

УДК 629.113:004.021

*В. П. Тарасик*

## СИНТЕЗ АЛГОРИТМА АВТОМАТИЧЕСКОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

UDC 629.113:004.021

*V. P. Tarasik*

## SYNTHESIS OF AN AUTOMATIC GEAR SHIFT ALGORITHM FOR VEHICLES WITH HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

### Аннотация

Изложена методика синтеза алгоритма автоматического переключения передач автомобиля с гидромеханической трансмиссией и дизельным двигателем с всережимным регулятором. Приведены формулы для определения параметров алгоритма. Рассмотрены вопросы адаптации алгоритма к условиям эксплуатации и управляющим воздействиям водителя. Приведена функциональная схема структуры алгоритма, реализованного при создании мехатронной системы управления для автомобилей БелАЗ.

### Ключевые слова:

алгоритм автоматического переключения передач, гидромеханическая передача, дизельный двигатель с всережимным регулятором, адаптация алгоритма к условиям эксплуатации, пороговые значения параметров алгоритма.

### Abstract

The paper presents the methodology of synthesizing an automatic gear shift algorithm for vehicles having the hydromechanical transmission and the diesel engine with an all-speed governor. Formulas are given to determine the algorithm parameters. The algorithm adaptation to operating conditions and driver's control actions is considered. A functional diagram of the structure of algorithm used in creating a mechanotronic control system for BELAZ trucks is given.

### Key words:

algorithm of automatic gear shift, hydromechanical transmission, diesel engine with all-speed governor, adaptation of algorithm to operating conditions, threshold values of algorithm parameters.

Автоматическое управление трансмиссией автомобиля должно обеспечивать высокие показатели эффективности выполнения транспортной работы, повышать безопасность движения, парировать ошибочные действия водителя по управлению автомобилем, улучшать условия труда водителя.

Основные показатели эффективности выполнения транспортной работы – средняя скорость движения автомобиля и суммарный расход топлива на конкретном маршруте, характеризующие производительность и топливную эко-

номичность автомобиля. Средняя скорость движения характеризует свойство динамичности автомобиля, заключающееся в его способности быстро разгоняться. Свойства динамичности и экономичности автомобиля противоречивы. Это обусловлено тем, что минимальный удельный расход топлива двигателя внутреннего сгорания достигается в области значений частоты вращения его вала, соответствующей максимальному вращающему моменту  $M_{e\max}$ , при котором мощность двига-

теля снижается на 40...50 % по сравнению с максимальной мощностью  $P_{e\max}$ . Поэтому желаемый результат (высокая производительность или топливная экономичность) можно получить путем целенаправленного изменения передаточного числа трансмиссии, позволяющего управлять скоростным и нагрузочным режимами двигателя совместно с системой управления топливоподачей двигателя. Это положение составляет основу концепции синтеза алгоритма автоматического переключения передач.

Для заданного конкретного маршрута движения автомобиля на основе математического моделирования можно определить параметры алгоритма автоматического управления переключением передач, обеспечивающие оптимальное использование мощности двигателя по желаемому критерию – динамичности либо экономичности. Однако сформированная на основе такого подхода программа управления трансмиссией и двигателем не может обеспечить оптимальные результаты в иных эксплуатационных условиях, существенно отличающихся от модельных, принятых при разработке алгоритма управления. Эксплуатационные условия характеризуются широким многообразием параметров и диапазоном их изменений. В числе этих параметров коэффициенты сопротивления качению и сцепления колес с дорогой, продольные и поперечные уклоны дороги, радиусы кривизны траектории, протяженность маршрута и отдельных его участков, административные ограничения скорости и ограничения по безопасности движения, величина загрузки автомобиля [1]. На результаты управления может оказывать существенное влияние человеческий фактор, в частности, манера управления автомобилем. Кроме того, в процессе эксплуатации вследствие неизбежных износов и повреждений механизмов и систем их параметры изменяются в довольно широких пределах: снижается

мощность двигателя, возрастают потери энергии при ее передаче к ведущим колесам.

Поэтому система управления должна быть адаптивной. Она должна реагировать на параметры внешней среды, загрузку автомобиля, управляющие воздействия водителя. Управление должно осуществляться с учетом изменения положения педали акселератора  $\gamma_a$ , педали тормоза  $\gamma_T$ , ускорения автомобиля  $a = dv/dt$ , уклона дороги  $h$ , массы перевозимого груза  $m_{тр}$ . Необходимо также учитывать характер управляющих воздействий водителя: скорость изменения координаты акселератора  $d\gamma_a/dt$ , интенсивность нажатия на педаль тормоза  $d\gamma_T/dt$  и др. Могут быть учтены также факторы, характеризующие условия безопасности движения: крен кузова, буксование ведущих колес, занос колес моста, скорость поворота рулевого колеса, поперечное ускорение автомобиля [2–4].

Синтез алгоритма автоматического переключения передач, как показал наш опыт, необходимо выполнять в два этапа [3]. На первом этапе параметры алгоритма определяют на основе характеристик и параметров механизмов и систем автомобиля, принимаемых в качестве эталонных, с учетом которых моделируется движение автомобиля по типовому маршруту. Полученный при этом алгоритм назовем базовым. На втором этапе синтеза определяются параметры и характеристики адаптации базового алгоритма к изменяющимся условиям.

Рассмотрим методику разработки алгоритма управления гидромеханической передачей грузового автомобиля с дизельным двигателем. Такие автомобили выпускают предприятия Беларуси – БелАЗ, МоАЗ, МЗКТ.

Характерной особенностью дизельных двигателей, используемых на большинстве грузовых автомобилей, является применение всережимных ре-

гуляторов частоты вращения коленчатого вала – всережимных регуляторов двигателя (ВРД). На рис. 1 показана типичная скоростная характеристика такого двигателя по вращающему моменту  $M_e = f(n_d)$ . На графике этой характеристики выделяют внешнюю скоростную характеристику (ВСХ) 1, получаемую при полной подаче топлива в двигатель, и множество регуляторных ветвей 2, 3, 4, ..., на которых ВРД ограничивает подачу топлива и частоту вращения вала [1]. Приняты следующие обозначения:  $n_d$  – частота вращения вала двигателя, об/мин;  $M_e$  – вращаю-

щий момент, Н·м;  $M_{e\max}$  – максимальный вращающий момент;  $n_M$  – частота вращения при  $M_{e\max}$ ;  $M_P$  и  $n_P$  – вращающий момент и частота вращения при максимальной мощности двигателя  $P_{e\max}$ ;  $n_{xx\min}$ ,  $n_{xx\max}$  – минимальное и максимальное значения частоты вращения вала двигателя на холостом ходу при отсутствии нагрузки двигателя, т. е. при  $M_e = 0$ ;  $M_{д.п.п}$  и  $n_{д.п.п}$  – вращающий момент и частота вращения в точках пересечения ВСХ с регуляторными ветвями.

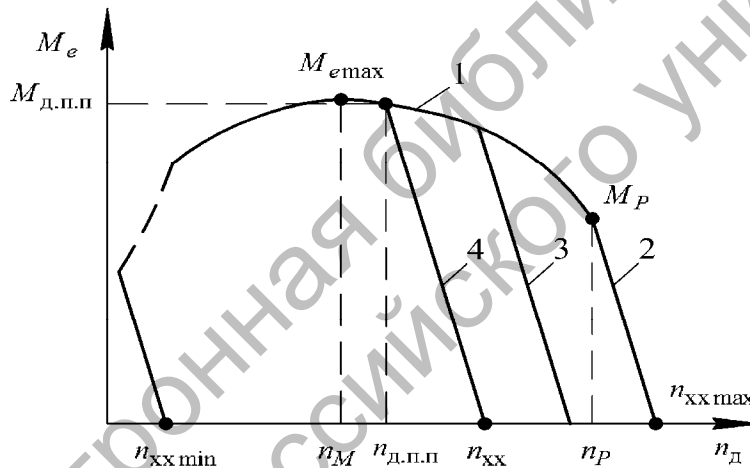


Рис. 1. Скоростная характеристика двигателя

Для описания ВСХ используем уравнение регрессии в виде полинома  $n$ -го порядка:

$$M_e = M_P \sum_{k=0}^n a_k (n_d/n_P)^k, \quad (1)$$

где  $a_k$  – коэффициент регрессии.

Зависимость между  $n_{xxi}$  и  $\gamma_{ai}$  на  $i$ -й регуляторной ветви представим выражением

$$n_{xxi} = n_{xx\min} + (n_{xx\max} - n_{xx\min})\gamma_{ai}/100, \quad (2)$$

где  $\gamma_{ai}$  – значение координаты педали акселератора, %.

При  $\gamma_{ai} = 0$  получаем  $n_{xxi} = n_{xx\min}$ , а при  $\gamma_{ai} = 100$  –  $n_{xxi} = n_{xx\max}$ .

Регуляторные ветви полагаем в виде прямых наклонных линий с одинаковым углом наклона, определяемым коэффициентом  $k_p$ :

$$k_p = \frac{M_P}{n_{xx\max} - n_P}. \quad (3)$$

Значение момента  $M_{д,pi}$  на  $i$ -й регуляторной ветви вычисляется по формуле

$$M_{д,pi} = k_p(n_{ххi} - n_d). \quad (4)$$

Решая совместно уравнения (1) и (4) при принятых значениях  $\gamma_{ai}$ , полагая при этом  $M_{д,pi} = M_e$ , находим искомые координаты  $n_{д.п.п}$  и  $M_{д.п.п}$  точек пересечения ВСХ с регуляторными ветвями. Часть энергии двигателя затрачивается на привод вспомогательного оборудования. Поэтому получаемые значения  $M_e$ ,  $M_{д,pi}$ ,  $M_{д.п.п}$  необходимо уменьшить на некоторую величину  $M_{в.о.}$ .

Используя вычисленные значения  $n_{д.п.п}$ , соответствующие  $\gamma_{ai}$ , получаем уравнение регрессии

$$n_{д.п.п} = b_0 + b_1\gamma_a + b_2\gamma_a^2, \quad (5)$$

где  $b_0, b_1, b_2$  – коэффициенты регрессии.

Поскольку КПД гидротрансформатора (ГДТ) существенно меньше, чем зубчатых передач, то для эффективного использования мощности двигателя необходимо обеспечить движение автомобиля практически на всем маршруте при заблокированном гидротрансформаторе. В этом случае, безусловно, снижается расход топлива. В результате обеспечиваются высокие показатели динамичности и экономичности автомобиля. Переключение с низших передач на высшие при этом целесообразно выполнять в точках пересечения ВСХ с регуляторными ветвями, соответствующими задаваемым водителем положениям педали акселератора. Следовательно, выражение (5) можно принять в качестве основы для разработки базового алгоритма управления переключением передач.

Для получения информации о режимах работы двигателя и автоматической ГМП используют датчики частоты

вращения вала двигателя  $n_d$ , турбины гидротрансформатора  $n_t$  и выходного вала ГМП  $n_{в.в.}$ , а также датчик положения педали акселератора  $\gamma_a$ . При заданном водителем значении координаты  $\gamma_a$  переключение с низшей передачи на высшую происходит при условии, что частота вращения турбины  $n_t$  достигает порогового значения  $n_{т.п.п}^B$ , а ускорение автомобиля положительно:

$$\left. \begin{aligned} n_t &\geq n_{т.п.п}^B; \\ dv/dt &> 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

В качестве порогового значения  $n_{т.п.п}^B$  принимается значение координаты  $n_{д.п.п}$  точки пересечения ВСХ с  $i$ -й регуляторной ветвью. Тогда формула алгоритма переключения с низшей передачи на высшую принимает следующий вид:

$$n_{т.п.п}^B(i \rightarrow i+1) = b_0 + b_1\gamma_a + b_2\gamma_a^2, \quad (7)$$

где  $i$  – номер передачи, с которой производится переключение.

Переключение с высшей на низшую передачу осуществляется при достижении частоты вращения турбины порогового значения  $n_{т.п.п}^H$ , которое вычисляется по формуле

$$\begin{aligned} n_{т.п.п}^H(i+1 \rightarrow i) = \\ = \left[ n_{т.п.п}^B(i \rightarrow i+1) - \Delta n_t \right] \frac{u_{к.п}(i+1)}{u_{к.п}(i)}, \quad (8) \end{aligned}$$

где  $\Delta n_t$  – параметр корректирования величины гистерезиса характеристики переключения между передачами  $i$  и  $(i+1)$ ;  $u_{к.п}(i)$  – передаточное число коробки передач на  $i$ -й (низшей) передаче;  $u_{к.п}(i+1)$  – передаточное число коробки

передач на  $(i + 1)$ -й (высшей) передаче.

Разность между пороговыми значениями параметров переключения на высшие и низшие передачи называют гистерезисом характеристик переключения передач. Величина гистерезиса  $\Delta n_{т.гист}$  вычисляется по формуле

$$\Delta n_{т.гист} = n_{т.п.п}^B(i \rightarrow i+1) - n_{т.п.п}^H(i+1 \rightarrow i). \quad (9)$$

Формулы (7) и (8) используются в определенном диапазоне скоростных режимов работы двигателя, в котором обеспечивается его устойчивая работа. Для выполнения этого условия пороговые значения характеристик переключения передач при  $\gamma_a < \gamma_{a \min}$  остаются постоянными. На рис. 2 показан вид графиков характеристик переключения передач, использующих пороговые значения частоты вращения турбины ГДТ. Эти графики, как и все последующие, приведенные в статье, были получены для одного из автомобилей БелАЗ.

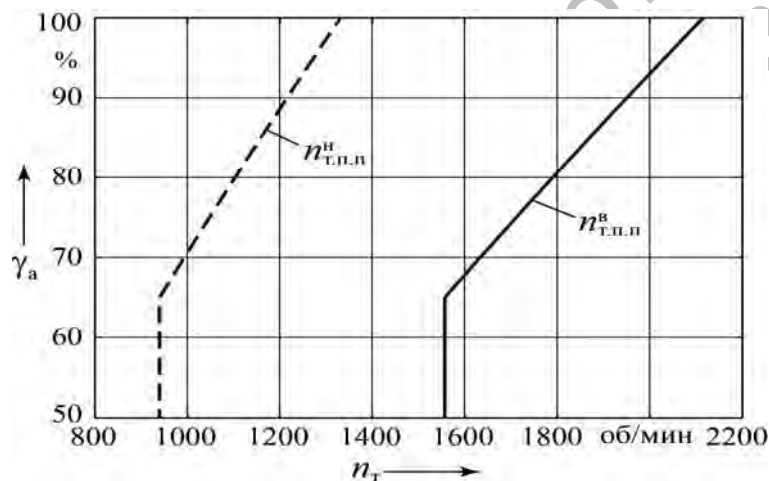


Рис. 2. Характеристики переключения передач по частоте вращения турбины ГДТ

Если вместо датчика частоты вращения турбины использовать датчик частоты вращения выходного вала ГМП, то все коэффициенты регрессии  $b_0, b_1, b_2$  и величину параметра  $\Delta n_T$  необходимо поделить на передаточные числа коробки передач  $u_{к.п}(i)$ . В результате получаем следующие выражения для определения пороговых значений частоты вращения выходного вала ГМП:

$$n_{в.в.п.п}^B(i \rightarrow i+1) = \frac{b_0 + b_1 \gamma_a + b_2 \gamma_a^2}{u_{к.п}(i)} = \frac{n_{т.п.п}^B(i \rightarrow i+1)}{u_{к.п}(i)}; \quad (10)$$

$$\begin{aligned} n_{в.в.п.п}^H(i+1 \rightarrow i) &= \\ &= \frac{b_0 + b_1 \gamma_a + b_2 \gamma_a^2 - \Delta n_T}{u_{к.п}(i)} = \\ &= \frac{n_{т.п.п}^B(i \rightarrow i+1) - \Delta n_T}{u_{к.п}(i)}. \end{aligned} \quad (11)$$

Величина гистерезиса характеристик переключения передач  $\Delta n_{в.в.гист}$  в этом случае вычисляется по формуле

$$\Delta n_{в.в.гист} = n_{в.в.п.п}^B(i \rightarrow i+1) - n_{в.в.п.п}^H(i+1 \rightarrow i). \quad (12)$$

На рис. 3 показаны графики характеристик переключения передач при использовании датчика частоты вращения выходного вала ГМП.

При программной реализации алгоритма переключения передач целесообразно использовать оба варианта характеристик, что обеспечивает резерви-

рование источника информации системы управления. В этом случае при выходе из строя, например, датчика частоты вращения турбины система автоматически переключается на использование датчика частоты вращения выходного вала ГМП, и наоборот.

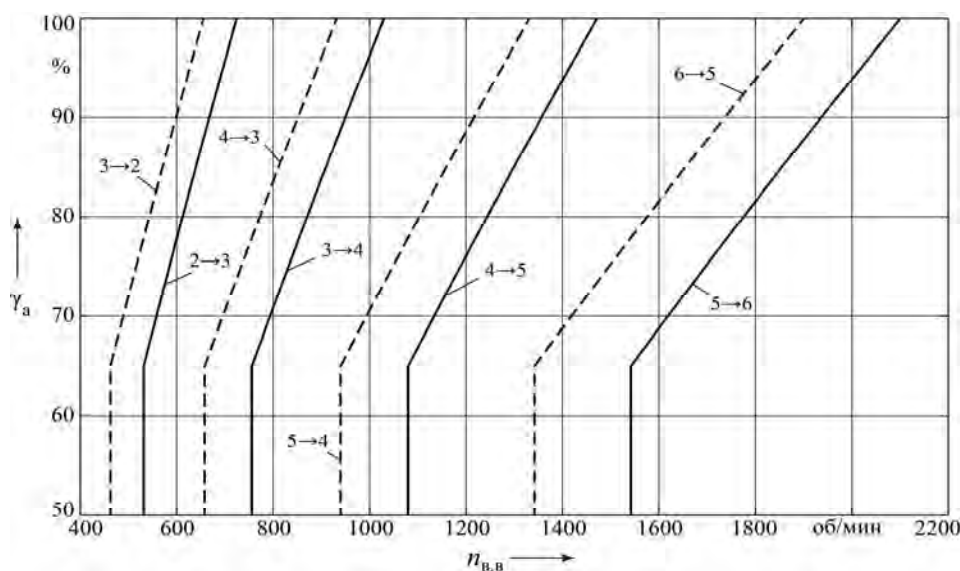


Рис. 3. Характеристики переключения передач по частоте вращения выходного вала ГМП

При моделировании движения автомобиля по маршруту удобно использовать характеристики переключения передач, представленные в виде зависимостей скорости автомобиля  $v_{п.п.}$ , при которой осуществляются переключения на высшие и низшие передачи, от координаты  $\gamma_a$ . Такие характеристики можно построить, учитывая зависимость между частотой вращения турбины  $n_{т.п.п.}$  и скоростью автомобиля  $v_{п.п.}$ :

$$v_{п.п.} = \frac{3,6\pi r_k}{30u_0 u_{кол} u_{к.п.}} n_{т.п.п.}, \quad (13)$$

где  $r_k$  – радиус качения ведущих колес, м;  $u_0$  – передаточное число главной передачи;  $u_{кол}$  – передаточное число колесной передачи.

Формула (13) позволяет определить пороги переключения передач по скорости автомобиля. Значения порогов по этой формуле получаются в километрах в час.

Сравнивая между собой графики, приведенные на рис. 2 и 3, можно отметить, что величина гистерезиса характеристик переключения передач переменная и зависит от выбора источника информации. Если используется датчик частоты вращения турбины ГДТ, то величина гистерезиса  $\Delta n_{т.гист}$  зависит от координаты  $\gamma_a$ , причем значение  $\Delta n_{т.гист}$  возрастает с увеличением  $\gamma_a$ . При использовании датчика частоты вращения выходного вала ГМП величина гистерезиса  $\Delta n_{в.в.гист}$  не зависит от  $\gamma_a$ , но возрастает с увеличением номеров переключаемых передач.

Синтезированный базовый алгоритм автоматического управления необходимо адаптировать к реальным условиям движения. Наибольшее влияние на изменение показателей эффективности оказывают дорожные условия и нагрузка. Дорожные условия характеризуются прежде всего коэффициентом суммарного дорожного сопротивления  $\psi = f + h$ , где  $f$  – коэффициент сопротивления качению,  $h$  – продольный уклон дороги. При увеличении значения  $\psi$  или массы перевозимого груза  $m_{\text{тр}}$  снижается средняя скорость движения, что обусловлено увеличением времени движения на низших передачах и уменьшением ускорения автомобиля при изменении сопротивления движению. Для оценки ускорения автомобиля используется формула [1]

$$\frac{dv}{dt} = \frac{D - \psi}{\delta_{\text{п.м}}} g, \quad (14)$$

где  $D$  – динамический фактор автомобиля;  $\delta_{\text{п.м}}$  – коэффициент приведенной массы автомобиля;  $g$  – ускорение свободного падения.

Величина  $D$  обратно пропорциональна массе автомобиля и зависит от передаточного числа трансмиссии [1]. Следовательно, с увеличением  $\psi$  и  $m_{\text{тр}}$  ускорение  $dv/dt$  снижается и может стать отрицательным, если после переключения на высшую передачу окажется, что  $D_i < \psi$ . В этом случае переключение передач будет необоснованным, т. к. начнется снижение скорости и придется возвращаться на низшую передачу. Кроме того, в переходном процессе, обусловленном переключением передачи, происходит падение скорости автомобиля из-за снижения подвода энергии к ведущим колесам. Отсюда следует, что система управления должна быть адаптивной и изменять параметры характеристик переключения передач в зависимости от дорожных условий и

величины перевозимого груза, оцениваемой коэффициентом нагрузки  $K_H$ .

Предположим, что при движении автомобиля на  $i$ -й передаче достигнуто выполнение условий (6), а в интервале времени, необходимом для совершения процесса переключения на  $(i + 1)$ -ю передачу, дорожные условия не изменяются, т. е.  $\psi = \text{const}$ . Тогда на основании формулы (14) можно записать следующее равенство:

$$\begin{aligned} D(i) - \frac{a(i)\delta_{\text{п.м}}(i)}{g} &= \\ &= D(i+1) - \frac{a(i+1)\delta_{\text{п.м}}(i+1)}{g}, \quad (15) \end{aligned}$$

где  $D(i), D(i+1)$  – значения динамического фактора соответственно на  $i$ -й и на  $(i + 1)$ -й передачах при скорости  $v_a = v_{\text{п.п}}^B(i)$ ;  $a(i), a(i+1)$  – ускорения автомобиля при этих же условиях;  $\delta_{\text{п.м}}(i), \delta_{\text{п.м}}(i+1)$  – значения коэффициента приведенной массы на  $i$ -й и  $(i + 1)$ -й передачах соответственно.

Равенство (15) позволяет определить необходимую величину ускорения, при которой можно включить  $(i + 1)$ -ю передачу, избежав при этом замедления автомобиля. Принимая предельный случай, при котором  $a(i+1) = 0$ , получаем пороговое значение запаса ускорения на  $i$ -й передаче:

$$Za(i \rightarrow i+1) = \frac{D(i) - D(i+1)}{\delta_{\text{п.м}}(i)} g, \quad (16)$$

где  $Za(i \rightarrow i+1)$  – величина запаса ускорения, необходимая для обоснованного переключения на высшую передачу.

В результате получаем условия для формирования команды на переключение передач  $(i \rightarrow i + 1)$  адаптивной системой управления в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} n_T &\geq n_{T,п.п}^B; \\ a &> Za(i \rightarrow i+1). \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Для определения  $Za(i \rightarrow i+1)$  необходимо вычислить значения динамического фактора  $D(i)$  на  $i$ -й передаче, на которой происходит движение автомобиля при пороговом значении скорости  $v_a = v_{п.п}^B(i)$ , соответствующем равенству  $n_T = n_{T,п.п}^B$ , и при этой же скорости вычислить значение динамического фактора на передаче  $(i + 1)$ .

На рис. 4 в качестве примера показаны характеристики динамического фактора одного из автомобилей БелАЗ на двух смежных передачах при двух значениях коэффициента нагрузки:  $K_H = 0$  (снаряженный автомобиль);  $K_H = 1$  (полная нагрузка). Построение

характеристик  $D(i)$  осуществляется для значений координаты педали акселератора в диапазоне  $\gamma_{a \min} \leq \gamma_a \leq 100 \%$ . Для вычисления  $D(i)$  используются значения момента двигателя  $M_{д.п.п}$  в точках пересечения ВСХ с регуляторными ветвями.

Из рис. 4 видно, что при  $K_H = 0$  значения  $D(i)$  существенно выше, чем при  $K_H = 1$ . При этом величина разности  $D(i) - D(i+1)$  с уменьшением скоростного режима, определяемого значением  $\gamma_a$ , возрастает. Следовательно, увеличивается и пороговое значение запаса ускорения, необходимого для обоснованного переключения на высшую передачу.

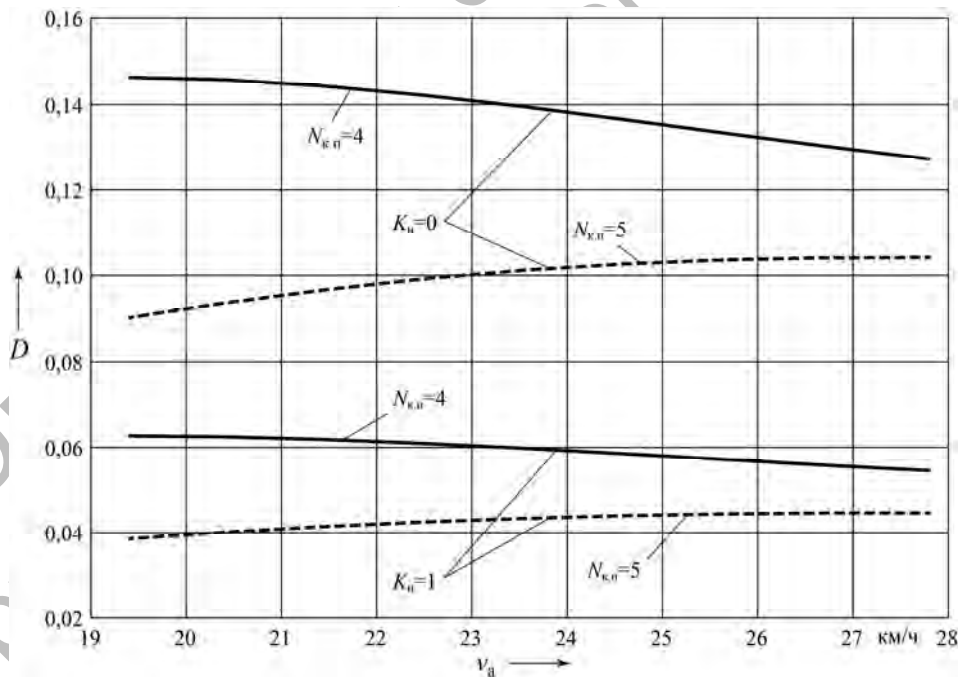


Рис. 4. Характеристики динамического фактора автомобиля на двух смежных передачах

С помощью полученных значений  $D(i)$  и  $D(i+1)$  и вычисленных по формуле (16) значений  $Za(i \rightarrow i+1)$ , соответствующих принятым координатам

$\gamma_{ai}$ , составляется уравнение регрессии, связывающее  $Za$  с  $\gamma_a$  и  $K_H$ . Достаточной точной аппроксимацией достигается использованием полинома второго по-



рядка:

$$Z_a = b_0 + b_1\gamma_a + b_2K_H + b_3\gamma_a K_H + b_4\gamma_a^2 + b_5K_H^2, \quad (18)$$

где  $b_0, b_1, \dots, b_5$  – коэффициенты регрессии.

Коэффициенты выражения (18) необходимо получить для всех пар переключений с низших на высшие пере-

дачи. На рис. 5 показаны графики зависимостей  $Z_a = f(\gamma_a, K_H)$  для переключения 4→5. Чем выше уровень нагрузки, определяемый величиной  $K_H$ , и выше скоростной режим, выбираемый водителем и определяемый координатой педали акселератора  $\gamma_a$ , тем меньший требуется запас ускорения  $Z_a$ .

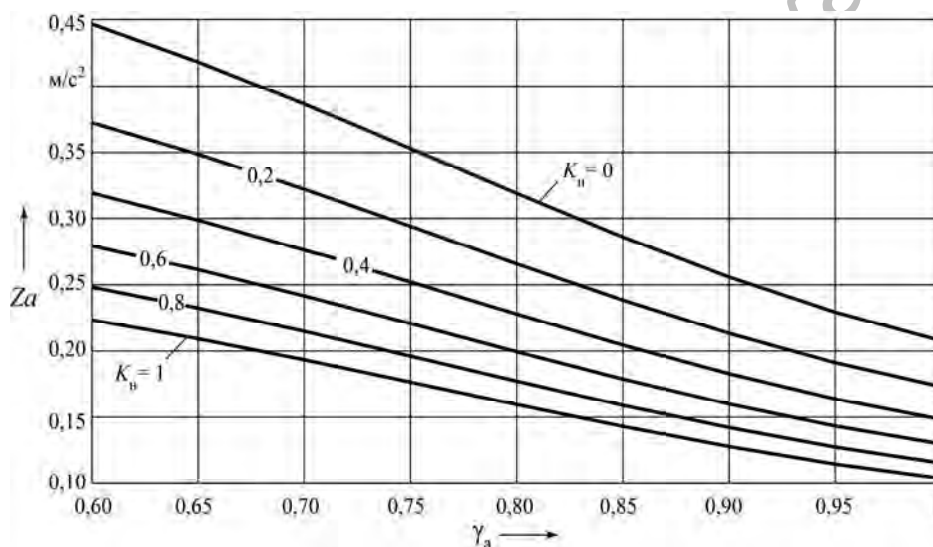


Рис. 5. Графики запаса ускорения при различном уровне нагрузки автомобиля

Если условия (17) не выполнены, но автомобиль продолжает разгоняться, а частота вращения турбины достигает значения  $n_T = n_{T.п.п}^B + \Delta n_{T.рег}$ , где  $\Delta n_{T.рег}$  – приращение частоты вращения турбины, соответствующее выходу скоростной характеристики двигателя на регуляторную ветвь, то используются условия переключения на высшую передачу в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} n_T &\geq n_{T.п.п}^B + \Delta n_{T.рег}; \\ a &> 0. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Значение  $\Delta n_{T.рег}$  определяется из условия, чтобы динамический фактор

автомобиля на  $(i + 1)$ -й передаче при достигнутой скорости разгона был на 5...10 % выше, чем на  $i$ -й передаче при работе двигателя на регуляторной ветви скоростной характеристики.

Переключения на низшие передачи производятся только с учетом достижения порогового значения информационной переменной по условию

$$n_T \leq n_{T.п.п}^H. \quad (20)$$

Алгоритм управления переключением передач должен быть также адаптирован к управляющим воздействиям водителя. Например, при резком сбросе педали акселератора автомобиль в силу его инерционности не может мгновенно

изменить скорость, поэтому создаются условия для переключения на высшую передачу, что видно из рис. 3. При последующем нажатии на педаль акселератора возникает необходимость обратного переключения на низшую передачу. Это приводит к излишним необоснованным переключениям передач, увеличивается износ фрикционных элементов управления, возникают продольные толчки, ухудшающие плавность движения автомобиля. Для исключения этого нежелательного явления осуществляется вычисление скорости перемещения педали акселератора  $d\gamma_a/dt$ , величина которой сравнивается с ее предельным пороговым значением  $d\gamma_a$ , при превышении которого алгоритм осуществляет запрет на переключение передач. Значение  $d\gamma_a$  отрицательное, т. к.  $\gamma_a$  при сбросе педали уменьшается. При  $d\gamma_a/dt < d\gamma_a$  в течение заданного интервала времени происходит задержка возможного формирования команды на переключение передач.

При включении тормозных механизмов в течение всего периода торможения переключение передач не осуществляется. Это исключает блокировку колес тормозными механизмами, обеспечивая безопасность движения. В качестве информационного сигнала о торможении автомобиля используется дискретный сигнал датчика включения тормоза  $\gamma_T$ . После прекращения торможения и последующей выдержки заданного интервала времени, необходимой для нажатия водителем педали акселератора и установки ее в выбранное положение, алгоритм выдает разрешение на управление переключением передач. При этом включается передача, соответствующая скорости движения автомобиля и положению педали акселератора.

На рис. 6 приведена функциональная схема структуры алгоритма автома-

тического управления переключением передач.

При включении питания контроллера управления ГМП выполняются инструкции, записанные в блоке инициализации 1: задается время цикла контроллера; производится инициализация частотных, аналоговых, температурных входов и выходов с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ), CAN-шины контроллера; считывается массив параметров управления из энергонезависимой памяти EEPROM (базы данных).

В блоке сбора и обработки информации 2 осуществляется опрос всех датчиков системы автоматического управления ГМП и системы управления двигателем с последующей обработкой сигналов этих датчиков, а также считывается и расшифровывается информация из CAN-шины автомобиля. К CAN-шине, кроме контроллера управления ГМП, подключены блок управления двигателем, селектор режимов управления ГМП, дисплей и блок управления системы контроля загрузки автомобиля.

В блоке 3 выполняются операции диагностирования состояния механизмов ГМП и электронных компонентов системы управления: датчиков, электромагнитных пропорциональных клапанов, элементов контроллера.

В первом цикле работы контроллера логическая переменная  $Start = False$ , поэтому выполняется программа предстартовой диагностики (блок 5). Производится проверка правильности подключения электромагнитных клапанов и датчиков давления, диагностируются неисправности гидравлической системы управления фрикционными. Если неисправностей не обнаруживается, то в ГМП включается нейтраль, а переменной  $Start$  присваивается значение  $True$ . На последующих циклах выполняется алгоритм управления ГМП, реализуемый в блоках 6...12.

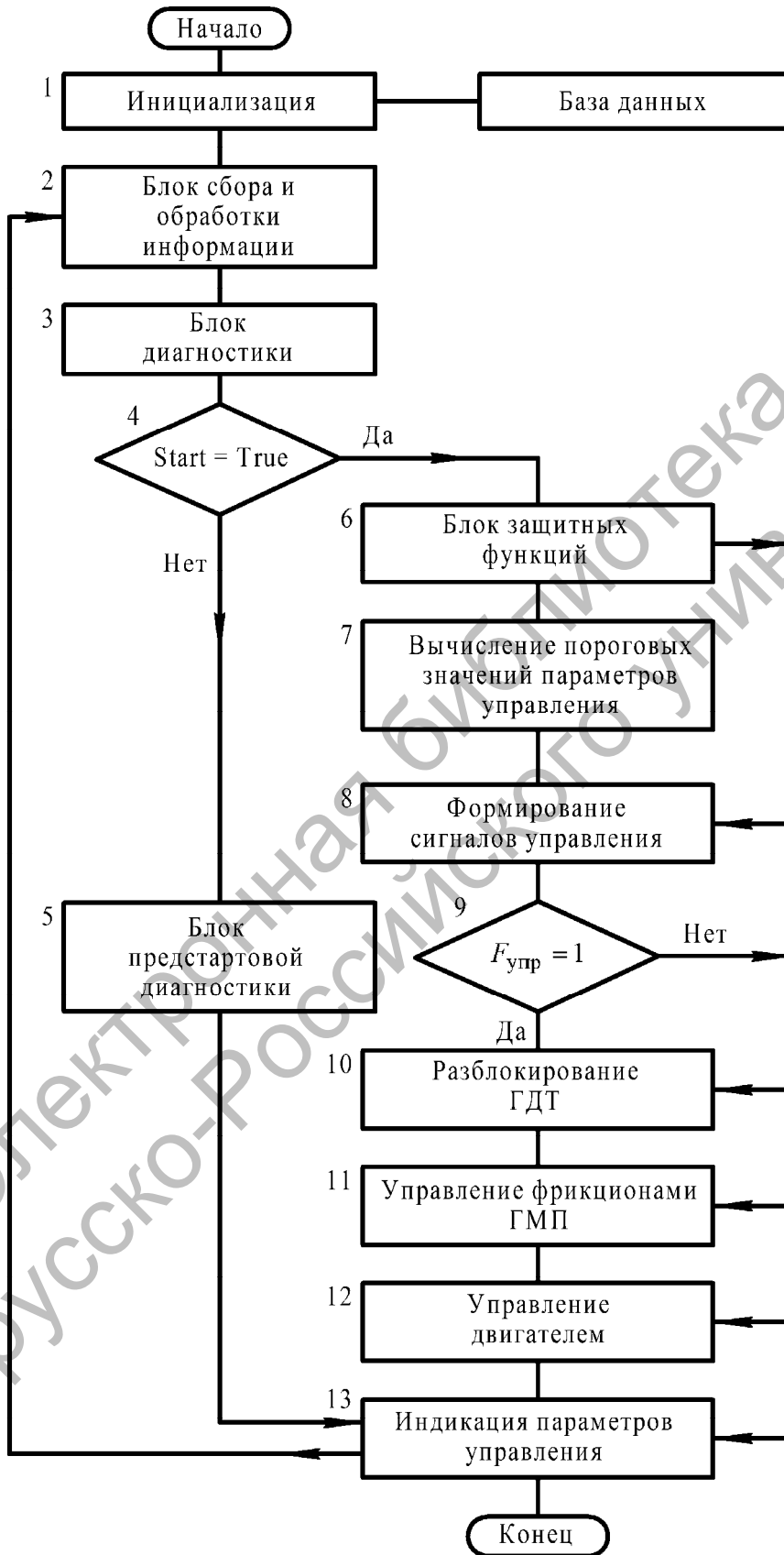


Рис. 6. Функциональная схема структуры алгоритма переключения передач

Блок защитных функций 6 предназначен для обеспечения работоспособности системы при возникновении аварийных режимов работы, в числе которых пробуксовка фрикционов после завершения процесса их включения, непредусмотренная комбинация включаемых фрикционов на данной передаче, выход из строя электромагнитных клапанов, недостаточное давление рабочей жидкости в главной гидромагистрали и др. При возникновении этих неисправностей изменяется работа алгоритма управления таким образом, чтобы исключить катастрофические разрушения механизмов ГМП. Например, если при включении какой-либо передачи ее фрикцион не замыкается, а продолжает буксовать, то формируется команда на включение резервной аварийной передачи без использования необходимых условий, соответствующих выражениям (17), (19) и (20). Команда на ее включение передается непосредственно в блок 11. При этом разблокируется гидротрансформатор (блок 10) и подается команда на снижение скоростного режима двигателя (блок 12). Информация об аварийной ситуации поступает в блок индикации 13, на табло появляется соответствующее сообщение, сопровождаемое звуковым сигналом.

При нормальном функционировании системы в блоке 7 вычисляются пороговые значения параметров управления, на основе которых в блоке 8 осуществляется формирование команды на управление переключением передач. Если сформирован сигнал на переключе-

ние передачи, логическая переменная  $F_{упр}$  принимает значения  $F_{упр} = 1$ , что приводит к запуску программы управления переключением передач, которая обрабатывается в блоках 10, 11 и 12. При этом логическая переменная  $F_{упр}$  принимает значение  $F_{упр} = 0$ , которое сохраняется в течение интервала времени, необходимого для завершения процесса переключения. На время переключения передачи разблокируется гидротрансформатор, а при переключении с низшей на высшую передачу снижается подача топлива в двигатель путем формирования соответствующей команды в блоке 12. Команда по CAN-шине передается в электронный блок управления двигателем.

Изложенная в статье методика синтеза алгоритма переключения передач использовалась при создании мехатронной системы автоматического управления (МСАУ) гидромеханической передачей для карьерных самосвалов БелАЗ-7555Е и БелАЗ-75450 грузоподъемностью соответственно 55 и 45 т. Проведенные заводские испытания и эксплуатационные испытания в карьерных условиях показали высокие показатели эффективности алгоритма управления. Самосвалы БелАЗ, оснащенные созданной системой управления и диагностирования, работают в карьере «Гранит» (г. Микашевичи) и в карьере «Ерунаковский» (г. Новокузнецк, Российская Федерация).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. **Горбатенко, Н. Н.** Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. В. Региня ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
3. **Тарасик, В. П.** Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами : монография / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. – Минск : Технопринт, 2004. – 512 с.

4. **Тарасик, В. П.** Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.

5. **Пат. RU 2 424 927 С 1 : МПК В 60W 10 / 10.** Способ управления автоматической двухдиапазонной коробкой передач и устройство для его осуществления / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, И. М. Дычкин [и др.]. – Оpubл. 27.07.11, Бюл. № 21. – 12 с.

*Статья сдана в редакцию 20 декабря 2012 года*

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-45.

**Vladimir Petrovich Tarasik**, DSc (Engineering), Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-25-36-45.