

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.3

В. П. Тарасик, д-р техн. наук, профессор, **Ю. С. Романович**, **Р. В. Плякин**, канд. техн. наук, **О. В. Пузанова**, Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь
E-mail: avtobru@gmail.com

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АЛГОРИТМА МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ. ЧАСТЬ 2

Результаты исследования

Результаты моделирования приведены на рис. 3–6, на которых изображены графики основных процессов, характеризующих режимы работы фрикционов, двигателя и трансмиссии при переключениях передач. Графики на рис. 3 и 4 получены при переключении передач 3 → 4. Приняты следующие обозначения фрикционов: Φ_1 и Φ_3 — фрикционы первой и третьей передач; Φ_H и Φ_B — фрикционы понижающего и повышающего диапазонов. При переключении 3 → 4 фрикционы Φ_3 и Φ_H выключаются, а Φ_1 и Φ_B — включаются.

Графики на рис. 3 получены при следующих значениях варьируемых параметров управления: $n_{т.в} = 1950 \text{ мин}^{-1}$; $t_{п.п} = 0$; $t_{бл} = -0,2 \text{ с}$, а на рис. 4 — при $n_{т.в} = 1800 \text{ мин}^{-1}$; $t_{п.п} = +0,2 \text{ с}$; $t_{бл} = -0,4 \text{ с}$.

На рис. 3, а, и 4, а, изображены графики изменения давлений в гидроцилиндрах фрикционов; на рис. 3, б, и 4, б, — графики удельной мощности $P_{уд}$ и удельной работы $W_{уд}$ буксования фрикционов; на рис. 3, в, и 4, в, — приращения поверхностной температуры $\Delta T_{п}$ в контакте фрикционных дисков; на рис. 3, г, и 4, г, — графики градиентов температуры стальных дисков $\text{grad}T_{ст}$ и дисков с металлокерамическими фрикционными накладками $\text{grad}T_{МК}$; на рис. 3, д, и 4, д, — моменты на карданном валу M_K ; на рис. 3, е, и 4, е, — моменты двигателя M_d и турбины ГДТ M_T ; на рис. 3, ж, и 4, ж, — частоты вращения двигателя n_1 и турбины n_T ; на рис. 3, з, и 4, з, — ускорения автомобиля.

Сравнивая между собой приведенные графики, можно отметить их очевидные различия. Во втором варианте параметров управления (см. рис. 4) существенно возрастает теплонапряженность фрикционов коробки передач Φ_1 и Φ_B . Удельная работа $W_{уд}$ фрикциона Φ_B возрастает в 1,45 раза, фрикциона Φ_1 — в 7,5 раза, а удель-

ная мощность обоих фрикционов — в 1,84 раза. Приращение температуры поверхностей трения дисков фрикциона Φ_1 за время включения возросла в 4,38 раза, а фрикциона Φ_B — в 1,38 раза. Существенно увеличились значения градиентов температуры дисков обоих фрикционов, особенно дисков с фрикционной металлокерамической накладкой, следовательно, возросли и их термические напряжения. Так, градиент температуры стальных дисков фрикциона Φ_1 увеличился в 1,89 раза; фрикциона Φ_B — в 1,62 раза; металлокерамических дисков фрикциона Φ_1 — в 3,5 раза; фрикциона Φ_B — в 1,6 раза. Очевидно, что долговечность фрикционов в этом случае будет значительно ниже.

При моделировании температуры фрикционных дисков осуществлялась дискретизация их по толщине с выделением тонких слоев толщиной $\Delta x = 0,05 \text{ мм}$. Для каждого слоя определялось изменение во времени температуры на левой и правой его поверхностях. На рис. 3, в, и 4, в, представлены графики температуры только на контактных поверхностях дисков.

Градиент температуры в каждом i -м слое диска $\text{grad}T_i$ определяется из соотношения

$$\text{grad}T_i = \frac{T_i - T_{i+1}}{\Delta x}, \quad (6)$$

где T_i , T_{i+1} — температуры на левой и правой поверхностях i -го слоя диска.

Температура слоев диска по мере удаления от поверхности трения снижается, следовательно, величина $\text{grad}T_i$ также уменьшается. В результате возникают термические напряжения, обусловленные различием тепловых расширений радиальных размеров слоев и возникновением соответствующих деформаций. В совокупности с механическими напряжениями от передаваемого момента трения суммарные напряжения могут превысить предельную

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

величину допускаемых напряжений и привести к повреждению дисков. При этом происходит отслоение и выкрашивание металлокерамического слоя. Для стальных дисков наиболее характерные виды повреждений — коробление и разрывы. Как видно из рис. 3, з, и 4, з, градиент температуры стального

диска за время буксования фрикциона меняет знак, что усугубляет его напряженное состояние.

Сравнивая графики на рис. 3, д, и 4, д, и на рис. 3, з, и 4, з, можно отметить, что неудачный выбор параметров управления переключением передач может привести к торможению автомобиля вслед-

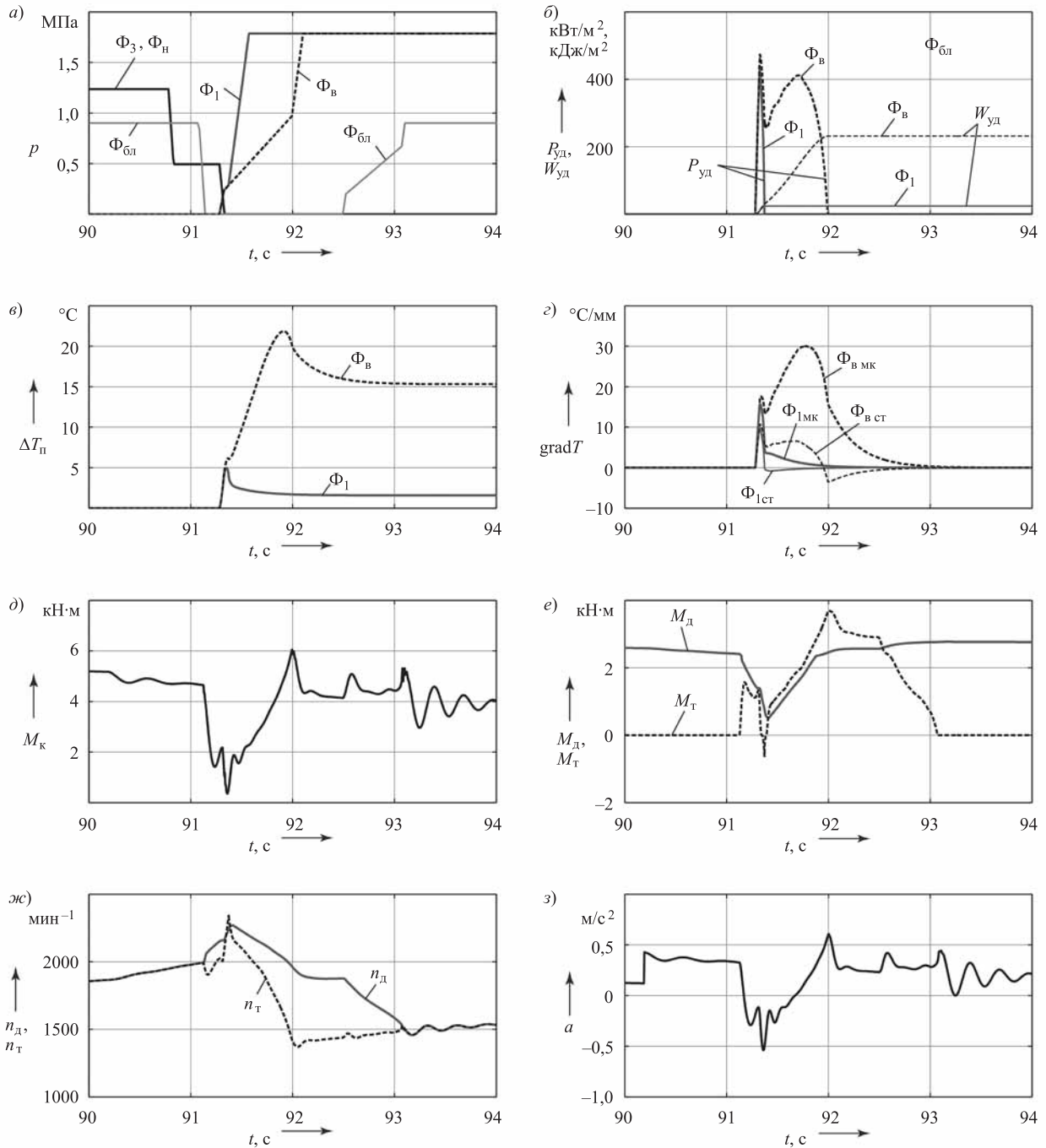


Рис. 3. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении передач 3 → 4 с параметрами алгоритма управления $n_{тв} = 1950 \text{ мин}^{-1}$; $t_{п.п} = 0$; $t_{бл} = -0,2 \text{ с}$

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

ствии возникновения отрицательного момента на карданном валу. В данном случае причиной является слишком большое время перекрытия передач $t_{п.п} = +0,2$ с, что привело к циркуляции потока энергии в замкнутом контуре, как отмечалось в [6].

На рис. 5 и 6 приведены графики исследуемых процессов при переключении передач 4 → 3.

Графики на рис. 5 получены при следующих значениях параметров алгоритма управления: $n_{т.н} = 1500 \text{ мин}^{-1}$; $t_{п.п} = -0,05$ с; $t_{бл} = -0,2$ с; а на рис. 6 — при $n_{т.н} = 1375 \text{ мин}^{-1}$; $t_{п.п} = -0,2$ с; $t_{бл} = -0,4$ с. В этом случае изменение параметров алгоритма управления привело к еще большей разнице оцениваемых показателей процесса пере-

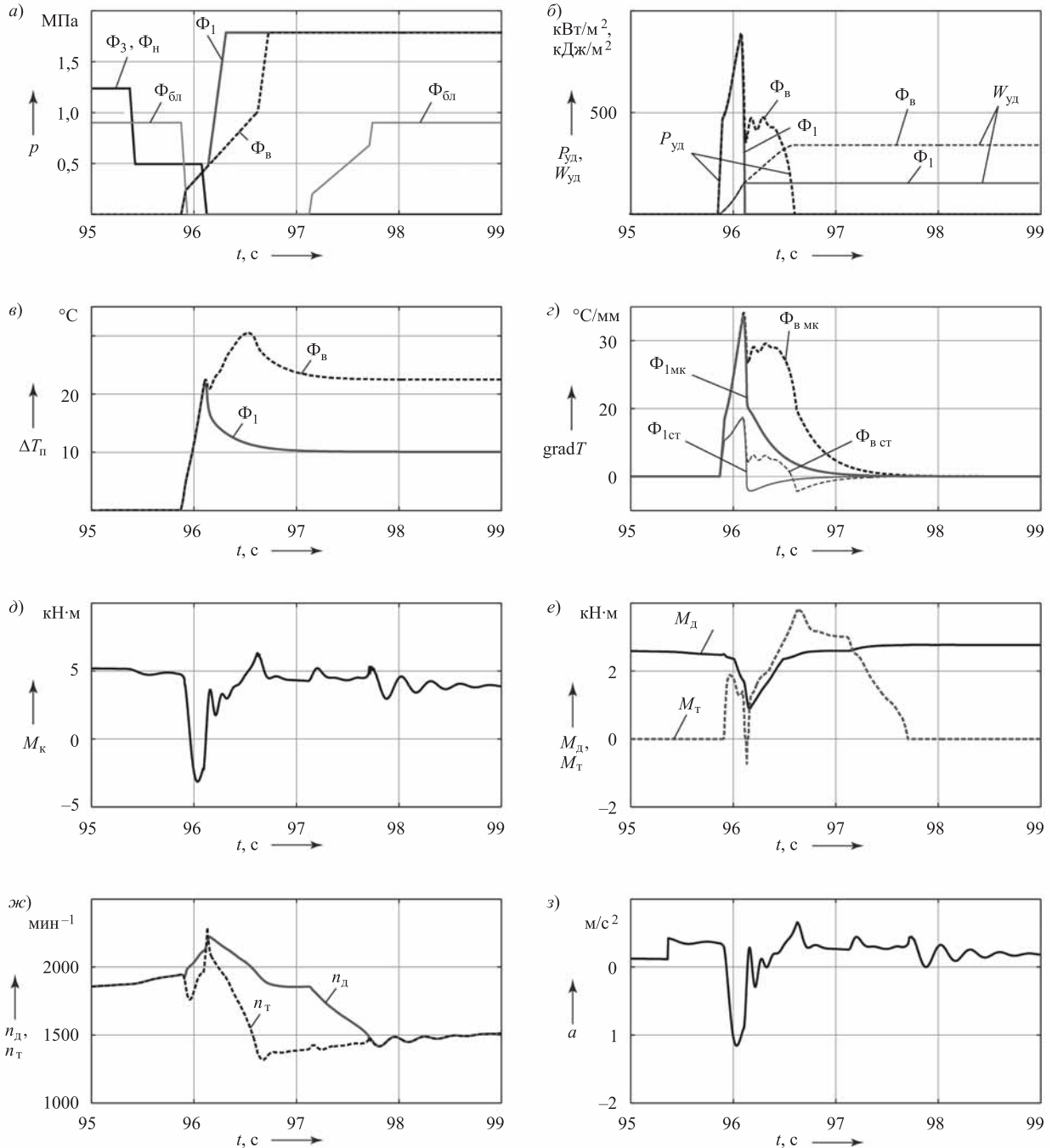


Рис. 4. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении передач 3 → 4 с параметрами алгоритма управления $n_{т.н} = 1800 \text{ мин}^{-1}$; $t_{п.п} = +0,2$ с; $t_{бл} = -0,4$ с

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

ключения. Особенно это относится к $P_{уд}$, $W_{уд}$, $\Delta T_{п}$, $grad T_{ст}$ и $grad T_{МК}$. Обусловлено это отличие несогласованным управлением фрикционами: слишком раннее выключение фрикциона блокирования ГДТ при большой величине отрицательного перекрытия передач $t_{п.п}$. Из сравнения графиков на рис. 5, ж, и 6, ж, видно, что во втором варианте

сразу же после разблокирования ГДТ двигатель начал быстро разгоняться, а турбина, наоборот, не разгоняется, вследствие чего, как видно из рис. 6, е, момент на турбине существенно возрастает, что приводит к перегрузке включаемых фрикционов Φ_3 и Φ_H коробки передач (рис. 6, б—з). Возникает сильное замедление автомобиля (рис. 6, з).

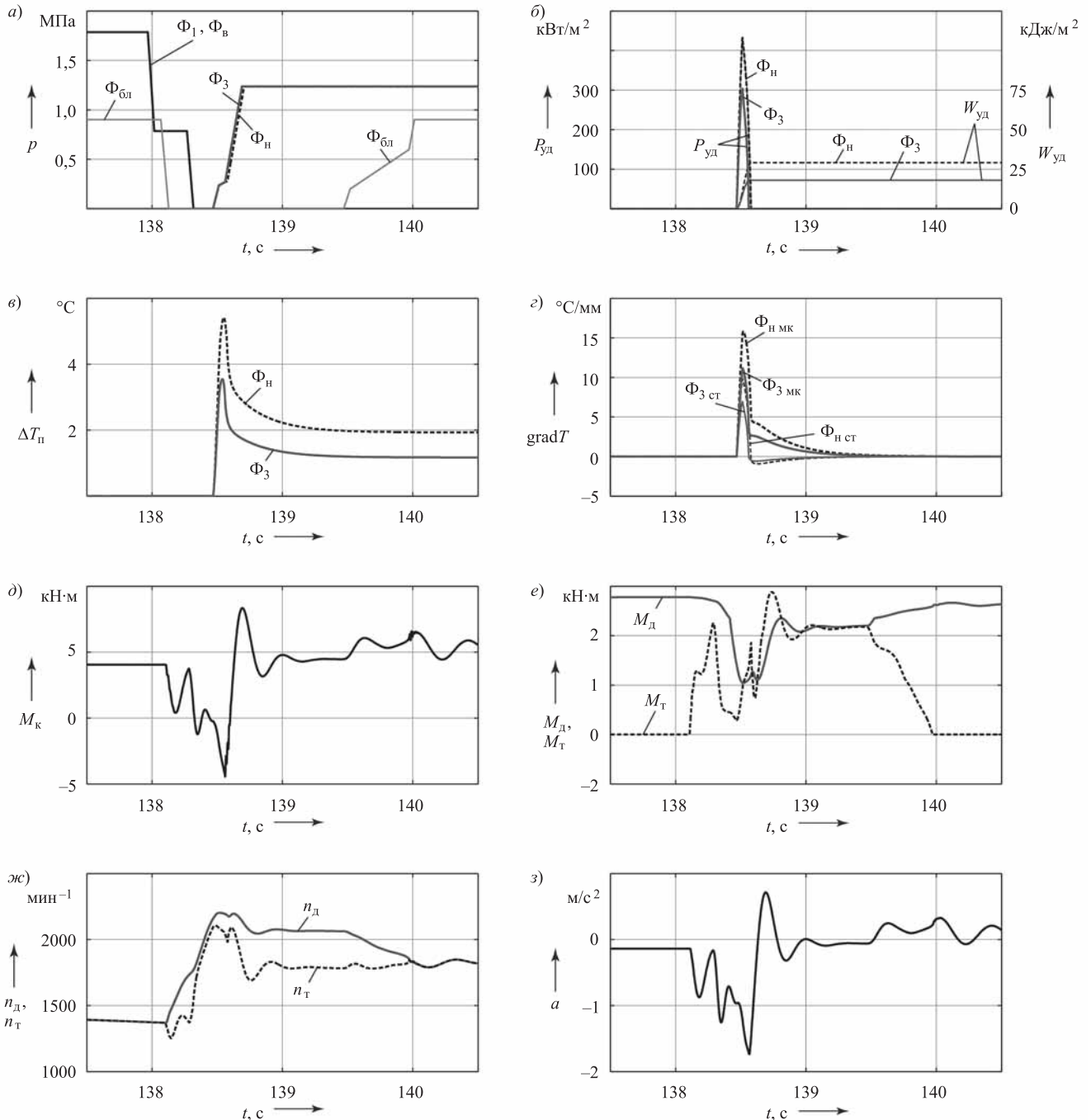


Рис. 5. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении передач 3 → 4 с параметрами алгоритма управления $n_{т.н} = 1500 \text{ мин}^{-1}$; $t_{п.п} = -0,05 \text{ с}$; $t_{бл} = -0,2 \text{ с}$

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Для выявления влияния параметров алгоритма управления на показатели транспортной эффективности самосвала, на критерии динамичности нагружения механизмов трансмиссии и на теплонапряженность фрикционов коробки передач проведено планирование эксперимента, при котором осуществлялось варьирование па-

раметров алгоритма управления на трех уровнях. Движение самосвала предполагалось с полной подачей топлива по упомянутому выше маршруту реального карьера. В соответствии с графиком, показанным на рис. 1, *а*, принимали пороговые значения параметра $n_{Т,В} = 1800; 1950; 2100 \text{ мин}^{-1}$, а параметра $n_{Т,Н} = 1250; 1375; 1500 \text{ мин}^{-1}$. Пара-

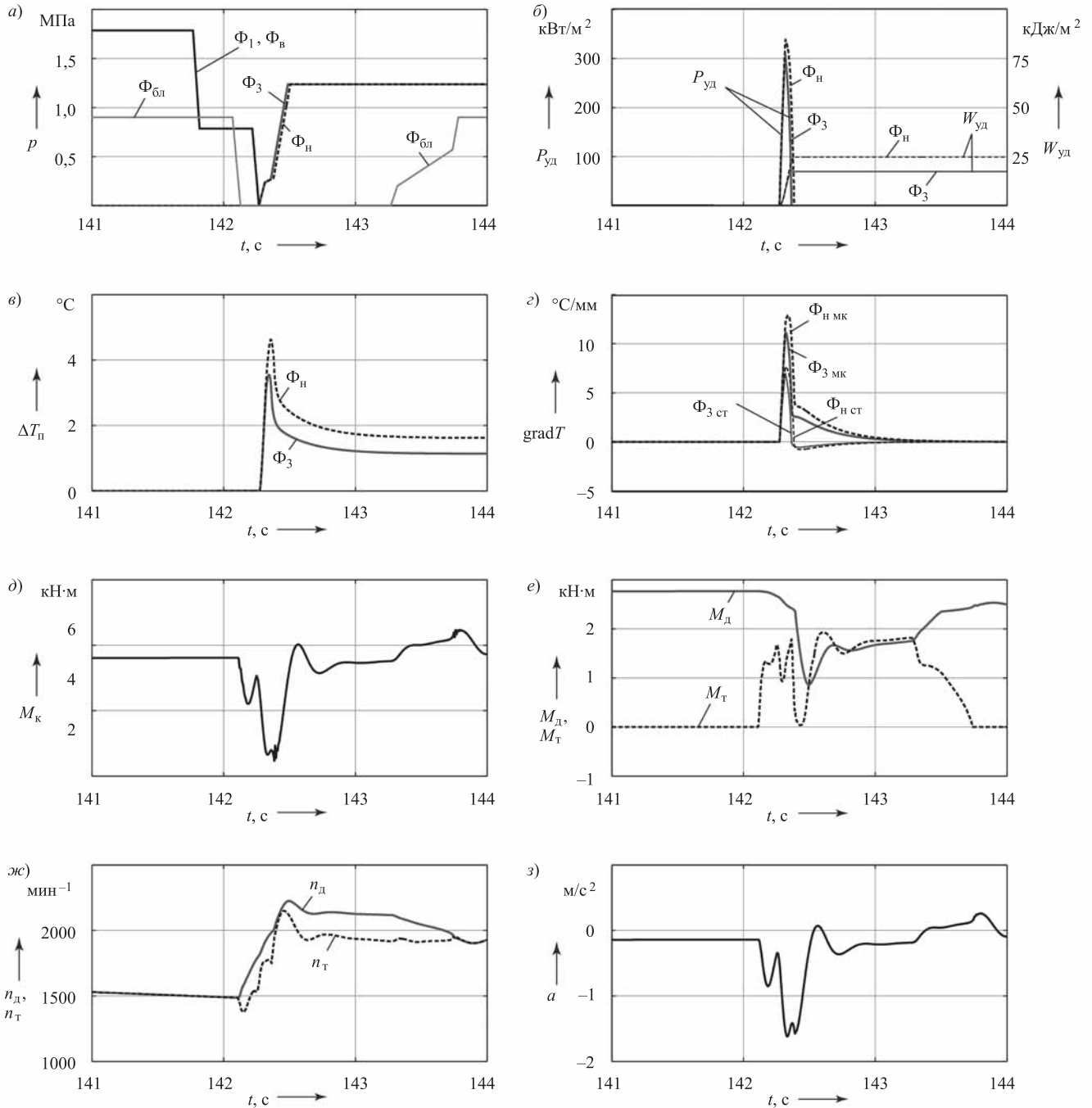


Рис. 6. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении передач 3 → 4 с параметрами алгоритма управления $n_{Т,Н} = 1375 \text{ мин}^{-1}$; $t_{п,п} = -0,2 \text{ с}$; $t_{бл} = -0,4 \text{ с}$

метр $t_{п.п}$ варьировали на уровнях $-0,2; 0,0; +0,2$ с, а параметр $t_{бл}$ на уровнях $-0,4; -0,2; 0,0$ с. С этими параметрами на основе математической модели проводился вычислительный эксперимент, по результатам которого построены уравнения регрессий [7]. Параметры алгоритма принимались в качестве варьируемых факторов, а функциями отклика были критерии эффективности и качества процессов управления.

Факторы нормировали в соответствии с отношением:

$$x_i = \frac{X_i - X_i^0}{\Delta X_i}; \quad i = \overline{1, n}, \quad (7)$$

где x_i — нормированное (безразмерное) значение i -го фактора; n — количество факторов (в нашем случае $n = 4$); X_i — натуральное значение i -го фактора; X_i^0 — значение i -го фактора в центре плана (соответствует средним значениям параметров $n_{т.в}$, $n_{т.н}$, $t_{п.п}$, $t_{бл}$); ΔX_i — интервал (шаг) варьирования i -го фактора:

$$\Delta X_i = \frac{X_{i\max} - X_{i\min}}{2}. \quad (8)$$

В результате получаем следующие значения нормированных факторов: на верхнем уровне $x_i = +1$; на нижнем $x_i = -1$; в центре плана $x_i = 0$. На приведенных ниже графиках результатов вычислительного эксперимента приняты следующие обозначения: $x_1 \rightarrow n_{т.в}$; $x_2 \rightarrow n_{т.н}$; $x_3 \rightarrow t_{п.п}$; $x_4 \rightarrow t_{бл}$.

В качестве уравнений определяемых регрессий приняты квадратичные полиномы. При четырех факторах они имеют вид:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_1^2 + b_3x_1x_2 + b_4x_1x_3 + b_5x_1x_4 + b_6x_1x_3 + b_7x_1x_4 + b_8x_2x_3 + b_9x_2x_4 + b_{10}x_3x_4 + b_{11}x_1^2 + b_{12}x_2^2 + b_{13}x_3^2 + b_{14}x_4^2, \quad (9)$$

где y — функция отклика; $b_j, j = 0..14$, — коэффициенты регрессии (параметры регрессионной модели).

Количество опытов, необходимое для построения регрессионной модели (9):

$$N = 2^n + 2n. \quad (10)$$

Рассмотрим полученные результаты регрессионного анализа.

На рис. 7, а—з, приведены графики, отображающие влияние параметров алгоритма управления на показатели эффективности выполнения транспортной работы.

Влияние факторов на среднюю скорость движения самосвала на маршруте $v_{ср}$ показано на рис. 7, а. Наибольшее влияние на величину $v_{ср}$, характеризующую теоретическую производительность машины, оказывают значения $n_{т.в}$ и $n_{т.н}$. Максимальное значение $v_{ср}$ получается при сочетании $x_1 \approx 0$ и $x_2 \approx 0,75$, т. е. при $n_{т.в} = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{т.н} = 1450 \text{ мин}^{-1}$. Заметное влияние на $v_{ср}$ оказывает также параметр $t_{бл}$. На рис. 7, б, показано влияние факторов на время преодоления маршрута t_m . Очевидно, что графики t_m и $v_{ср}$ хорошо согласуются между собой.

На рис. 7, в, отражено влияние факторов на расход топлива Q_m , затрачиваемого на преодоление маршрута. Здесь также наибольшее влияние оказывают параметры $n_{т.в}$ и $n_{т.н}$. Наименьший расход топлива достигается при сочетании $x_1 = 1$ ($n_{т.в} = 2100 \text{ мин}^{-1}$) и $x_2 = -1$ ($n_{т.н} = 1250 \text{ мин}^{-1}$). Полученные результаты, на первый взгляд, парадоксальны. Для объяснения такого результата необходима дополнительная информация. С этой целью фиксировалось количество совершаемых переключений передач на маршруте. На рис. 7, г—з, приведено количество включаемых передач (второй N_2 , третьей N_3 , четвертой N_4 , пятой N_5) на маршруте в зависимости от значений варьируемых факторов. Наиболее часто происходило включение четвертой передачи (рис. 7, е).

На рис. 7, з, отображено суммарное количество переключений передач на маршруте. Как следует из этого рисунка, наибольшее влияние на количество переключений оказывает параметр $n_{т.в}$. Чем меньше значение $n_{т.в}$ и больше $n_{т.н}$, тем большее количество переключений, и, наоборот, чем выше $n_{т.в}$ и ниже $n_{т.н}$, тем меньше переключений. Это объясняет парадокс результата, отображаемый на рис. 6, в. Дело в том, что слишком частое переключение передач заставляет работать управляющую систему в переходных режимах, когда нарушается нормальное установившееся функционирование двигателя и всех механизмов трансмиссии. В результате происходит потеря энергии двигателя на изменение режимов работы механизмов трансмиссии.

Однако, как видно из рис. 7, а и в, влияние параметров алгоритма управления на $v_{ср}$ и Q_m сравнительно невелико. Наибольшая разность между максимальным и минимальным значениями $v_{ср}$ составляет 5 %, а для Q_m — 1,5 %. Обусловлено это в данном случае особенностями характеристик двигателя QSK19—С750 фирмы CUMMINS, используемого на самосвалах БЕЛАЗ. У этого двигателя в диапазоне частоты вращения $n_d = 1800—2100 \text{ мин}^{-1}$ обеспечивается режим постоянной мощности.

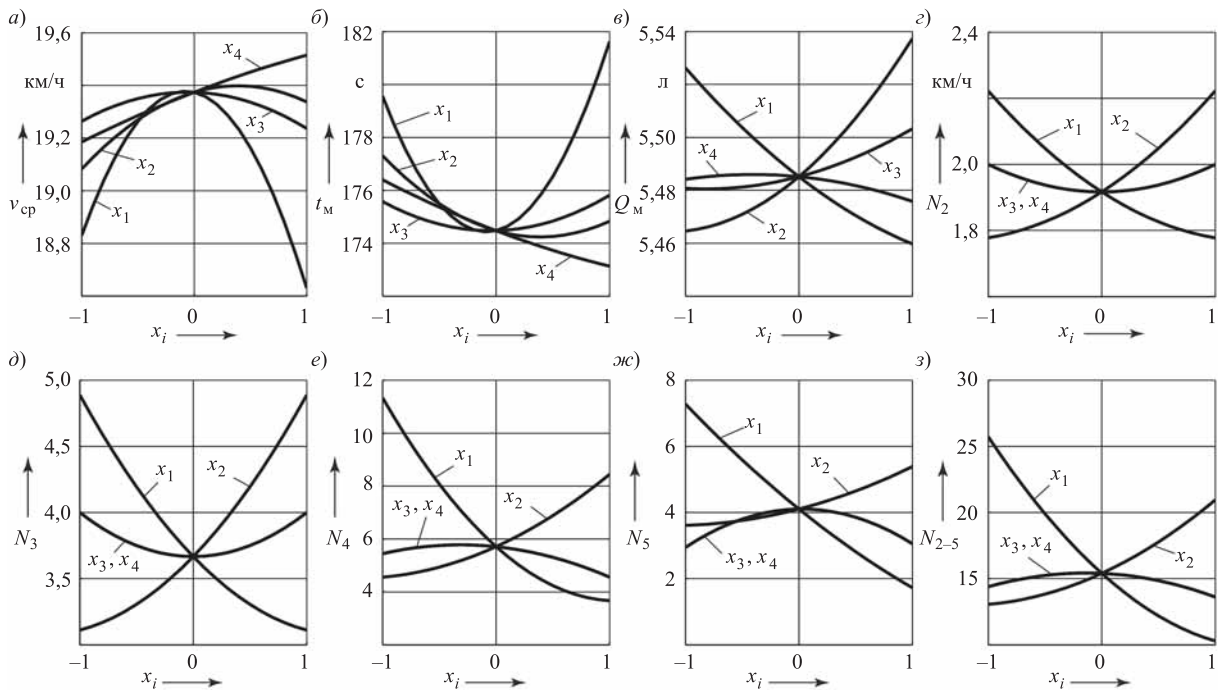


Рис. 7. Зависимости скорости (а), времени преодоления маршрута (б), расхода топлива (в), количества включений второй (г), третьей (д), четвертой (е), пятой (ж) передач и суммарного количества переключений (з) от параметров алгоритма управления x_i

Для оценки влияния параметров управления на динамическую нагруженность механизмов автомобиля рассмотрим графики на рис. 8, а–г.

На этих графиках отображены величины размахов момента на карданном валу ΔM_{34} при переключении передач 3 → 4 и ΔM_{43} при переключении передач 4 → 3, а также соответствующие им размахи ускорения автомобиля Δa_{34} и Δa_{43} . Размах исследуемой функции определялся как разность между ее максимальным и минимальным значениями в переходном процессе. Как видно из приведенных графиков, наибольшее влияние на ΔM_{34} , ΔM_{43} , Δa_{34} , Δa_{43} оказывает время перекрытия

передач $t_{п.п}$ (x_3 на графиках). При переключении на высшую передачу наилучшие результаты получаются при нулевом перекрытии передач $t_{п.п} = 0$, а на низшую — при отрицательном перекрытии ($x_3 \approx -0,5$ или $t_{п.п} = -0,1$ с). Существенное влияние оказывает также $n_{т.н}$ (рис. 8, в и г).

На рис. 9, а–г, показаны графики зависимостей удельной мощности буксования фрикционов $P_{ф1}$, $P_{фв}$, $P_{ф3}$, $P_{фн}$, на рис. 8, д–з, удельной работы $W_{ф1}$, $W_{фв}$, $W_{ф3}$, $W_{фн}$, а на рис. 8, и–м, — времени буксования $t_{ф1}$, $t_{фв}$, $t_{ф3}$, $t_{фн}$ фрикционов Φ_1 , $\Phi_в$, Φ_3 , $\Phi_н$. Наибольшее влияние на их значения оказывает время перекрытия передач $t_{п.п}$. Лучшие ре-

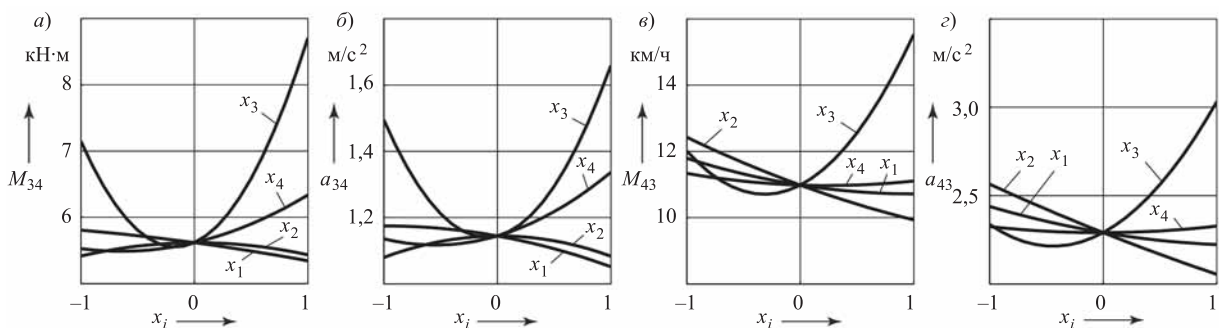


Рис. 8. Влияние параметров алгоритма управления на динамические нагрузки в трансмиссии и ускорение автомобиля

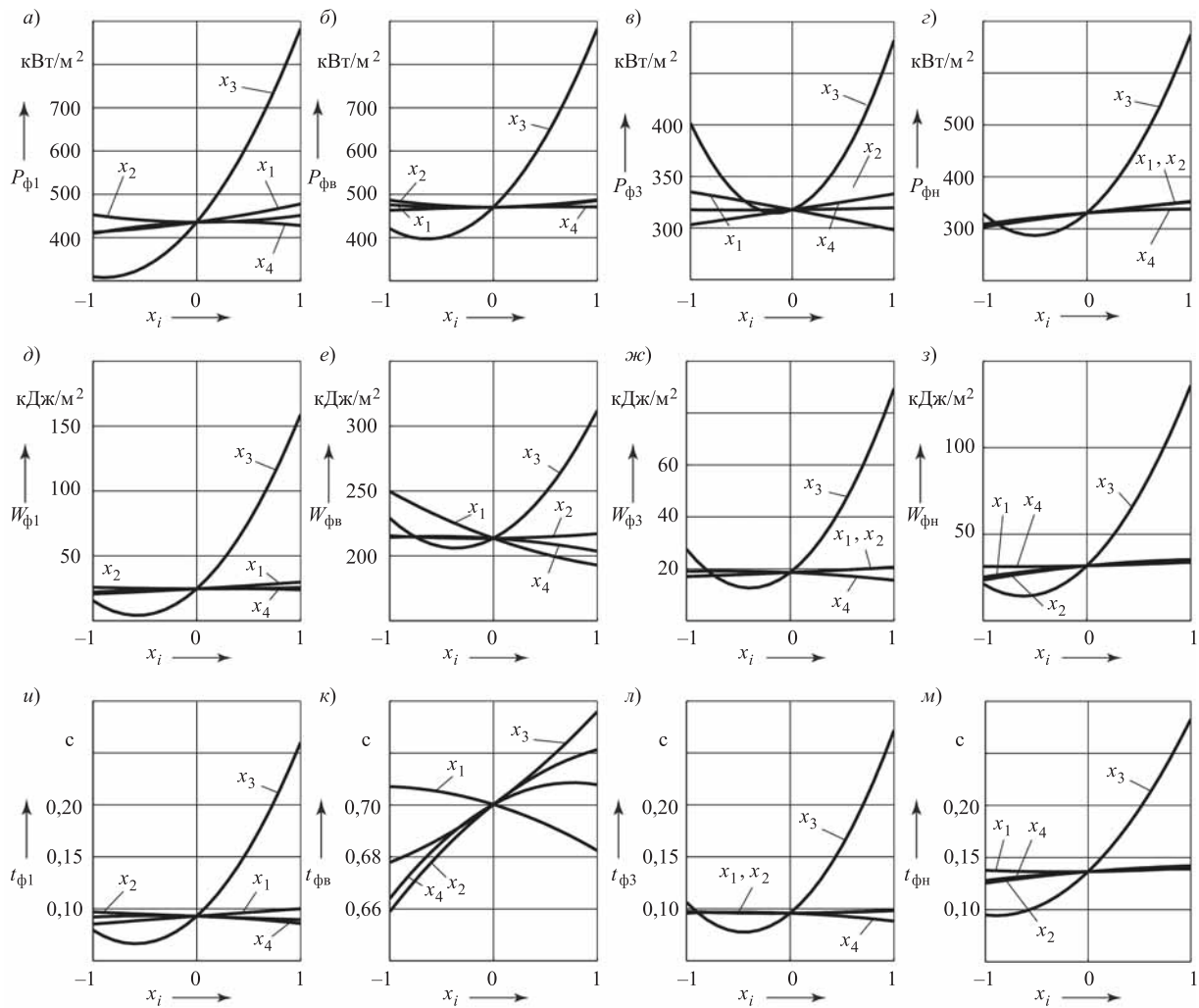


Рис. 9. Влияние параметров алгоритма управления на удельную мощность, работу и время буксования фрикционов

зультаты достигаются при небольшом отрицательном перекрытии передач $t_{п.п} \approx -0,1$ с. Остальные параметры алгоритма управления практически не оказывают влияния на эти функции отклика.

Влияние параметров алгоритмов управления на приращение температуры контактных поверхностей фрикционных дисков $\Delta T_{\phi 1}$, $\Delta T_{\phi в}$, $\Delta T_{\phi 3}$, $\Delta T_{\phi н}$ отражено на рис. 10, а–г, на градиенты температуры стальных дисков $grad T_{\phi 1 ст}$, $grad T_{\phi в ст}$, $grad T_{\phi 3 ст}$, $grad T_{\phi н ст}$ — на рис. 10, д–з, а дисков с металлокерамическими фрикционными накладками $grad T_{\phi 1 мк}$, $grad T_{\phi в мк}$, $grad T_{\phi 3 мк}$, $grad T_{\phi н мк}$ — на рис. 10, и–м. Здесь также отмечается наибольшее влияние на показатели теплонапряженности фрикционов величины перекрытия передач $t_{п.п}$. Наименьшая теплонапряженность достигается при небольшом отрицательном перекрытии передач.

Полученные результаты исследования физических свойств механизмов управления переключением передач и их влияния на динамические нагрузки трансмиссии и на теплонапряженность фрикционов используются при проектировании ГМП и доводке ее конструкции, а также для обоснованного выбора параметров алгоритма управления и конструктивных элементов трансмиссии. Информация о максимальных значениях удельной мощности и удельной работы буксования необходима для определения параметров фрикционов (наружного и внутреннего радиусов фрикционных дисков, толщины дисков, числа пар трения, давления на поверхностях трения дисков и др.).

Рассмотрим основы методики оптимизации параметров алгоритма управления переключением передач. За критерии оптимальности примем момент на карданном валу M_K , удельную работу буксования фрикционов $W_{\phi i}$, приращение поверх-

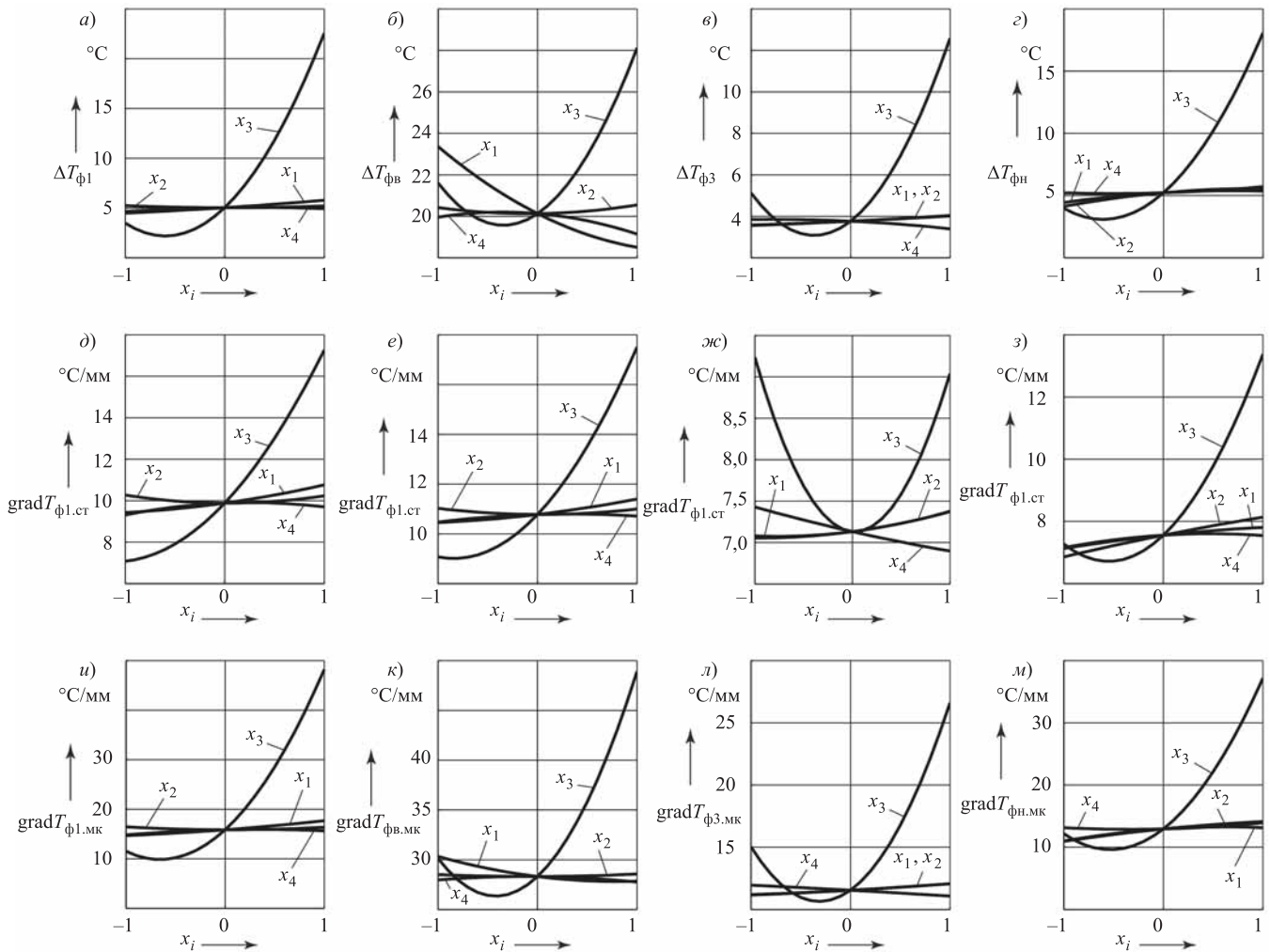


Рис. 10. Влияние параметров алгоритма управления на температуру нагрева поверхностей трения дисков фрикциона и градиенты температуры стальных дисков и дисков с фрикционными накладками

ностной температуры фрикционных дисков $\Delta T_{\Phi i}$ и градиент температуры дисков с фрикционными накладками $\text{grad}T_{\Phi, \text{МК}i}$. Для описания зависимостей критериев от параметров алгоритма управления используем полученные уравнения регрессий (8), на основе которых построены графики на рис. 7–10.

Оптимизацию параметров алгоритма управления $n_{\text{Т.В}}$, $n_{\text{Т.Н}}$, $t_{\text{П.П}}$, $t_{\text{БЛ}}$ наиболее целесообразно осуществлять на основе минимаксной стратегии [7]. Целевая функция $F(\vec{X})$ в этом случае формируется посредством выражения:

$$F(\vec{X}) = \sum_{j=1}^m c_j \left(\frac{y_j(\vec{X}) - y_{j\text{extr}}}{y_{j\text{max}} - y_{j\text{min}}} \right)^2, \quad (11)$$

где $\vec{X} = (x_1, x_2, x_3, x_4)$ — вектор нормированных параметров алгоритма управления (7); $y_j(\vec{X})$ — j -й критерий; $y_{j\text{min}}$, $y_{j\text{max}}$ — минимальное и мак-

симальное значения j -го критерия, достигаемые в области варьирования параметров алгоритма \vec{X} в процессе эксперимента (определяются по графикам (7–10), построенным на основе уравнений регрессий $y_j(\vec{X})$); $y_{j\text{extr}}$ — экстремальное значение j -го критерия (при максимизации критерия $y_j(\vec{X})$ принимается $y_{j\text{extr}} = y_{j\text{max}}$, а при минимизации — $y_{j\text{extr}} = y_{j\text{min}}$); m — количество критериев; c_j — коэффициент веса, характеризующий значимость j -го критерия.

Коэффициенты веса выбирают из условия:

$$\sum_{j=1}^m c_j = 1, \quad c_j > 0. \quad (12)$$

Целевая функция (10) подлежит минимизации. Она позволяет обеспечить максимально возможное приближение всех критериев к их экстремальным значениям.

Оптимизация параметров алгоритма управления выполняется для каждой передачи отдельно. Если новая передача включается одновременным замыканием двух фрикционов, как в рассматриваемых примерах при переключениях передач $3 \rightarrow 4$ и $4 \rightarrow 3$, то оптимизации подлежат в первую очередь параметры алгоритма управления фрикционом с наибольшим уровнем теплонапряженности, т. е. с высокими значениями критериев W_{Φ_i} , ΔT_{Φ_i} , $\text{grad} T_{\Phi_i, \text{МК}}$. При переключении передач $3 \rightarrow 4$, согласно рис. 8–10, наибольшую тепловую нагрузку испытывает фрикцион Φ_B . Принимая одинаковые значения коэффициентов c_j для всех критериев, в результате оптимизации получаем следующий результат: $n_{\text{т.в}} = 2040 \text{ мин}^{-1}$; $t_{\text{п.п}} = -0,04 \text{ с}$; $t_{\text{бл}} = -0,2 \text{ с}$. Значения критериев эффективности при этом: $W_{\Phi_B} = 192 \text{ кДж/м}^2$; $\Delta T_{\Phi_B} = 18,4 \text{ }^\circ\text{C}$; $\text{grad} T_{\Phi_B, \text{МК}} = 26,2 \text{ }^\circ\text{C/мм}$; $M_K = 5,33 \text{ кН}\cdot\text{м}$, т. е. практически достигнуты минимально возможные параметры тепловых и механических нагрузок (см. рис. 9, е; рис. 10, б и к; рис. 8, а).

Если для переключения передач $3 \rightarrow 4$ оптимизацию выполнить применительно к фрикциону Φ_1 , получим $n_{\text{т.в}} = 2080 \text{ мин}^{-1}$; $t_{\text{п.п}} = -0,1 \text{ с}$; $t_{\text{бл}} = -0,4 \text{ с}$. Очевидно, что значения $n_{\text{т.в}}$ для обоих фрикционов различаются незначительно, поэтому сигналы на их включение можно подать одновременно, а сформировать различные настройки параметров $t_{\text{п.п}}$ не представляет проблемы. Значение $t_{\text{бл}}$ для обоих фрикционов, безусловно, будет одинаковым, так как это параметр управления фрикционом блокирования гидротрансформатора. Его значение должно удовлетворять требованиям тяжело нагруженного фрикциона.

При переключении передач $4 \rightarrow 3$ более высокая тепловая нагрузка у фрикциона Φ_H . Оптимальные значения параметров алгоритма его включения: $n_{\text{т.н}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$; $t_{\text{п.п}} = -0,09 \text{ с}$; $t_{\text{бл}} = -0,24 \text{ с}$. Критерии оптимальности при этих параметрах: $W_{\Phi_H} = 14 \text{ кДж/м}^2$; $\Delta T_{\Phi_H} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$; $\text{grad} T_{\Phi_H, \text{МК}} = 10 \text{ }^\circ\text{C/мм}$; $M_K = 10 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Таким образом, теплонапряженность фрикциона Φ_H гораздо ниже, чем фрикциона Φ_B , но размах момента на карданном валу M_K почти в два раза больше.

Выводы

1. На основе математического моделирования процесса движения самосвала с мехатронной системой автоматического управления гидромеханической передачей в карьерных условиях проведены исследования влияния параметров алгоритма управления переключением передач на эффективность выполнения транспортной работы самосвала, на динамическую нагруженность механизмов трансмиссии и теплонапряженность фрикционов.

2. Установлено, что на среднюю скорость движения и расход топлива оказывают наибольшее влияние пороговые значения характеристик переключения передач, что обусловлено не только рациональным использованием энергии двигателя, но и частотой переключения передач. Чем чаще переключаются передачи на маршруте, тем выше потери энергии двигателя в переходных процессах, что приводит к снижению средней скорости движения и увеличению расхода топлива. Выбор пороговых значений характеристик переключения передач должен осуществляться на основе оптимального компромисса между показателями эффективности.

3. На динамические нагрузки трансмиссии и теплонапряженность фрикционов наибольшее влияние оказывает время перекрытия передач. При переключениях на высшие передачи наилучшие результаты получаются при нулевом перекрытии передач, а на низшие — при небольшом отрицательном перекрытии и своевременном разблокировании гидротрансформатора.

4. Полученная информация о теплонапряженности фрикционов необходима для совершенствования их конструкции и обоснованного выбора параметров алгоритма управления переключением передач.

5. Изложенная методика позволяет определить оптимальные значения параметров алгоритма мехатронной системы управления переключением передач и обеспечить высокие показатели качества и эффективности автоматического управления гидромеханической передачей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тарасик В. П., Горбатенко Н. Н., Плякин Р. В. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ // Грузовик. — 2011. — № 2. — С. 2–11.
2. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей мобильной машины / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2015. — № 2. — С. 68–80.
3. Тарасик В. П., Плякин Р. В. Алгоритмы автоматического переключения передач автомобиля с гидромеханической трансмиссией // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2015. — № 1. — С. 38–49.
4. Тарасик В. П., Романович Ю. С. Исследование процесса переключения передач карьерного самосвала с гидромеханической передачей // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2015. — № 1. — С. 50–61.
5. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик и др. // Грузовик. — 2013. — № 6. — С. 24–36.
6. Тарасик В. П. Математическое моделирование переключения передач с перекрытием характеристик управления // Автомобильная промышленность. — 2016. — № 7. — С. 10–18.
7. Тарасик В. П. Математическое моделирование технических систем: учебник. — Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2017. — 592 с.