

3.4. Системы автоматического переключения передач

Назначение АКП состоит в том, чтобы включать и выключать фрикционные элементы управления в соответствии с заданным законом переключения передач и обеспечить определенную плавность переключений.

Наибольшее распространение получили автоматические системы, состоящие из гидравлических механизмов. Рассмотрим принципиальную схему гидравлической системы управления, используемой со многими гидромеханическими передачами. Приборы, обеспечивающие плавное переключение передач, на рис. 3.9 не показаны, о них речь пойдет позднее.

Система управляет двумя передачами. Питание системы маслом осуществляется шестеренчатым насосом z , вращающимся от коленчатого вала двигателя. Давление масла, создаваемое насосом, регулируется переливным клапаном 3. Насос имеет запас по производительности, излишек масла от переливного клапана поступает на слив. Часто в системе применяют два насоса: один приводится

в движение от коленчатого вала, а второй — от вторичного вала коробки передач. Первый насос питает систему при работе двигателя на холостом ходу и с малой частотой вращения. При увеличении скорости движения автомобиля V_0 первый насос отключается специальным клапаном и систему питает второй насос.

Система управления состоит из регулятора 7 скоростного воздействия, регулятора 5 силового воздействия и переключателя передач 9. Регулятор скоростного воздействия меняет давление масла в зависимости от V_a , и он приводится в действие от вторичного вала коробки передач. В корпусе регулятора есть золотник, на котором укреплен груз. Центробежная сила этого груза уравнивается силой регулируемого давления масла, действующего на золотник. При повышении числа оборотов регулятора и центробежной силы несколько увеличивается входное дросселирующее отверстие a и уменьшается дросселирующее отверстие b , соединенное со сливом. Давление возрастает, и устанавливается новое равновесное состояние между силой давления жидкости и центробежной силой груза.

При уменьшении частоты вращения регулятора равновесное (новое) состояние наступает при меньшем регулируемом давлении, т. е. регулируемое давление P_r является функцией скорости автомобиля. Регулятор силового воздействия меняет давление масла в зависимости от угла Z открытия ДЗ. При увеличении нажатия на педаль увеличивается угол Z и кулачок 4 сжимает пружину регулятора. Сила пружины уравнивается силой регулируемого давления жидкости, действующей на золотник. При увеличении Z возрастает давление P_z . От регуляторов силового и скоростного воздействия жидкость под давлением поступает к переключателю передач 9, который через клапан 12 ручного управления соединяет бустер ленточного тормоза 10 и цилиндр сцепления 11 с магистралью высокого давления или со сливом, обеспечивая включение 1 или 2 передачи. Управление осуществляется планетарной передачей, рассмотренной нами ранее (см. рис. 3.1). Схема показана в положении включенной первой передачи, при которой жидкость под давлением подается к бустеру ленточного тормоза, а цилиндр сцепления соединен со сливом.

На золотник переключателя действуют две силы: первую создает давление P_r регулятора скоростного воздействия, действующее на торцевую поверхность правого пояска золотника, а вторую — давление P_z , действующее на торцевую поверхность двух левых поясков золотника.

янном давлении P_z . С увеличением скорости движения автомобиля возрастает давление P_v . При определенной скорости сила E_v , действующая на золотник справа, превысит силу E_z , действующую на золотник слева, в результате чего золотник переместится в крайнее левое положение, обеспечивая включение второй передачи. При этом положении золотника бустер ленточного тормоза соединен со сливом, а к цилиндру сцепления подводится под давлением масло. При большем угле Z и, следовательно, давлении P_z , переключение с 1 на 2 передачу произойдет при более высокой скорости автомобиля, когда давление P_v превысит возросшее давление P_z . Таким образом, автоматическая система переключает передачи в зависимости от двух параметров – Z и V_0 .

Если при движении на передаче 1 водитель уменьшит открытие дроссельной заслонки, это приведет к уменьшению давления P_z и силы E_z , что также вызовет переключение на передачу 2.

После переключения с 1 на 2 передачу и перемещения золотника переключателя в крайнее левое положение давление P_z будет действовать только на торцевую поверхность крайнего левого пояска золотника. Поэтому при заданном угле Z обратное переключение со второй передачи на первую произойдет при меньшей скорости движения машины, чем переключение с 1 на 2 передачу при том же угле Z . Этим обеспечивается область перекрытия передач на характеристике переключения передач машины.

При перемещении золотника клапана 12 ручного управления влево бустер тормоза и цилиндр сцепления соединяются со сливом, в результате чего устанавливается нейтральное положение коробки передач, необходимое для прогрева двигателя, для буксировки неисправного автомобиля.

3.5. Выбор закона регулирования момента трения фрикционных элементов

Схема системы «двигатель — трансмиссия — инерционная масса автомобиля» показана на рис. 3.10.

Система АКП будет работать удовлетворительно, если передачи переключаются плавно.

49

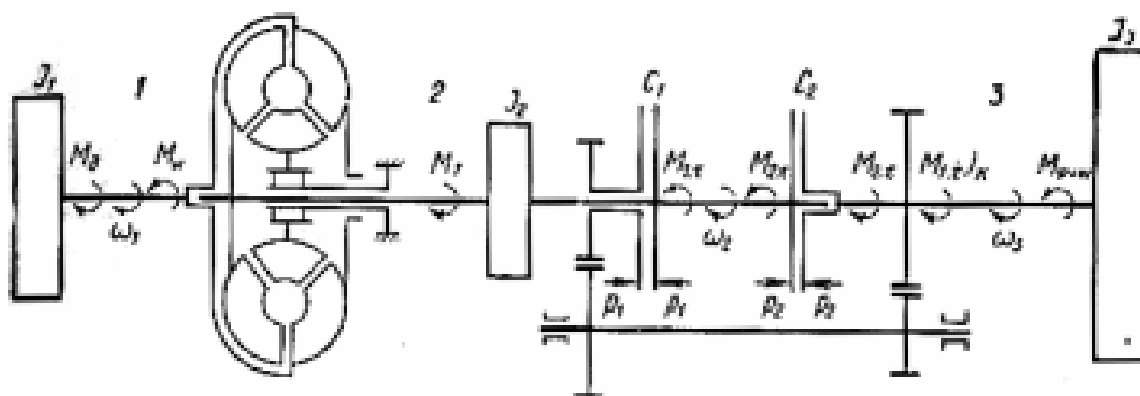


Рис. 3.10. Эквивалентная механическая система автомобиля

Переключение с первой передачи на вторую осуществляется за счет выключения сцепления C_1 и включения сцепления C_2 . При этом от коленчатого вала 1 двигателя, работающего с постоянным углом Z открытия дроссельной заслонки, к ведущему валу 2 коробки передач через гидротрансформатор поступает крутящий момент M_T . При включенной первой передаче угловая скорость ω_2 вала 2 больше угловой скорости ω_3 вала 3 на передаточное число коробки передач. В процессе переключения передач угловая скорость ω_2 снижается до угловой скорости ω_3 , а при наличии прозрачного гидротрансформатора происходит уменьшение угловой скорости ω_1 коленчатого вала двигателя. Изменение угловых скоростей ω_1 и ω_2 влечет за собой изменение кинетической энергии маховой массы I_1 (двигатель + насосное колесо гидротрансформатора) и маховой массы I_2 (турбинное колесо гидротрансформатора и коробка передач). Кинетическая энергия этих масс частично тратится на работу буксований сцеплений, а частично передается валу 3, увеличивая кинетическую энергию маховой массы I_3 . Увеличение кинетической энергии этой массы сопровождается небольшим кратковременным увеличением угловой скорости ω_3 и скорости движения машины. Все это способно вызвать рывок автомобиля.

Существует несколько способов регулирования моментов трения M_H и M_{Σ} сцеплений C_1 и C_2 . Предположим, что сцепление C_1 выключают мгновенно, а момент трения M_{Σ} сцепления C_2 регулируют во времени и постепенно увеличивают от 0 до максимальной величины. В первый момент включения сцепления C_2 , когда $M_{\Sigma} > M_T$, будут резко возрастать угловые скорости ω_1 и ω_2 и кинети-

ческие энергии масс I_1 и I_2 . При дальнейшем увеличении M_{2r} , когда $M_{2r} > M_T$, угловые скорости ω_1 и ω_2 будут уменьшаться и значительная часть кинетической энергии поступит к буксующему сцеплению.

В этот период быстрый темп нарастания M_{2r} до $M_{2\max}$ вызовет резкий рывок машины. Медленный же момент нарастания M_{2r} приведет к большой работе буксования сцепления, поскольку к буксующему сцеплению поступает не только инерционный момент, но и крутящий момент M_T от турбины гидротрансформатора, работа которого возрастает с течением времени.

По этим причинам регулирование момента трения сцепления во времени от 0 до максимума непригодно для осуществления управления коробкой передач. В современных системах используется способ управления фрикционными элементами, при котором сцепление C_2 начинает включаться раньше, чем выключается сцепление C_1 (или механизм высшей передачи начинает включаться раньше, чем выключается механизм низшей передачи). В результате этого образуется перекрытие передач, когда включены высшая и низшая передачи, которое позволяет сохранить нагрузку двигателя и предотвратить увеличение его угловой скорости.

Объясним, что мгновенно включать фрикционные элементы и увеличить момент трения до заданного значения M_{2r} практически невозможно. Процесс включения состоит из нескольких этапов: заполнения объема магистрали, по которой жидкость от насоса направляется к цилиндру фрикционного механизма; заполнения объема цилиндра и повышения давления при неподвижном поршне; свободного хода поршня до соприкосновения трущихся поверхностей фрикционного элемента. За время указанных этапов включения сцепления двигатель оказывается ненагруженным и резко возрастают угловые скорости ω_1 и ω_2 .

Для получения оптимального процесса переключения передач с их перекрытием необходимо по заранее установленному закону в зависимости от времени изменять моменты трения выключаемого и включаемого фрикционных механизмов.

Построим характеристику переходного процесса переключения передач при допущении, что момент на турбине гидротрансформатора и скорость движения машины постоянны.

Нажимное усилие P_2 сцепления C_2 растет линейно с момента времени, определяемого точкой A . При этом нажимное усилие P_1 сцепления C_1 до точки B остается постоянным, после чего мгновенно снижается до нуля и сцепление выключается. В период времени от точки A до точки B включены оба сцепления, что обеспечивает перекрытие переключаемых передач.

Момент трения M_{2r} буксующего сцепления C_2 увеличивается пропорционально усилию P_2 . Передаваемый небуксующим сцеплением C_1 момент $M_{1i} = M_T - M_{2r}$ при принятом постоянном моменте M_T и возрастающем моменте M_{2r} уменьшается. На участке AB мощность от вала 2 к валу 3 (рис. 3.11) передается двумя параллельными потоками через сцепления C_1 и C_2 . На валу 3 суммарный крутящий момент $M_3 = M_{2i} + M_{1i} i_x$ из-за уменьшения момента M_{1i} уменьшается. При $M_{1i} = 0$ (точка B) момент $M_3 = M_{2r}$. Далее момент M_3 возрастает в результате увеличения момента M_{2r} , и, достигнув определенной заданной величины (точка B), момент M_3 сохраняется постоянным и равным M_{2max} . При этом продолжается буксование сцепления C_2 (до точки Γ), после чего момент M_3 снижается до значения M_T .

Угловая скорость ω_2 вала 2 снижается с момента выключения сцепления C_1 , и ее уменьшение продолжается до конца буксования сцепления C_2 . Угловая скорость ω_3 вала 3 из-за большого момента инерции I_3 , как отмечалось, принята постоянной.

На основании зависимостей изменения моментов и угловых скоростей можно построить кривые изменения мощности на ведущем и ведомом элементах сцепления C_1 . Заштрихованная площадь (рис. 3.11) между кривыми этих мощностей представляет собой работу буксования.

При переключении передач со второй на первую необходимо выключить сцепление C_2 и включить сцепление C_1 . После переключения передач частота вращения вала двигателя увеличивается на передаточное число коробки передач. Если после выключения сцепления C_2 включить сцепление C_1 с запаздыванием, при котором угловая скорость ведомого элемента сцепления C_1 достигнет угловой скорости его ведущего элемента, то включение сцепления C_1 произойдет без пробуксовывания и не возникнет скачок момента на ведомом валу коробки передач.

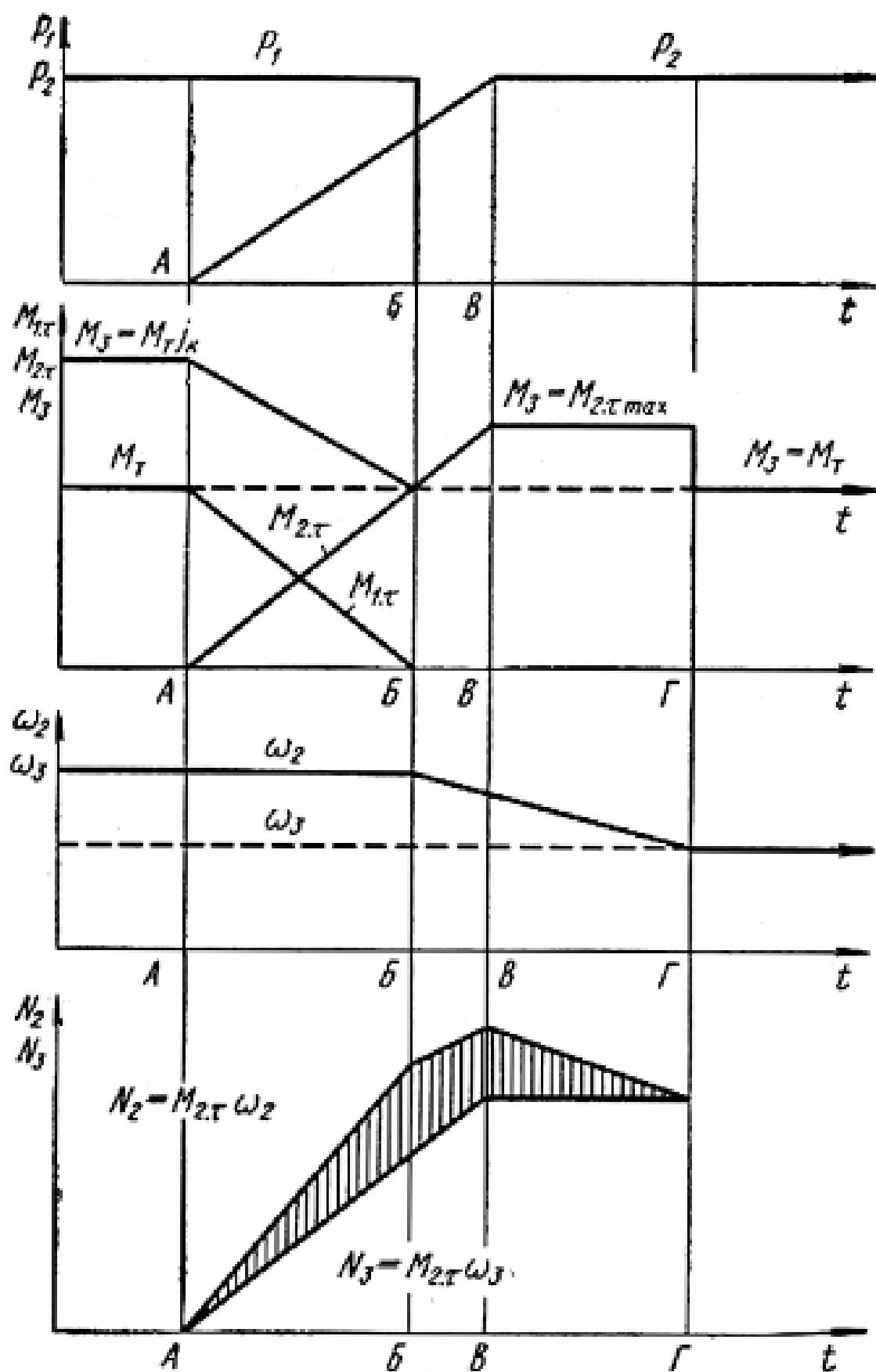


Рис. 3.11. Характеристика переходного процесса переключения передач