, \theta). \end{aligned} \quad (45)$$

При определении величин  $C$  и  $D$ , входящих в два последних уравнения, использованы функциональная зависимость (20) для температуры отработавших газов  $T_T$  и функциональная зависимость для температуры надвучного воздуха  $T_K$  в виде

$$\begin{aligned} T_T &= f(\omega_d, h_p, p_k, \theta); \\ T_K &= f(\omega_d, h_p). \end{aligned} \quad (46)$$

При расчетных исследованиях использованы дополнительные функциональные зависимости концентраций в ОГ оксидов азота  $C_{NOx}$ , монооксида углерода  $C_{CO}$ , углеводородов  $C_{CIIx}$  и дымности ОГ  $K_x$  от частоты вращения двигателя  $\omega_d$ , положения дозирующей рейки  $h_p$ , давления надвучного воздуха  $p_k$  и УОВТ  $\theta$ :

$$\begin{aligned} C_{NOx} &= f(\omega_d, h_p, p_k, \theta); & C_{CO} &= f(\omega_d, h_p, p_k, \theta); \\ C_{CIIx} &= f(\omega_d, h_p, p_k, \theta); & K_x &= f(\omega_d, h_p, p_k, \theta). \end{aligned} \quad (47)$$

Математическая модель дизеля с турбонаддувом и изменяемым УОВТ (3.45) может быть использована для исследования динамических свойств, как самого регулируемого объекта, так и САР в целом. Для этого система уравнений (45), (46), (47) дополнена дифференциальными уравнениями автоматических регуляторов частоты вращения и УОВТ, вид которых будет определяться их конструкцией.

Среди современных автоматических регуляторов комбинированных двигателей наиболее перспективными являются электронные управляющие устройства, обычно создаваемые на базе современной микропроцессорной техники [1,12-16,32]. Таковым является и электронный регулятор частоты вращения коленчатого вала дизеля. Он содержит датчик частоты вращения (ДЧВ), электронный блок управления (ЭБУ) и исполнительный механизм (ИМ), воздействующий на орган управления топливоподачей дизеля - рейку топливного насоса (рис. 6) [1]. Каждый из входящих в структуру этого регулятора элементов обладает определенными статическими и динамическими свойствами, которые описываются алгебраическими или дифференциальными уравнениями.

Датчики режимных параметров электронных управляющих устройств (в частности, датчик частоты вращения  $\omega_d$  или  $\varphi$  индукционного типа) обычно обладают дискретностью в сьеме сигнала с периодом, обычно не превышающем  $\Delta T_s = 0,003-0,005$  с. Если пренебречь задержкой прохождения сигнала, то такой датчик может быть описан алгебраическим уравнением вида

$$U_\varphi = k_\varphi \varphi, \quad (48)$$



где  $U_\phi$  - выходной сигнал датчика,  $k_\phi$  - коэффициент усиления датчика.

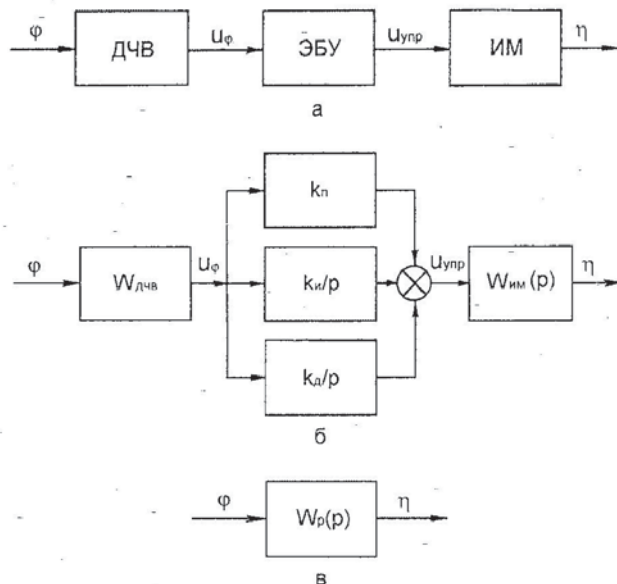


Рис. 6. Функциональная (а) и структурные (б, в) схемы электронного регулятора частоты вращения дизеля с ПИД-законом управления.

Наибольший эффект в процессе управления можно получить при использовании устройства, измеряющего не только отклонение частоты вращения  $\phi = \Delta\omega_d / \omega_{до}$  от заданного режима  $\omega_{до}$ , но и производную от изменения этого отклонения  $d\phi/dT$  и накопление ошибки в виде интеграла  $\int \phi dT$ . Таким образом, формируется пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) закон управления в виде

$$U_{упр} = k_p U_\phi + k_i \int U_\phi dT + k_d dU_\phi / dT, \quad (49)$$

где  $U_{упр}$  - выходной сигнал вычислительного устройства;  $k_p$ ,  $k_i$ ,  $k_d$  - коэффициенты усиления пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих закона управления. В соответствии с данными работы [1] использованы следующие значения ПИД-закона регулирования  $k_i=10$ ,  $k_p=2$ ,  $k_d=1$ .

В цифровом вычислительном устройстве электронного блока алгоритм управления реализуется в виде программы, состоящей из отдельных элементарных операций (команд). Команды выполняются микропроцессором дискретно во времени, и на формирование управляющего сигнала необходимо определенное время, зависящее от объема программы управления. Время

выполнения программы может быть учтено временной задержкой, обычно не превышающей  $\Delta T_3=0,01$  с.

В качестве исполнительных механизмов электронного управляющего устройства чаще используются электромагнитный или электрогидравлический исполнительные механизмы, перемещающие дозирующий орган системы топливоподачи на величину  $\eta=\Delta h_p/h_{po}$ . Они могут быть описаны уравнением

$$T_{им}(d\eta/dT) + \eta = k_{им} U_{упр}, \quad (50)$$

Если пренебречь задержками  $\Delta T_3$  в датчике и вычислительном устройстве, совместное решение уравнений датчика частоты вращения (48), вычислительного устройства электронного блока управления (49) и исполнительного механизма (50) приводит к уравнению электронного управляющего устройства в виде

$$T_{им}(d\eta/dT) + \eta = k_1 \varphi + k_2 (d\varphi/dT) + k_3 \int \varphi dT \quad (51)$$

или после дифференцирования левой и правой частей уравнения (51)

$$T_{им}(d^2\eta/dT^2) + (d\eta/dT) = k_2 (d^2\varphi/dT^2) + k_1 (d\varphi/dT) + k_3 \varphi, \quad (52)$$

где  $k_1 = k_{им} k_n k_\varphi$ ;  $k_2 = k_{им} k_d k_\varphi$ ;  $k_3 = k_{им} k_i k_\varphi$  - коэффициенты усиления соответствующих составляющих входного воздействия.

Уравнение (52) электронного устройства, управляющего органом дозирования топливоподачи (цикловой подачей топлива), может быть использовано и для описания устройства регулирования УОВТ. В проведенных ниже исследованиях инерционность этого устройства не учитывалась, поэтому его математическое описание не использовалось, а задавались различные законы регулирования УОВТ.

С использованием математической модели САУ, включающей уравнения (45)-(47), (52), проведены расчеты переходного процесса разгона дизеля типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5). При этом исследовался наиболее характерный для транспортных дизелей переходный процесс разгона двигателя [35,36]. При расчетных исследованиях динамических качеств дизеля использованы экспериментальные данные по указанному дизелю, приведенные в работах [1,2,37], а некоторые из них - на рис. 7 и 8. Применен квазистационарный метод, при котором указанные характери-

стики, полученные на установившихся режимах работы, считаются справедливыми и для переходных процессов.

Указанные экспериментальные данные использованы для определения функциональных зависимостей, входящих в математическую модель (45)-(47), в виде полиномов. Выбор степени полиномов определяется характером поведения каждой функциональной зависимости. Аппроксимация статических характеристик проводилась при использовании численного метода наименьших квадратов полиномами вида:

$$F(X,Y,Z,S) = A_1 + A_2 \cdot X + A_3 \cdot Y + A_4 \cdot Z + A_5 \cdot S + A_6 \cdot X \cdot Y + A_7 \cdot X \cdot Z + A_8 \cdot X \cdot S + A_9 \cdot Y \cdot Z + A_{10} \cdot Y \cdot S + A_{11} \cdot Z \cdot S + A_{12} \cdot X^2 + A_{13} \cdot Y^2 + A_{14} \cdot Z^2 + A_{15} \cdot S^2 + A_{16} \cdot X \cdot Y \cdot Z + A_{17} \cdot X \cdot Y \cdot S + A_{18} \cdot X \cdot Z \cdot S + A_{19} \cdot Y \cdot Z \cdot S + A_{20} \cdot X^3 + A_{21} \cdot Y^3 + A_{22} \cdot Z^3 + A_{23} \cdot S^3 + A_{24} \cdot X^2 \cdot Y + A_{25} \cdot X^2 \cdot Z + A_{26} \cdot X^2 \cdot S + A_{27} \cdot X \cdot Y^2 + A_{28} \cdot Y^2 \cdot Z + A_{29} \cdot Y^2 \cdot S + A_{30} \cdot X \cdot Z^2 + A_{31} \cdot Y \cdot Z^2 + A_{32} \cdot Z^2 \cdot S + A_{33} \cdot X \cdot S^2 + A_{34} \cdot Y \cdot S^2 + A_{35} \cdot Z \cdot S^2.$$

Для расчета исследуемых функциональных зависимостей разработана программа аппроксимации экспериментальных данных полиномиальными зависимостями, использующая метод наименьших квадратов и написанная на языке FORTRAN. Программа рассчитывает коэффициенты полинома, аппроксимирующего заданный массив исходных точек, состоящий из 35 стационарных режимов работы дизеля, работающего с различными УОВТ в диапазоне  $\theta=10-16^\circ$  п.к.в. до ВМТ.

Функциональные зависимости параметров дизеля, входящих в уравнения (45)-(47), протекают достаточно плавно, что позволяет аппроксимировать их в рабочей области с достаточной точностью полиномами второго и третьего порядков. Максимальная степень полинома для каждой из переменных, а также наличие или отсутствие некоторых слагаемых полиномов, выбирались исходя из соответствия значений параметров, полученных с использованием полиномов, значениям исходных функций в узловых точках, а также из анализа визуализации полиномов, выполненной в среде *MaThCAD* для каждого конкретного полинома. Проведенные расчеты позволили представить функциональные зависимости, входящие в правые части дифференциальных уравнений (45)-(47) в виде следующих алгебраических многочленов.



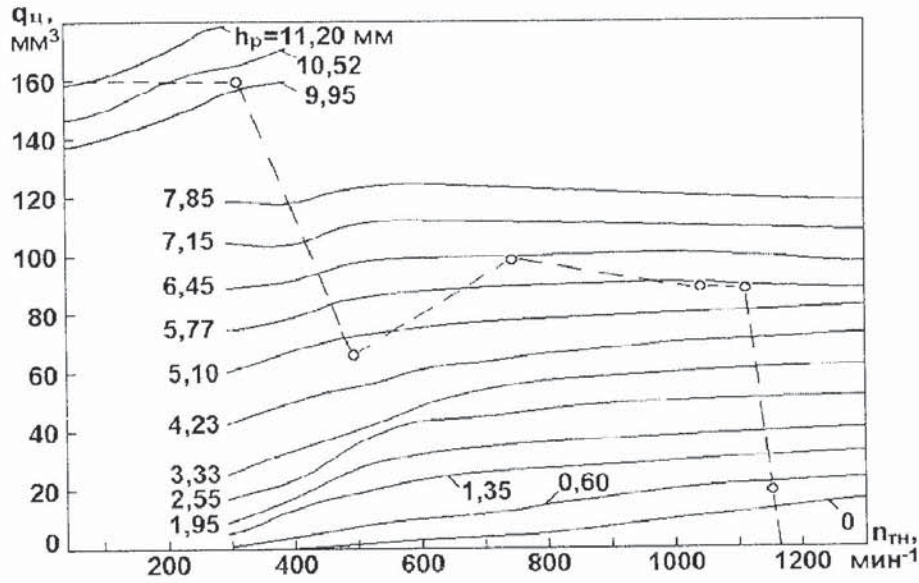


Рис. 7. Многопараметровая характеристика дизеля Д-245:  $n_{THD}$  – частота вращения кулачкового вала ТНВД;  $q_{inj}$  – цикловая подача топлива;  $h_p$  – положение дозирующей рейки ТНВД; пунктирная линия – ограничительная характеристика максимальных цикловых подач топлива  $q_{inj}$ , реализуемая в ТНВД исследуемого дизеля

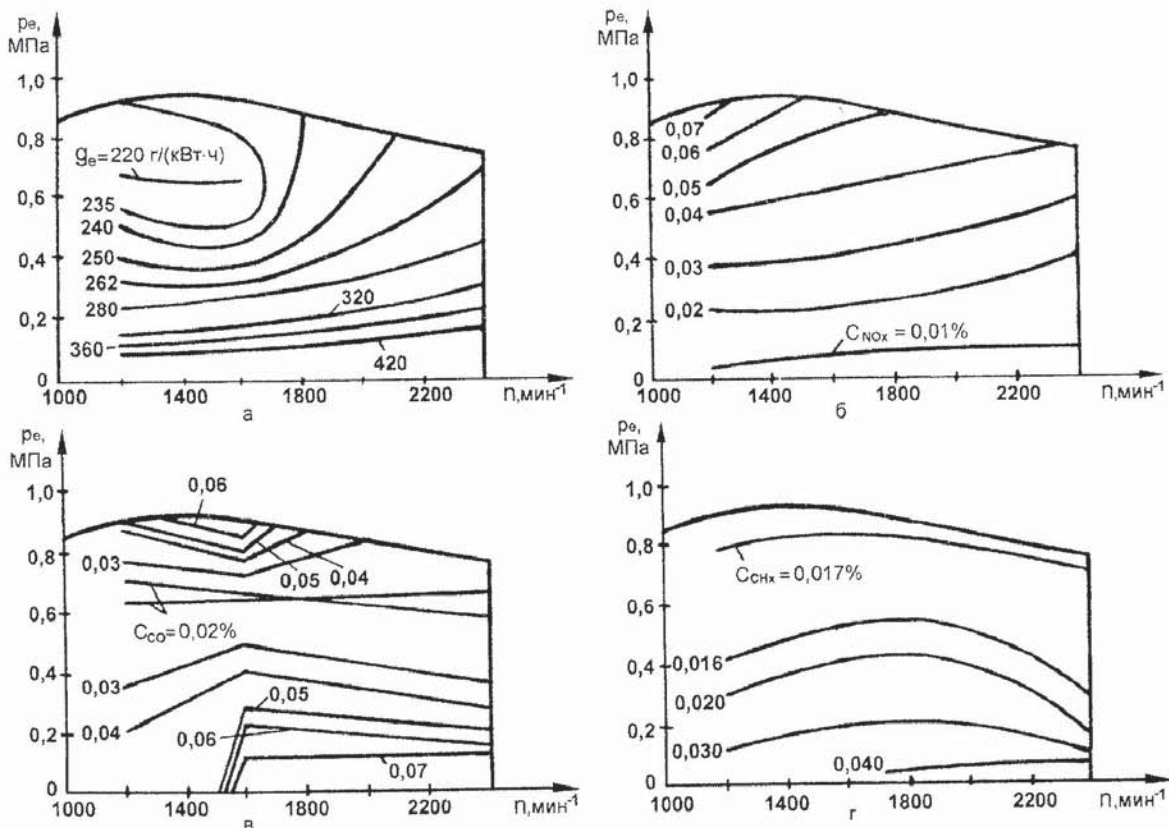


Рис. 8. Характеристики удельного эффективного расхода топлива  $G_e$  (а), концентраций оксидов азота  $C_{NOx}$  (б), монооксида углерода  $C_{CO}$  (в) и углеводородов  $C_{CHx}$  (г) в ОГ дизеля Д-245 при УОВТ  $\theta=12^\circ$  п.к.в. до ВМТ

В соответствии с выражением (12) полиномиальная зависимость второй степени для крутящего момента двигателя  $M_d$  от его частоты вращения  $\omega_d$ , положения дозирующей рейки ТНВД  $h_p$ , давления надвучного воздуха  $p_k$  и УОВТ  $\theta$  приняла вид

$$M_d(\omega_d, h_p, p_k, \theta) = -1614,2 + 6,5799 \cdot \omega_d + 434,88 \cdot h_p + 10610,0 \cdot p_k - 2,208 \cdot \theta - 0,2883 \cdot \omega_d \cdot h_p - 109,95 \cdot \omega_d \cdot p_k + 0,21377 \cdot \omega_d \cdot \theta - 5144,4 \cdot h_p \cdot p_k - 9,9843 \cdot h_p \cdot \theta - 66,832 \cdot p_k \cdot \theta + 0,00983 \cdot \omega_d^2 + 19,864 \cdot h_p^2 + 98952,0 \cdot p_k^2 + 0,20294 \cdot \theta^2 + 7,4263 \cdot \omega_d \cdot h_p \cdot p_k + 0,08416 \cdot \omega_d \cdot h_p \cdot \theta - 1,8324 \cdot \omega_d \cdot p_k \cdot \theta + 0,28491 \cdot h_p \cdot p_k \cdot \theta.$$

Визуализация этой функциональной зависимости приведена на рис. 9.

Момент сопротивления потребителя  $M_c$  согласно выражению (13) определялся в виде [24]

$$M_c = k_N \cdot \omega_d^2,$$

где  $k_N$  – коэффициент, пропорциональный настройке потребителя  $N$ .

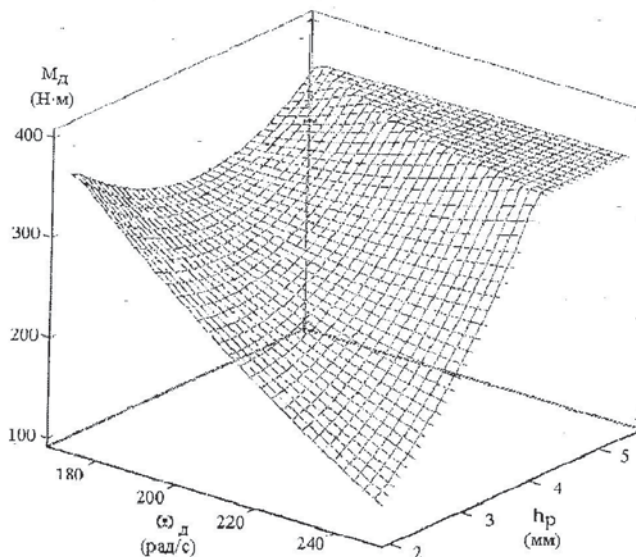


Рис. 9. Визуализация полиномиальной зависимости  $M_d(\omega_d, h_p, p_k, \theta)$  при  $p_k=0,15$  МПа и  $\theta=10^\circ$  п.к.в. до ВМТ

Аналогичным образом определены полиномиальные зависимости для параметров исследуемого дизеля, входящие в правые части уравнений (45).

Концентрации в ОГ исследуемого дизеля нормируемых токсичных компонентов в соответствии с выражениями (47) представлены в виде полиномиальных зависимостей третьей степени как функции частоты вращения вала двигателя  $\omega_d$ , положения дозирующей рейки  $h_p$ , давления наддувочного воздуха  $p_k$  и УОВТ  $\theta$ .

Полином для концентрации в ОГ оксидов азота  $C_{NOx}$  имеет вид

$$C_{NOx}(\omega_d, h_p, p_k, \theta) = 145,99 + 2,0252 \cdot \omega_d - 479,27 \cdot h_p - 17,401 \cdot \theta + 0,91727 \cdot \omega_d \cdot h_p - 0,23402 \cdot \omega_d \cdot \theta + 55,732 \cdot h_p \cdot \theta - 0,00357 \cdot \omega_d^2 + 27,089 \cdot h_p^2 - 0,89627 \cdot \theta^2 + 0,04314 \cdot \omega_d \cdot h_p \cdot \theta + 0,00001 \cdot \omega_d^3 + 1,9361 \cdot h_p^3 + 56098,0 \cdot p_k^3 - 0,00241 \cdot \omega_d^2 \cdot h_p - 0,00049 \cdot \omega_d^2 \cdot \theta - 0,08711 \cdot h_p^2 \cdot \omega_d - 3,4315 \cdot h_p^2 \cdot \theta + 0,01772 \cdot \omega_d \cdot \theta^2 - 1,3583 \cdot h_p \cdot \theta^2.$$

Визуализация этой функциональной зависимости приведена на рис. 10.

Полином для концентрации в ОГ монооксида углерода  $C_{CO}$  представлен в виде

$$C_{CO}(\omega_d, h_p, p_k, \theta) = 754,22 - 1,2494 \cdot \omega_d - 323,15 \cdot h_p - 80,169 \cdot \theta - 0,58896 \cdot \omega_d \cdot h_p + 0,23674 \cdot \omega_d \cdot \theta + 18,26 \cdot h_p \cdot \theta + 0,00368 \cdot \omega_d^2 + 80,901 \cdot h_p^2 + 2,3464 \cdot \theta^2 + 0,04505 \cdot \omega_d \cdot h_p \cdot \theta + 0,00004 \cdot \omega_d^3 - 5,4752 \cdot h_p^3 - 81,85 \cdot p_k^3 - 0,00219 \cdot \omega_d^2 \cdot h_p - 0,00083 \cdot \omega_d^2 \cdot \theta + 0,07049 \cdot h_p^2 \cdot \omega_d - 1,9872 \cdot h_p^2 \cdot \theta - 0,00458 \cdot \omega_d \cdot \theta^2 - 0,45793 \cdot h_p \cdot \theta^2.$$

Визуализация этой функциональной зависимости приведена на рис. 11.

Полином для концентрации в ОГ несгоревших углеводородов  $C_{УВХ}$  получен в виде

$$C_{УВХ}(\omega_d, h_p, p_k, \theta) = 298,89 - 1,2258 \cdot \omega_d - 151,94 \cdot h_p - 38,138 \cdot \theta - 0,00824 \cdot \omega_d \cdot h_p + 0,18204 \cdot \omega_d \cdot \theta + 10,795 \cdot h_p \cdot \theta + 0,00218 \cdot \omega_d^2 + 29,385 \cdot h_p^2 + 1,5755 \cdot \theta^2 + 0,01929 \cdot \omega_d \cdot h_p \cdot \theta + 0,00001 \cdot \omega_d^3 - 2,3341 \cdot h_p^3 + 9195,7 \cdot p_k^3 - 0,00139 \cdot \omega_d^2 \cdot h_p - 0,00026 \cdot \omega_d^2 \cdot \theta + 0,01523 \cdot h_p^2 \cdot \omega_d - 0,64983 \cdot h_p^2 \cdot \theta - 0,00757 \cdot \omega_d \cdot \theta^2 - 0,36229 \cdot h_p \cdot \theta^2.$$

Визуализация этой функциональной зависимости приведена на рис. 12.

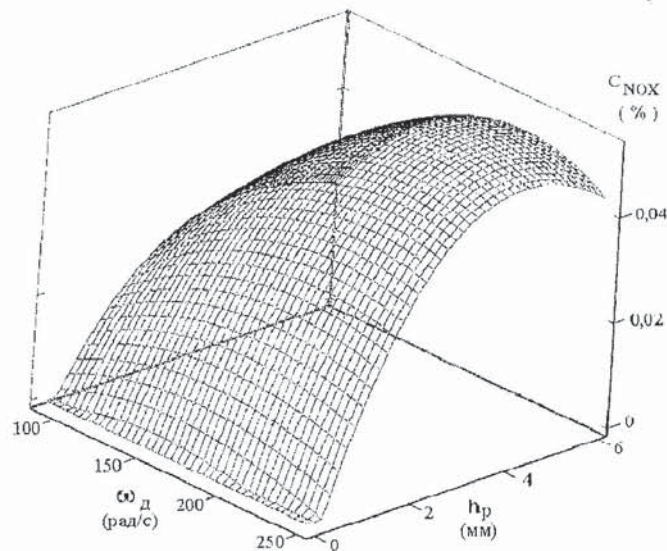


Рис. 10. Визуализация полиномиальной зависимости  $C_{NOx}(\omega_d, h_p, p_k, \theta)$  при  $p_k=0,14$  МПа,  $\theta=16^\circ$  п.к.в. до ВМГ



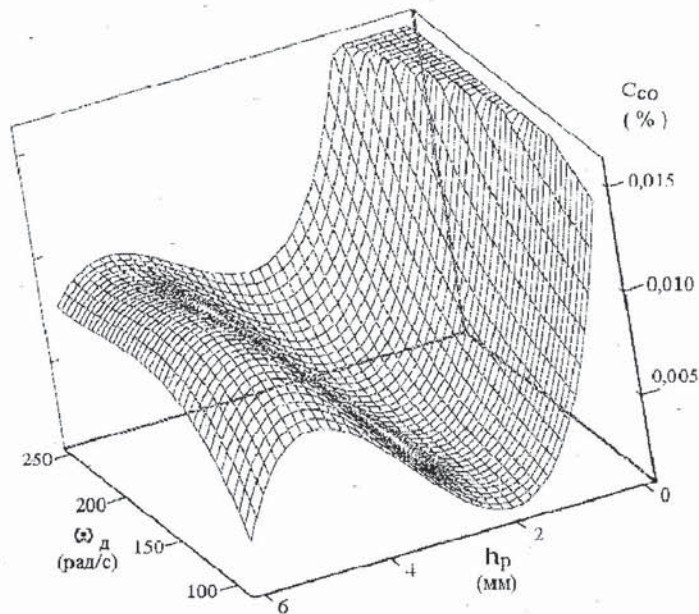


Рис. 11. Визуализация полиномиальной зависимости  $C_{co}(\omega_d, h_p, p_k, \theta)$  при  $p_k=0,14$  МПа,  $\theta=16^\circ$  п.к.в. до ВМГ.

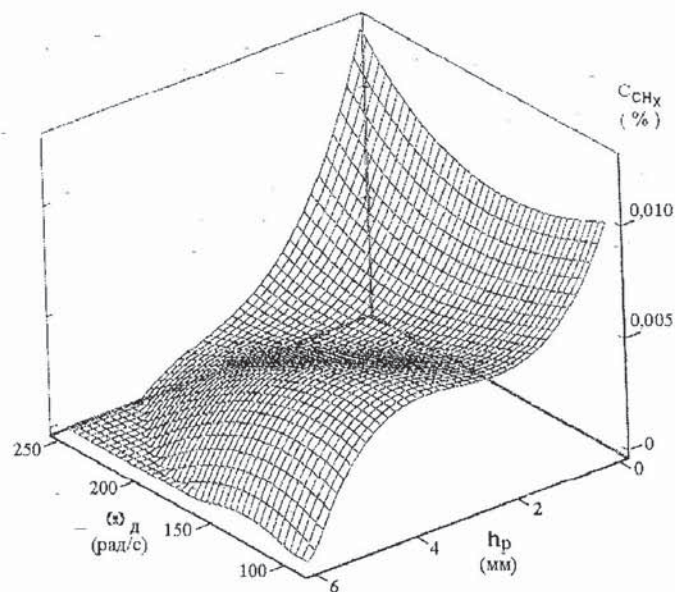


Рис. 12. Визуализация полиномиальной зависимости  $C_{снх}(\omega_d, h_p, p_k, \theta)$  при  $p_k=0,14$  МПа,  $\theta=16^\circ$  п.к.в. до ВМГ.

Полином для дымности ОГ  $K_x$  имеет вид

$$K_x(\omega_d, h_p, p_k, \theta) = 0,96716 + 0,02573 \cdot \omega_d + 17,679 \cdot h_p - 2,8516 \cdot \theta - 0,10456 \cdot \omega_d \cdot h_p + 0,01496 \cdot \omega_d \cdot \theta - 0,26563 \cdot h_p \cdot \theta + 0,00011 \cdot \omega_d^2 - 0,56649 \cdot h_p^2 + 0,11832 \cdot \theta^2 + 0,00105 \cdot \omega_d \cdot h_p \cdot \theta + 0,05272 \cdot h_p^3 - 418,08 \cdot p_k^3 + 0,00021 \cdot \omega_d^2 \cdot h_p - 0,00175 \cdot h_p^2 \cdot \omega_d + 0,01106 \cdot h_p^2 \cdot \theta - 0,00059 \cdot \omega_d \cdot \theta^2 - 0,00299 \cdot h_p \cdot \theta^2.$$

Визуализация этой функциональной зависимости приведена на рис. 13.

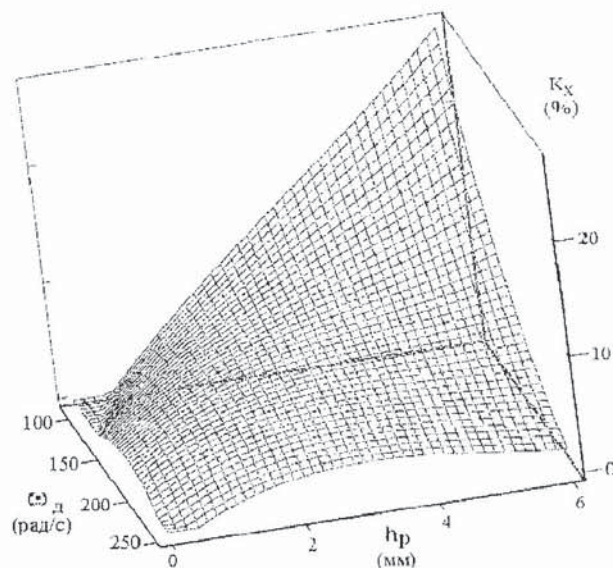


Рис. 13. Визуализация полиномиальной зависимости  $K_x(\omega_d, h_p, p_k, \theta)$  при  $p_k=0,14$  МПа.  $\theta=16^\circ$  п.к.в. до ВМТ

Полученные полиномиальные зависимости для основных параметров двигателя достаточно полно описывают его поведение на статических режимах работы и использованы для определения этих параметров в течение исследуемого переходного процесса.

Для расчета переходного процесса разгона дизеля разработана программа, написанная на языке FORTRAN, с помощью которой осуществляется численное интегрирование системы дифференциальных уравнений первого порядка, записанных в форме Коши, методом Рунге-Кутты четвертого порядка с шагом  $\Delta T=0,001$  с.

Использование экспериментально полученных характеристик исследуемого дизеля, а также удовлетворительное совпадение приведенных ниже расчетных характеристик переходного процесса дизеля Д-245 и экспериментально полученных характеристик переходного процесса разгона дизеля типа Д-240 той же размерности, приведенных в работе [38], подтверждают возможность использования разработанной математической модели для исследования переходных процессов дизеля Д-245.

С использованием разработанной математической модели проведен расчет переходного процесса разгона дизеля от исходного режима с  $h_p=1,50$  мм при  $\omega_d=115$  с<sup>-1</sup> до номинального режима с  $h_p=5,75$  мм при  $\omega_d=240$  с<sup>-1</sup> при постоянной настройке потребителя. Этот переходный процесс исследовался при различных законах регулирования УОВТ.

На первом этапе расчетных исследований определялись параметры дизеля в переходном процессе его разгона при мгновенном ступенчатом увеличении УОВТ  $\theta$  от  $10$  до  $16^\circ$  п.к.в. до ВМТ в моменты времени  $T=0, 2, 4, 6$  с. Такие законы изменения УОВТ  $\theta$  представлены на рис. 14,а. Характеристики изменения частоты вращения дизеля  $\omega_d$  и положения дозирующей рейки  $h_p$  в этих переходных процессах приведены на рис. 14,б,в. Как следует из представленных характеристик, исследуемые законы регулирования УОВТ не оказывают существенного влияния



на динамические качества дизеля. Во всех четырех исследованных случаях время переходного процесса разгона дизеля составило  $T_n=8$  с при допустимой нестабильности частоты вращения  $\omega_e=1,5\%$  (рис. 14, б).

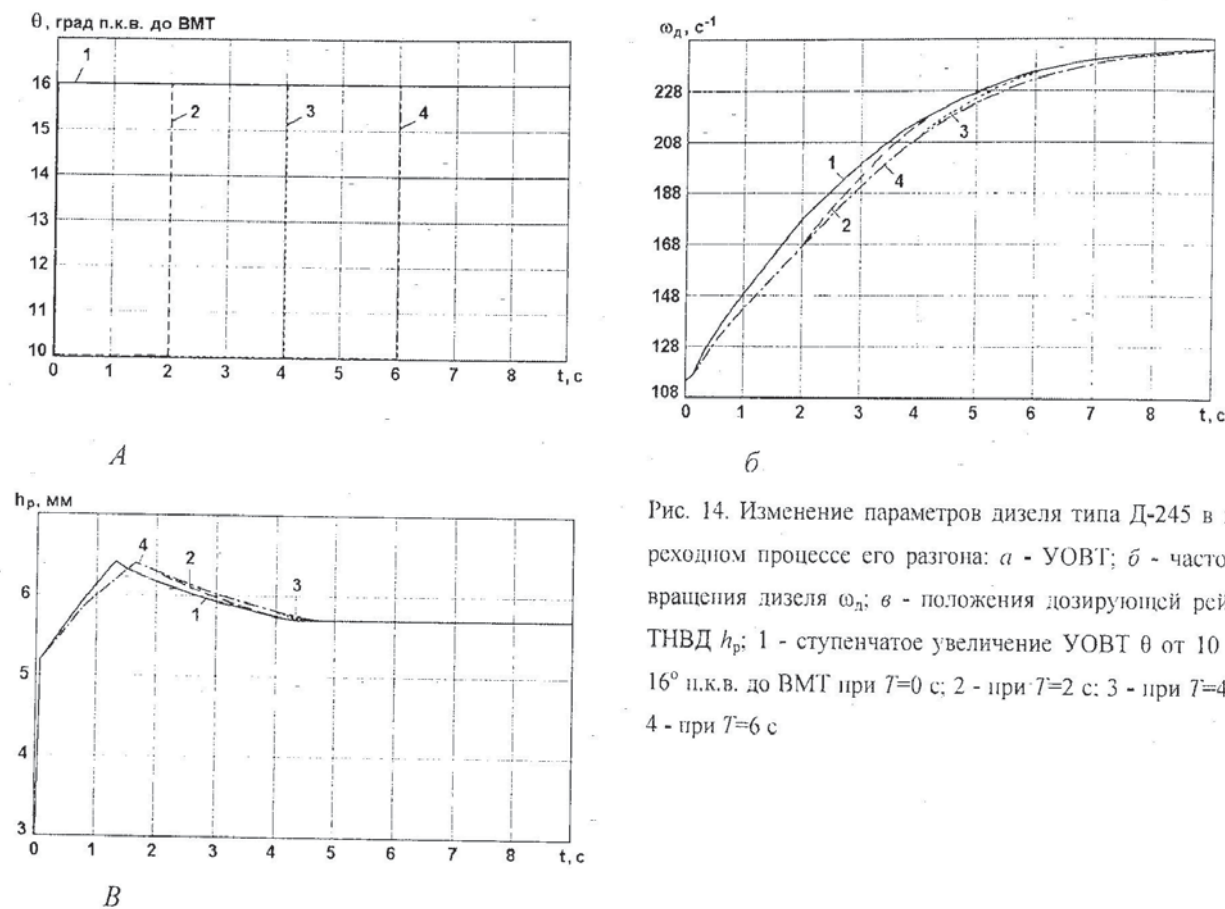


Рис. 14. Изменение параметров дизеля типа Д-245 в переходном процессе его разгона: а - УОВТ; б - частоты вращения дизеля  $\omega_d$ ; в - положения дозирующей рейки ТНВД  $h_p$ ; 1 - ступенчатое увеличение УОВТ  $\theta$  от  $10^\circ$  до  $16^\circ$  п.к.в. до ВМТ при  $T=0$  с; 2 - при  $T=2$  с; 3 - при  $T=4$  с; 4 - при  $T=6$  с

Вместе с тем, закон регулирования УОВТ оказывает заметное влияние на показатели токсичности ОГ дизеля – на содержание в ОГ оксидов азота  $C_{NO_x}$ , монооксида углерода  $C_{CO}$ , углеводородов  $C_{СНХ}$  и дымность ОГ  $K_x$ , характеристики которых приведены на рис. 15. Анализ этих характеристик показывает, что закон регулирования УОВТ оказывает влияние на концентрацию в ОГ всех рассматриваемых токсичных компонентов, но особенно – на содержание в ОГ продуктов неполного сгорания топлива ( $C_{CO}$ ,  $C_{СНХ}$  и  $K_x$ ). Причем, наименьшие концентрации в ОГ этих токсичных компонентов отмечены при разгоне дизеля с наибольшим УОВТ  $\theta=16^\circ$  п.к.в. до ВМТ (характеристики 1 на рис. 15, б, в, г). Но при таком разгоне имеет место повышенное содержание в ОГ оксидов азота  $NO_x$  (характеристика 1 на рис. 15, а).

На втором этапе исследований оценивалось влияние закона регулирования УОВТ на показатели токсичности ОГ дизеля в переходном процессе его разгона при ступенчатом увеличении УОВТ  $\theta$  от  $10^\circ$  до  $16^\circ$  п.к.в. до ВМТ в моменты времени  $T=0, 2, 4$  и  $6$  с. Характеристики изменения параметров  $\theta$ ,  $\omega_d$  и  $h_p$  в этих переходных процессах приведены на рис. 16, а, б, в. И в этих переходных процессах законы регулирования УОВТ не оказывают существенного влияния на



динамические качества дизеля (при допустимой нестабильности частоты вращения  $\omega_e=1,5\%$  продолжительность исследуемых переходных процессов составила  $T_{II}=8$  с, см. рис. 16,б).

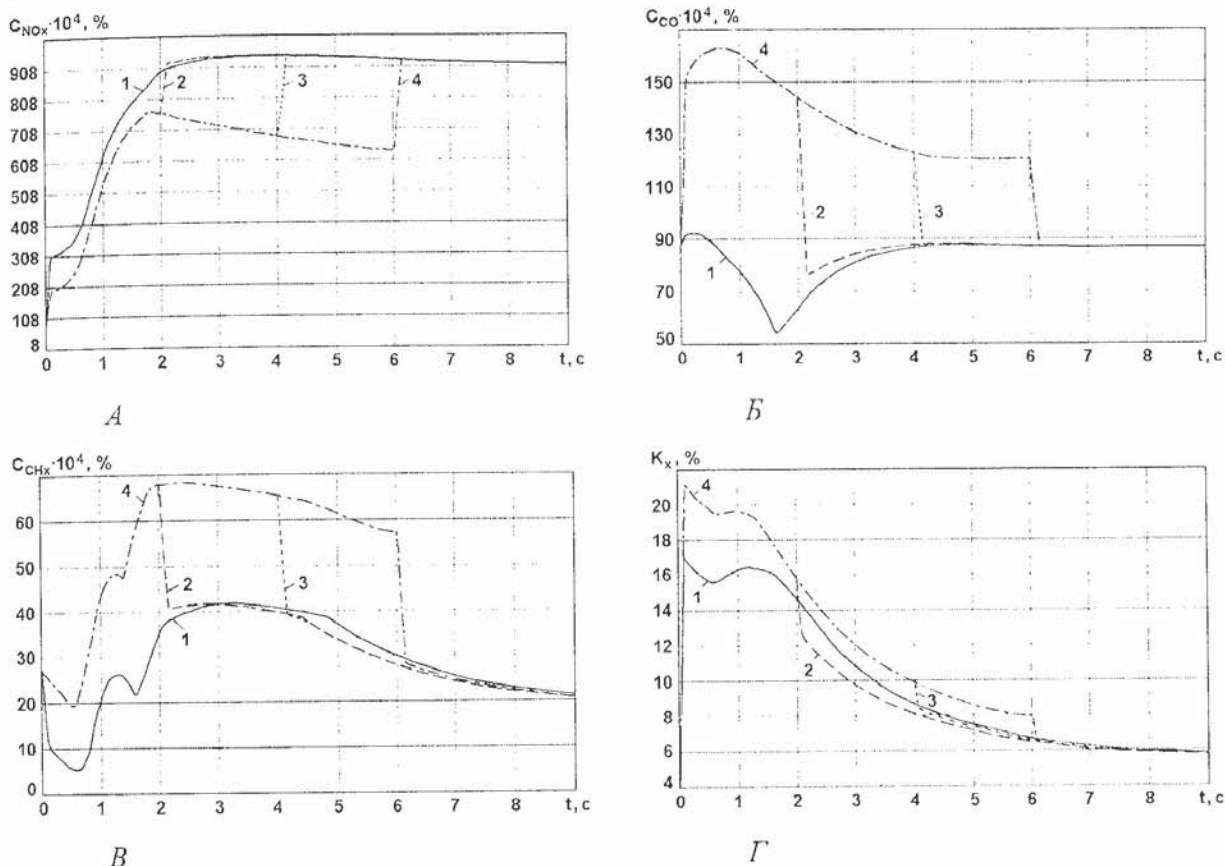


Рис. 15. Изменение параметров дизеля типа Д-245 в переходном процессе его разгона: а – содержание в ОГ оксидов азота  $C_{NOx}$ ; б – монооксида углерода  $C_{CO}$ ; в – несгоревших углеводородов  $C_{CHx}$ ; г – дымности ОГ  $K_x$ ; 1, 2, 3, 4 – см. пояснения к рис. 14

Анализ показателей токсичности ОГ (рис. 17) дизеля в рассматриваемых переходных процессах свидетельствует о заметном влиянии закона регулирования УОВТ на содержание в ОГ оксидов азота  $C_{NOx}$ , монооксида углерода  $C_{CO}$ , углеводородов  $C_{CHx}$  и дымность ОГ  $K_x$ . Наибольшую зависимость от закона регулирования УОВТ имеют концентрации в ОГ монооксида углерода  $C_{CO}$  и несгоревших углеводородов  $C_{CHx}$  (характеристики на рис. 17,б,в).

На заключительном этапе исследовались переходные процессы разгона дизеля, в течение которых УОВТ  $\theta$  линейно увеличивался от  $10^\circ$  до  $16^\circ$  п.к.в. в течение периода времени  $\Delta T=0, 2, 4$  и  $6$  с. Такие законы изменения УОВТ  $\theta$  представлены на рис. 18,а. Характеристики изменения частоты вращения  $\omega_d$  и положения рейки  $h_p$  в этих переходных процессах приведены на рис. 18,б,в.

Значительное влияние УОВТ на показатели токсичности ОГ имело место и в переходных процессах, в которых УОВТ изменялся по законам, представленным на рис. 18,а. Об этом свидетельствуют характеристики содержания в ОГ оксидов азота  $C_{NOx}$ , монооксида углерода  $C_{CO}$ , несгоревших углеводородов  $C_{CHx}$  и дымности ОГ  $K_x$ , приведенные на рис. 19. Наибольшая

зависимость от закона регулирования УОВТ отмечена у концентраций в ОГ монооксида углерода  $C_{CO}$  и углеводородов  $C_{CHx}$  (характеристики на рис. 19,б,в).

Для интегральной оценки токсичности ОГ в переходных процессах использован обобщенный критерий  $J_0$ , представляющий собой произведение максимальных в течение переходного процесса концентраций в ОГ четырех нормируемых токсичных компонентов ОГ – оксидов азота  $C_{NOx Max}$ , монооксида углерода  $C_{CO Max}$ , углеводородов  $C_{CHx Max}$  и дымности ОГ  $K_{x Max}$ :

$$J_0 = C_{NOx Max} \cdot C_{CO Max} \cdot C_{CHx Max} \cdot K_{x Max} \quad (1)$$

Расчеты обобщенного критерия оптимальности  $J_0$  по выражению (1) показали, что наименьшее его значение соответствует переходному процессу разгона дизеля с регулированием УОВТ характеристике 1 на рис. 14,а (такой же закон изменения УОВТ соответствует характеристике 1 на рис. 16,а и рис. 18,а). При реализации этой характеристики изменения УОВТ обобщенный критерий оптимальности  $J_0$  оказался равным

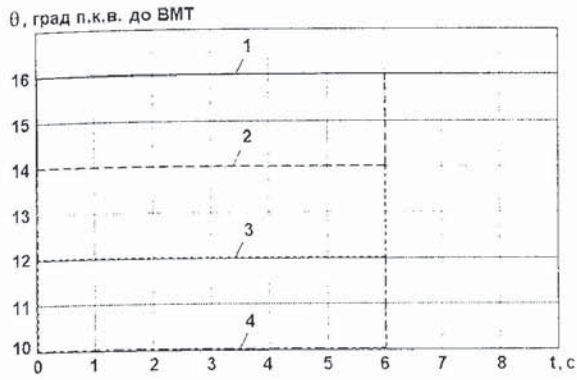
$$J_0 = 0,0946 \cdot 0,0092 \cdot 0,0042 \cdot 17,0 = 62 \cdot 10^{-6} \% = Min.$$

Этот переходный процесс принят оптимальным с точки зрения выбросов токсичных компонентов ОГ. Для более точного определения оптимального с точки зрения экологических показателей дизеля переходного процесса целесообразно использовать интегральный обобщенный критерий оптимальности  $J_0$ , определяемый в виде

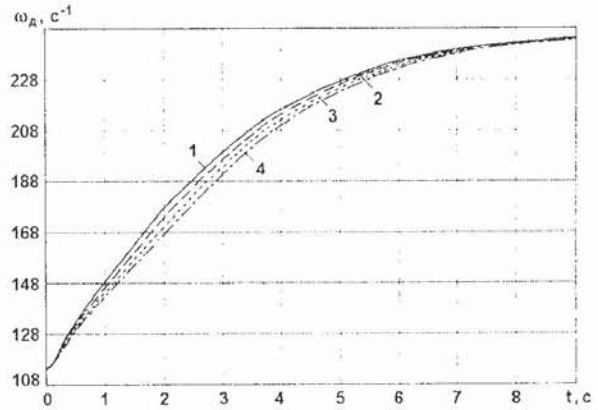
$$J_0 = \int C_{NOx} \cdot \int C_{CO} \cdot \int C_{CHx} \cdot \int K_x, \quad (2)$$

где  $\int C_{NOx}$ ,  $\int C_{CO}$ ,  $\int C_{CHx}$ ,  $\int K_x$  - интегралы характеристик  $C_{NOx}$ ,  $C_{CO}$ ,  $C_{CHx}$ ,  $K_x$  с пределами интегрирования от 0 до  $T_{п}$ , т.е. площади под характеристиками концентраций токсичных компонентов ОГ.

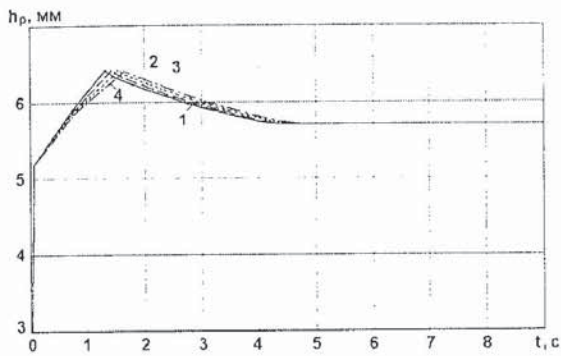
Проведенный анализ различных характеристик регулирования УОВТ не является исчерпывающим. Возможна реализация и других законов регулирования УОВТ. Вместе с тем, представленные результаты расчетных исследований подтвердили возможность использования разработанной математической модели для исследования переходных процессов дизеля с УОВТ, изменяемым по различным законам.



A

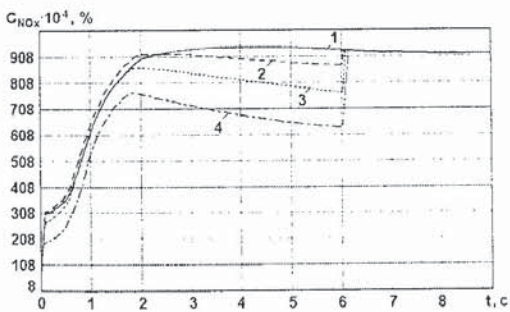


B

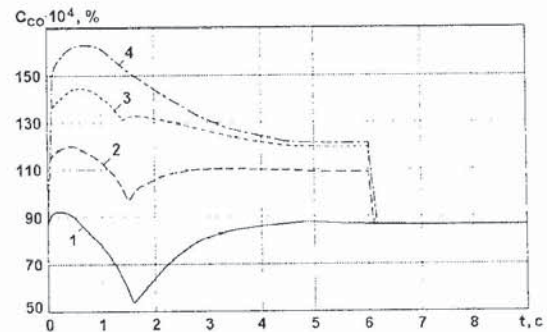


B

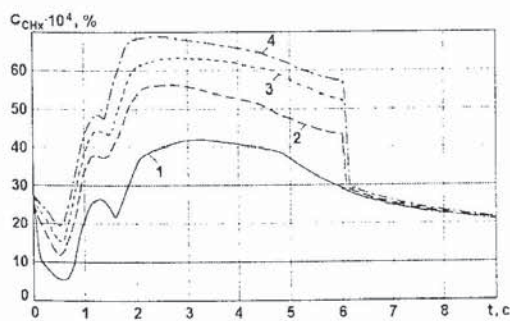
Рис. 16. Изменение параметров дизеля типа Д-245 в переходном процессе его разгона: а - УОВГ; б - частоты вращения дизеля  $\omega_d$ ; в - положения дозирующей рейки ТНВД  $h_p$ ; 1 - разгон с УОВГ  $\theta=16^\circ$  п.к.в. до ВМТ в период времени  $T=0...6$  с; 2 -  $\theta=14^\circ$  п.к.в. до ВМТ; 3 -  $\theta=12^\circ$  п.к.в. до ВМТ; 4 -  $\theta=10^\circ$  п.к.в. до ВМТ



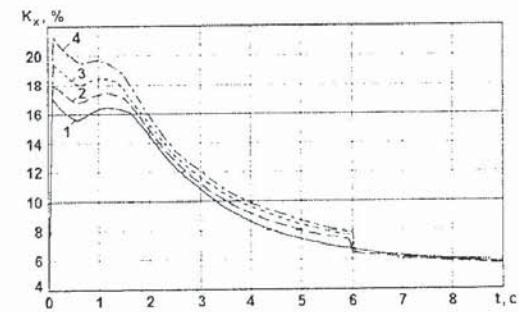
A



B



B



Г

Рис. 25. Изменение параметров дизеля типа Д-245 в переходном процессе его разгона: а - содержания в ОГ оксидов азота  $C_{NOx}$ ; б - монооксида углерода  $C_{CO}$ ; в - несгоревших углеводородов  $C_{CHx}$ ; г - дымности ОГ  $K_x$ ; 1, 2, 3, 4 - см. пояснения к рис. 16



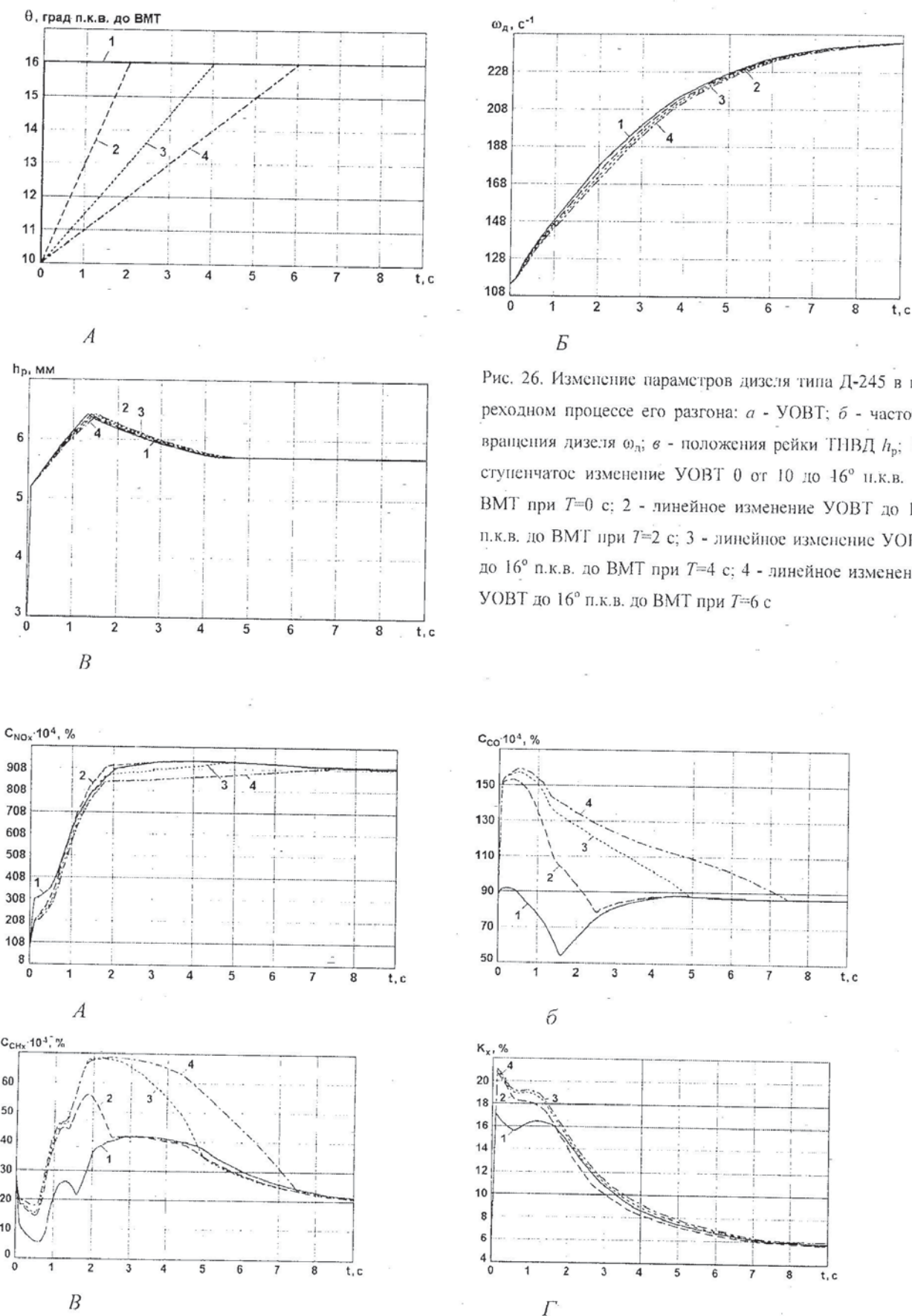


Рис. 26. Изменение параметров дизеля типа Д-245 в переходном процессе его разгона: *а* - УОВТ; *б* - частоты вращения дизеля  $\omega_d$ ; *в* - положения рейки ТНВД  $h_p$ ; 1 - ступенчатое изменение УОВТ от 10 до 16° п.к.в. до ВМТ при  $T=0$  с; 2 - линейное изменение УОВТ до 16° п.к.в. до ВМТ при  $T=2$  с; 3 - линейное изменение УОВТ до 16° п.к.в. до ВМТ при  $T=4$  с; 4 - линейное изменение УОВТ до 16° п.к.в. до ВМТ при  $T=6$  с

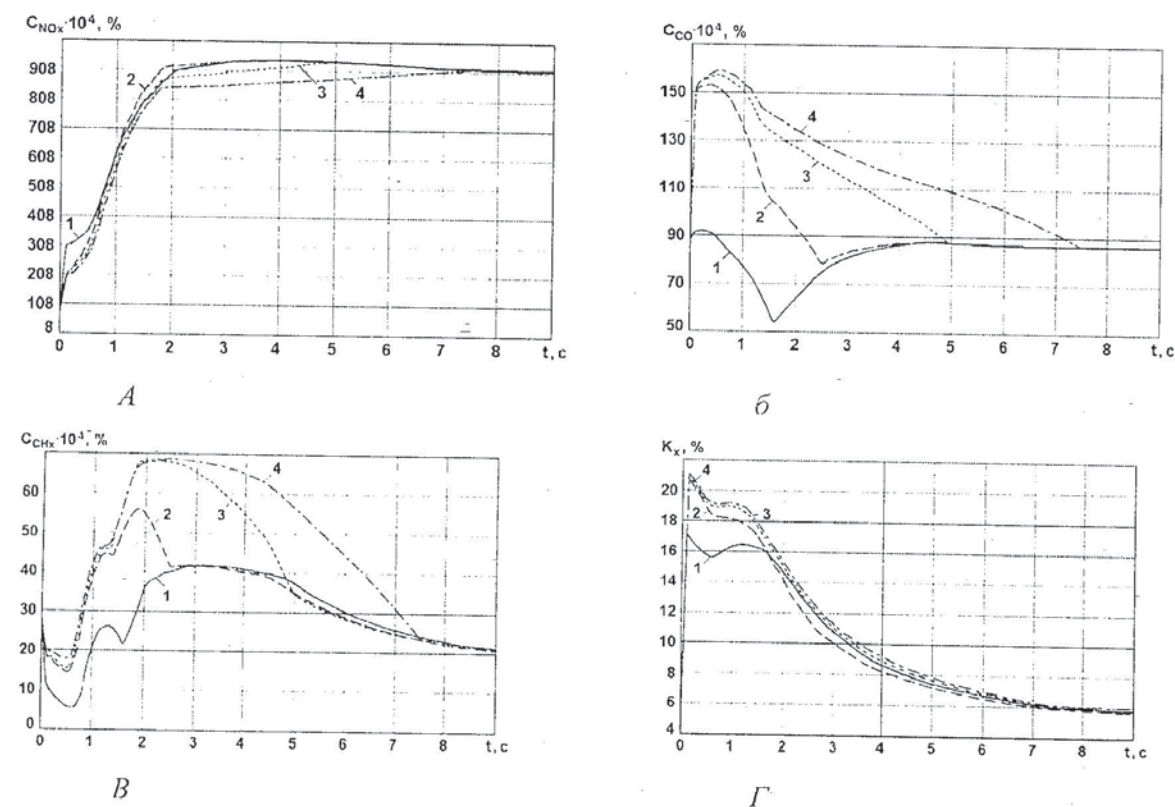


Рис. 27. Изменение параметров дизеля типа Д-245 в переходном процессе его разгона: *а* - содержания в ОГ оксидов азота  $C_{NOx}$ ; *б* - монооксида углерода  $C_{CO}$ ; *в* - несгоревших углеводородов  $C_{CHx}$ ; *г* - дымности ОГ  $K_x$ ; 1, 2, 3, 4 - см. пояснения к рис. 26.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Грехов А.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. - М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. - 344 с.
- 2 Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. - М.: Изд-во МГТУ им. П.Э. Баумана, 2002. - 376 с.
- 3 Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. - М.: Изд-во «Академический проект», 2004. - 400 с.
- 4 Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. - М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 1998. - 216 с.
- 5 Андрусенко Ш.И., Антошук С.Д., Мерзиевский В.В. Об оптимальных фазах топливоподачи транспортно-портного дизеля автотракторного типа и путях их реализации / Конструирование, исследование и эксплуатация топливоподающих систем автотракторных дизелей: Сб. - Ульяновск, 1976. - С. 16-22.
- 6 Гусаков С.В., Патрахальцев Н.Н. Выбор программы регулирования угла опережения впрыска, оптимизированной по экономичности и токсичности отработавших газов / Исследование двигателей и машин: Сб. научных трудов УДН им. П. Лумумбы // Труды УДН. - 1980. - С. 18-21.
- 7 Басс А.И., Вейнблаат М.Х. Выбор оптимальной закономерности изменения угла начала подачи топлива для автотракторных дизельных двигателей / Эксплуатация лесовозного подвижного состава: Сб. - Свердловск: Изд-во Уральского лесотехнического института, 1987. - С. 114-123.
- 8 Галеев В.А. Переходные режимы ДВС с наддувом при регулировании турбокомпрессора изменением угла опережения подачи топлива // Двигателестроение. - 1988. - № 2. - С. 6-7.
- 9 Кривяков С.В. Многопараметровая оптимизация рабочего процесса дизеля по расходу топлива и выбросам вредных веществ с отработавшими газами: Автореферат дисс. ... канд. техн. наук. - М.: РУДН, 2000. - 16 с.
- 10 Крутов В.И., Марков В.А. Улучшение характеристик автотракторных дизелей изменением угла опережения впрыскивания топлива // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1993. - № 2. - С. 66-71.
- 11 PaRkeR R.F. FuTuRe Fuel InJecTion RequiReMenTs foR Mobile EquipMenT Diesel EnGines // Diesel and Gas TuRbine PRoGResS. - 1976. - Vol. 42. - № 10. - P. 18-19.
- 12 TRenne M.U., Ives A.P. Closed Loop DesiGn foR ElecTRonic Diesel InJecTion SysTeMs // SAE Technical Paper SeRies. - 1982. - № 820447. - P. 133-139.
- 13 Kawai M., MiyaGi H., Nakano J. ToyoTa's New MicRoPRecessoR-Based Diesel EnGine ConTRol SysTeM foR PassenGeR CaRs // IEEE TRansacTion on IndusTRial ElecTRonics. - 1985. - Vol. 32. - № 4. - P. 289-293.
- 14 Shiozaki M., Hobo N., AkahoRi J. DevelopMenT of a Fully Capable ElecTRonic ConTRol SysTeM foR Diesel EnGine // SAE Technical Paper SeRies. - 1985. - № 850172. - P. 8.
- 15 HieMesch O., Lonkai G., SchenkeRMayR G. Das BMW-AbGasReiniGunGskonzePT fuR DieselModelle // MTZ. - 1990. - JG.51. - № 5. - S. 196-200.
- 16 HafneR M., SchuleR M., IseRMann R. EinsaTz SchnelleR NeuRonaleR NeTze zuR ModellbasieRTen OpTiMieRunG von VeRdRennunGsMoToRen // MTZ. - 2000. - JG. 61. - № 11. - S. 798-805.
- 17 Архангельский В.М., Злотин Г.Н. Работа автотракторных двигателей на неуставившихся режимах. - М.: Машиностроение, 1979. - 215 с.

- 18 Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев. Под ред. А.К. Костина. - Л.: Машиностроение, 1989. - 283 с.
- 19 Режимы работы двигателей энергонасыщенных тракторов / Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко, В.С. Шкрбак и др. - Л.: Машиностроение, 1981. - 240 с.
- 20 Вершинин А.С., Петров В.А. Параметры топливоподачи на переходных режимах // Энергомашиностроение. - 1970. - № 2. - С. 15-18.
- 21 Петров В.А., Вершинин А.С. Протекание рабочего процесса дизеля на переходных режимах / Двигатели внутреннего сгорания: Межведомств. сб. - М.: НИИИНФОРМтяжмаш, 1966. - № 4-66-5. - С. 57-60.
- 22 Соколов С.С., Власов А.И. Ограничение пределов повышения р<sub>с</sub> 4-х тактного дизеля с наддувом, налагаемые процессами смесеобразования и сгорания // Труды ЦНИДИ. - 1977. - Вып. 72. - С. 49-53.
- 23 Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1989. - 416 с.
- 24 Крутов В.И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. - М.: Машиностроение, 1978. - 472 с.
- 25 Крутов В.И., Марков В.А. Анализ влияния изменяющегося по программе угла опережения впрыскивания топлива на качество переходного процесса в дизеле // Двигателестроение. - 1991. - № 10-11. - С. 53-56.
- 26 Математическая модель системы автоматического регулирования дизеля с турбонаддувом и изменяемым углом опережения впрыскивания / В.И. Крутов, В.А. Марков, В.И. Шатров и др. // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 1994. - № 1. - С. 55-69.
- 27 Колупаев В.Я. Конструкции устройств для автоматического изменения угла опережения впрыска топлива в зарубежных быстроходных дизелях. Обзор. - М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1974. - 28 с.
- 28 Лышевский А.С., Мыльнев В.В., Брагинец В.А. Развитие конструкций автоматических муфт и устройств опережения впрыска автотракторных дизелей. Обзор. - М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1975. - 50 с.
- 29 Шароглазов Б.А., Кавьяров С.И. Развитие устройств, автоматически регулирующих угол опережения подачи топлива // Труды Челябинского политехнического института. - 1981. - Вып. 268. - С. 145-149.
- 30 Галеев В.А. Улучшение воздухообеспечения двигателя с газотурбинным наддувом изменением угла опережения подачи топлива // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1987. - № 8. - С. 80-84.
- 31 Леонов И.В., Галеев В.А. Исследование возможности улучшения системы воздухообеспечения дизеля с турбонаддувом // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1980. - № 4. - С. 79-82.
- 32 Аилуев М.И. Повышение точности управления топливоподачей дизелей с помощью микропроцессорных средств // Двигателестроение. - 1990. - № 8. - С. 31-34.
- 33 MaRek S.L., Henein N.A., BRyzik W. Effect of Load and Other Parameters on Instantaneous Friction Torque in Reciprocating Engines // SAE Technical Paper Series. - 1991. - № 910752. - P. 1-9.



- 34 Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, А.В. Грехов и др. Под ред. А.С. Ораина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1990. - 288 с.
- 35 Гусаков С.В., Бисенбаев С.С., Прияндака А. Показатели динамических качеств двигателей внутреннего сгорания // Вестник РУДН. Инженерные исследования. - 2004. - № 2. - С. 20-24.
- 36 Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А., Мартынов К.В. Оптимизация разгона АТС. // Автомобильная промышленность. - 2002. - № 1. - С. 20-22.
- 37 Улучшение экологических показателей транспортных дизелей путем управления процессом топливоподачи / А.Г. Кузнецов, В.А. Марков, В.А. Трифонов и др. // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 2000. - № 2. - С. 62-74.
- 38 Ложкин В.И., Хесина А.Я., Салова Т.Ю. Об оптимизации регулировочных параметров топливной аппаратуры дизеля Д-240 с целью уменьшения выхода бенз(а)пирена с отработавшими газами // Совершенствование конструктивных и эксплуатационных показателей тракторных и комбайновых двигателей, их систем, агрегатов и деталей. Конструирование и производство топливной аппаратуры автотракторных двигателей: Сборник. - А.: Изд-во ЦНИГА, 1989. - С.260-269.

629.011.012

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В АВТОМАТИЧЕСКОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

*Асп Ф.Ф.КУРОЧКИН*

*Предлагается метод определения закона управления давлением в бустере включаемого фрикционного элемента автоматической планетарной коробки передач транспортной машины с электронно-гидравлической системой управления. Полученный закон позволяет учитывать при переключении передач изменение температура масла в коробке передач, износ фрикционных накладок в процессе эксплуатации и т.д.*

Увеличение производительности современных автотранспортных средств при одновременном улучшении их топливной экономичности и повышении безопасности эксплуатации неразрывно