

3.6. Коробка передач DSG автомобиля с двухпоточным сцеплением

Коробка передач с двухпоточным сцеплением предлагает водителю максимальный комфорт и удобство в обслуживании при незначительном увеличении расхода топлива.

Этот тип коробок передач в настоящее время занимает лидирующую позицию в ряду коробок передач со скользящими шестернями и объединяет в себе преимущества механической ступенчатой коробки передач с преимуществами современной ступенчатой автоматической коробки.

С одной стороны, DSG имеет КПД и динамику механической ступенчатой коробки передач, а с другой — обеспечивая переключение передач без рывков и без прерывания силового потока, предлагает уровень комфорта современной ступенчатой автоматической коробки передач.

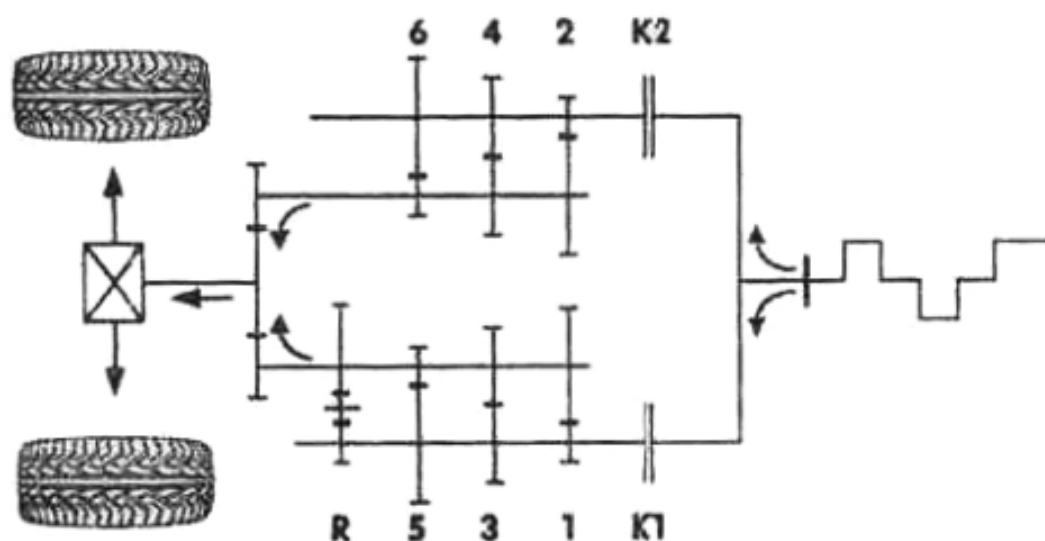


Рис. 3.12. Схема коробки передач с двухпоточным сцеплением

Коробка передач DSG состоит из двух отдельных ступенчатых коробок в едином корпусе, каждая из которых обслуживается своим собственным сцеплением. В то время как одна коробка включает четные передачи, другая отвечает за нечетные. В качестве сцеплений, включаемых при трогании автомобиля с места, используются «мокрые» (работающие в масле), так как по сравнению с «сухими» они выдерживают большие термические нагрузки и

лучше поддаются регулировке. Сцепления и вилки переключения передач приводятся в действие электрогидравлически по сигналу интегрированного в коробку передач блока управления. Так как сцепления в нейтральном положении в целях безопасности выключены, коробка передач с двухпоточным сцеплением требует наличия специального механизма, запирающего трансмиссию автомобиля на стоянке, с приводом через тросовую тягу.

Конструкция коробок передач с двухпоточным сцеплением позволяет одновременное включение двух передач. В то время как одна из них включена активно, в другой коробке предварительно при включенном сцеплении включается ближайшая необходимая передача. В момент переключения передач сцепление активной передачи выключается и одновременно включается другое. Благодаря определенному перекрытию (одновременному включению) при выключении и включении обоих сцеплений переключение передачи происходит под нагрузкой, без прерывания силового потока. Весь процесс переключения у DSG занимает 30–40 мс. Быстрый процесс переключения создает у водителя чувство прямого переключения передачи, даже несмотря на то, что электроника кратковременно и практически незаметно для водителя понижает мощность двигателя в момент плавного переключения с одного сцепления на

ронику, или ручную. Так как каждая передача в DSG имеет свой механизм переключения, возможно также переключение с четной на четную или с нечетной на нечетную передачи без прерывания силового потока. Таким образом, с коробкой передач DSG можно быстро переключиться, например, с 6 на 2 передачу, чего до сих пор не позволяла никакая другая автоматическая коробка.

Коробка передач DSG имеет понижающую передачу, которая облегчает маневрирование. Если включаются тормоза, момент на сцеплении регулируется на самое нижнее значение, чтобы уменьшить расход топлива и уровень шума.

До скорости 200 км/ч сцепление регулируется таким образом, что пробуксовывание сцепления минимальное — 10 об/мин. Это так называемое микропробуксовывание, с одной стороны, должно улучшить регулировочную характеристику сцепления, с другой — позво-

4. СИСТЕМЫ БЕССТУПЕНЧАТОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ

Бесступенчатое регулирование передаточного числа трансмиссии осуществляется применением особых видов передач — бесступенчатых, которые обеспечивают непрерывное изменение величины силового (отношение моментов) и кинематического (соотношение частоты вращения) передаточных чисел трансмиссии, при этом достигается идеальный характер протекания тяговой характеристики автомобиля в зависимости от преодолеваемых сопротивлений движению автомобиля.

Это передача, позволяющая менять на ведущих колесах крутящий момент и частоту вращения колес так, что с увеличением скорости автомобиля сила тяги на его колесах уменьшается и наоборот. Мощность двигателя при этом может оставаться постоянной.

Преимущества применения бесступенчатых передач:

- облегчение управления автомобилем и обеспечение безопасности движения;
- обеспечение высоких тягово-скоростных показателей;
- уменьшение динамических нагрузок в трансмиссии;
- улучшение проходимости автомобиля;
- торможение автомобиля на всех режимах движения.

Недостатки:

- сложность конструкции и большая стоимость изготовления;
- более низкий, чем у других передач, КПД (0,85–0,87).

4.1. Закон изменения передаточных чисел

Одной из основных задач водителя при управлении автомобилем является регулирование скорости движения V_a , которую он избирает по своему усмотрению в зависимости от дорожных условий. Известно, что изменение V_a осуществляется регулированием мощности двигателя. Рассмотрим зависимости мощности, необходимой для движения автомобиля в различных дорожных условиях, от скорости и скоростной характеристики двигателя.

Известно, что V_a , передаточное число трансмиссии, i_{mp} и частота вращения коленчатого вала двигателя ω_e $\omega_e \approx \frac{Pe}{30}$ связаны зависимостью

$$V_a = \frac{\omega_e r_k}{i_{mp}} = \frac{A \omega_e}{i_{mp}}, \quad (4.1)$$

где r_k — радиус качения колеса.

Из графика (рис. 4.1) видно, что при постоянном передаточном числе трансмиссии, $i_{mp} = \text{const}$, движение по дороге с ψ_1 со скоростью V_1 возможно лишь при условии, что двигатель работает с частотой вращения

$$\omega_1 = \frac{V_a i_{mp}}{A}.$$

То есть работает с единственно возможным при этих условиях α_4 открытия дроссельной заслонки. Чтобы при тех же условиях увеличить скорость до V_2 или при возросшем сопротивлении движению ψ_2 сохранить ее прежней, необходимо увеличить угол открытия заслонки до α_3 и α_1 соответственно.

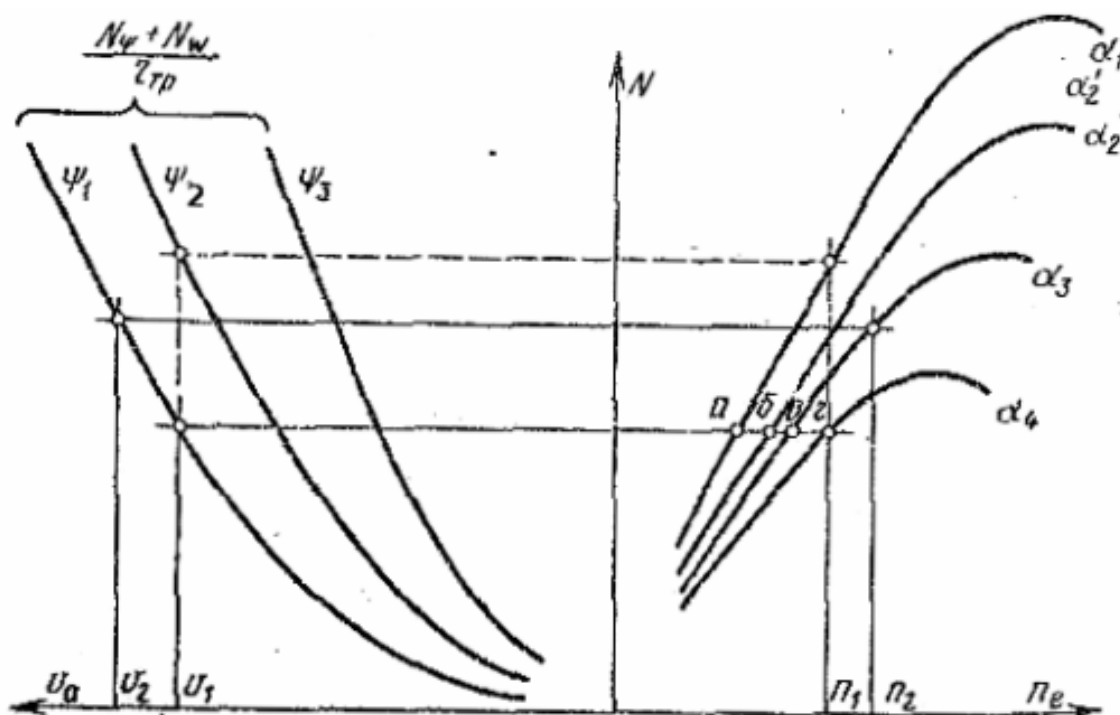


Рис. 4.1. К определению кинематической связи между валом двигателя и ведущими колесами автомобиля

По этому принципу осуществляется регулирование скорости автомобилей, снабженных ступенчатой коробкой передач, когда соотношение между параметрами двигателя и ведущих колес постоянны.

Это неизбежно ведет к нерациональному использованию двигателя на многих режимах движения автомобиля и в итоге к понижению его тяговых свойств и топливной экономичности.

Из представленных зависимостей видно, что если между ведущими колесами автомобиля (V_a) и валом двигателя (ω_e) имеется бесступенчатая кинематическая связь, то движение автомобиля с определенной скоростью, например V_1 , возможно при различных положениях дроссельной заслонки, зависящих от заданных значений $i_{тр}$. Таким образом, бесступенчатое регулирование передаточного числа трансмиссии автомобиля открывает возможности для оптимального использования его двигателя.

В соответствии с этим непосредственной задачей регулирования бесступенчатой трансмиссии является осуществление такого закона изменения передаточных отношений (регуляторная характеристика трансмиссии), при котором двигатель нагружается по заранее выбранному закону (трансформаторная характеристика двигателя).

Трансформаторная характеристика. В настоящее время установлено, что регуляторная характеристика бесступенчатой трансмиссии должна при полном нажатии на педаль управления обеспечить нагружение двигателя по внешней скоростной характеристике, а при промежуточных положениях педали, когда от двигателя не требуется максимальной мощности, — по характеристике минимальных расходов топлива. То есть по такой зависимости мощности двигателя N_e от числа его оборотов ω_e , по которой каждому значению мощности соответствует минимальный для этой мощности часовой расход топлива Q_t .

Характеристика минимального расхода топлива строится так. Используя зависимости $N_e = f(\omega_e)$ и $Q_t = \psi(\omega_e)$, полученные экспериментально для различных углов α открытия дроссельной заслонки (рис. 4.2), устанавливают и строят зависимости часового расхода топлива от числа оборотов для ряда постоянных значений мощности (рис. 4.3).

Затем по этому графику определяют минимальный расход топлива, соответствующий принятым значениям мощности (точки 1, 2, 3...) и строят зависимость $N_{\text{эк}} = f(\omega_e)$, т. е. характеристику минимального расхода топлива (линия БВ, график б).

Известно, что работа двигателя при любой характеристике ограничивается минимальным числом оборотов n_{min} устойчивой работы. При наличии бесступенчатой трансмиссии для движения автомобиля с устойчивыми малыми скоростями должна быть обеспечена возможность его работы на режиме $h_e = h_{\text{min}} = \text{const}$. Таким образом, окончательно трансформаторная характеристика двигателя приобретает вид ломаной линии АВВ.

Очевидно, для того чтобы двигатель нагружался по задней трансформаторной характеристике, нужно одновременное и согласованное изменение передаточных чисел трансмиссии i_{TP} и угла открытия дроссельной заслонки α_i (график в).

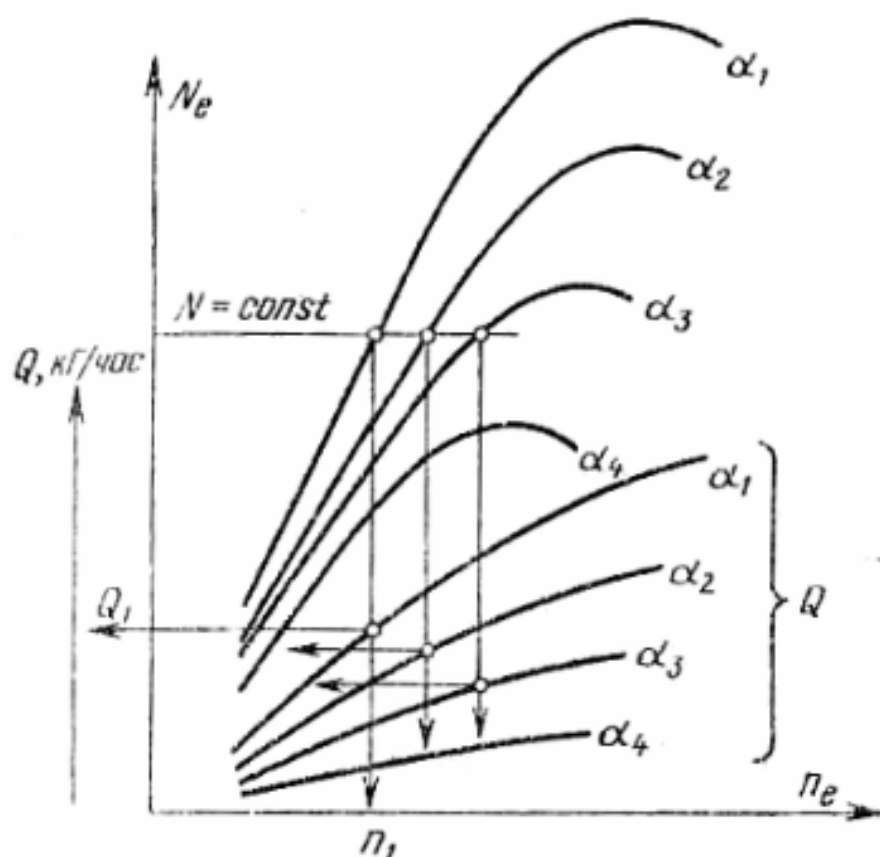


Рис. 4.2. Характеристики, исходные для построения характеристики минимальных расходов топлива

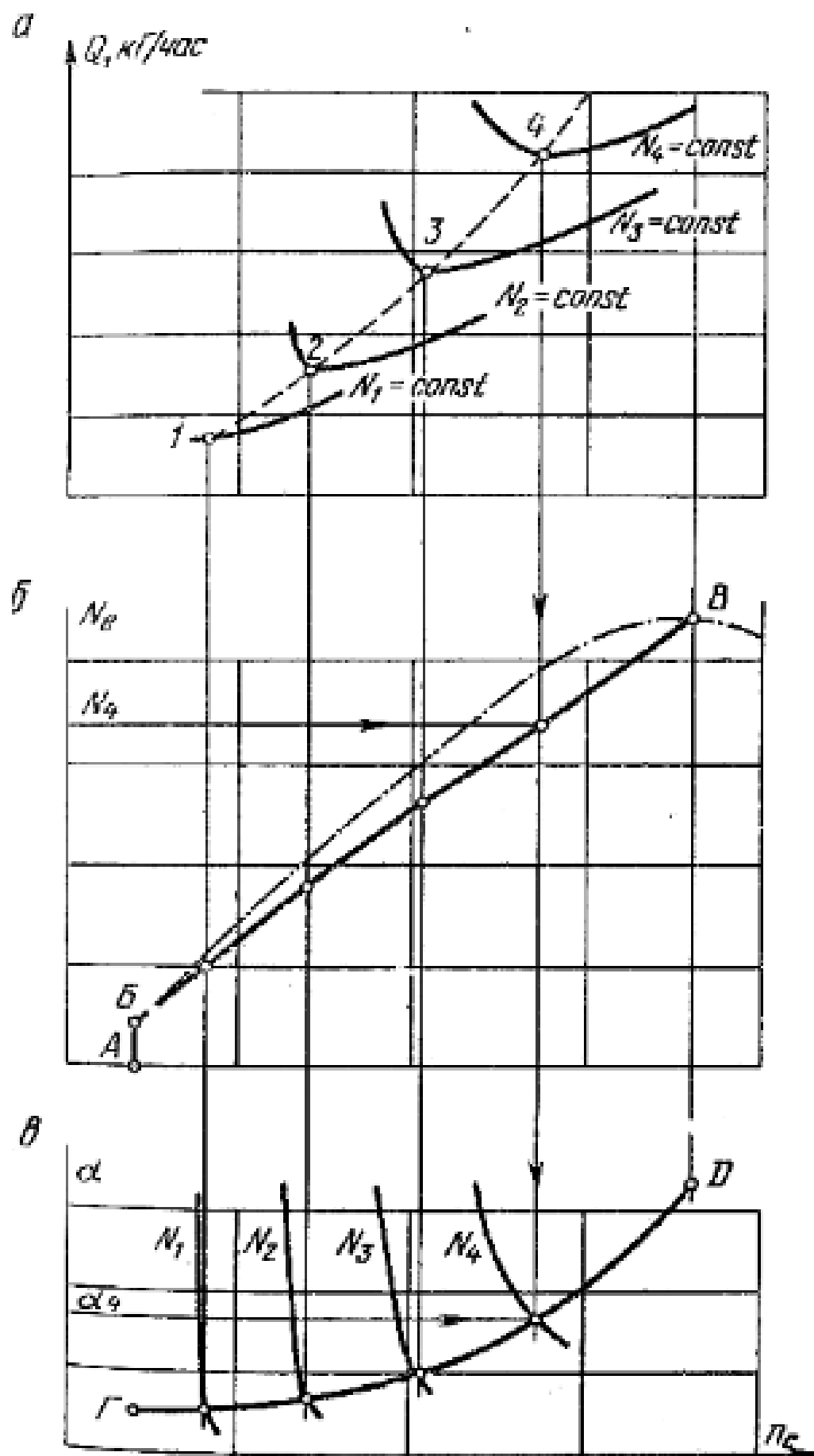


Рис. 4.3. Трансформаторная характеристика двигателя

Регуляторная характеристика. Для ряда постоянных значений коэффициента суммарного сопротивления дороги ψ зададим текущие значения скорости V_a автомобиля и определим соответствующие им величины мощности двигателя, необходимые для движения автомобиля:

$$N = \frac{\left(G_a \cdot \psi \cdot V_a + C_X \cdot \rho \cdot F \cdot \frac{V^3}{2} \right)}{\eta_{TP}}. \quad (4.2)$$

Затем по трансформаторной характеристике определим обороты двигателя, соответствующие каждому из полученных значений мощности, и подсчитаем передаточные числа трансмиссии, соответствующие принятым значениям скорости и полученным значениям оборотов двигателя:

$$i_{mP} = A \frac{\omega_e}{V_a}. \quad (4.3)$$

Результаты этих действий последовательно сведем в таблицу следующего вида:

ψ_1	V_a	V_1	V_2	$V_3 \dots$
	N_e	N_1	N_2	$N_3 \dots$
	ω_e	ω_1	ω_2	$\omega_3 \dots$
	i_{mP}	i_1	i_2	$i_3 \dots$

По содержанию первой и последней строк таблицы построим зависимость $i_{mP} = f(V_a)$ для каждого значения ψ (рис. 4.4,з). Полученный график показывает, каковы должны быть i_{mP} , чтобы при движении автомобиля в заданных условиях (ψ , V_a) его двигатель работал (нагружался) по характеристике минимального расхода топлива. Вся совокупная возможность передаточных чисел бесступенчатой трансмиссии ограничена на графике областью АБВГД, верхняя и нижняя границы которой соответствуют i_{max} и i_{min} , а левая и правая — это работа двигателя на режимах соответственно $\omega_{min} = const$ и $\omega_{max} = const$.

Теперь очевидно, что в отличие от обычного способа регулирования скорости автомобиля — изменением угла открытия дроссельной заслонки — при наличии бесступенчатой передачи регулирование скорости должно осуществляться изменением передаточного

числа трансмиссии i_{TP} . В соответствии с этим естественно предположить, что педаль управления должна быть в таком случае непосредственно связана с органом управления трансмиссией так, чтобы каждому положению педали соответствовало определенное i_{TP} . Однако, как показали исследования, при непосредственном воздействии водителя на орган управления трансмиссией его работа постоянно осложняется заботой о сохранении устойчивого движения автомобиля. Поясним сказанное примером. Для движения автомобиля с постоянной скоростью V_1 по дороге с ψ_1 (точка a) необходимо иметь i_{TP1} . Используя трансформаторную характеристику, построим для этих условий график тягового баланса автомобиля (рис. 4.5).

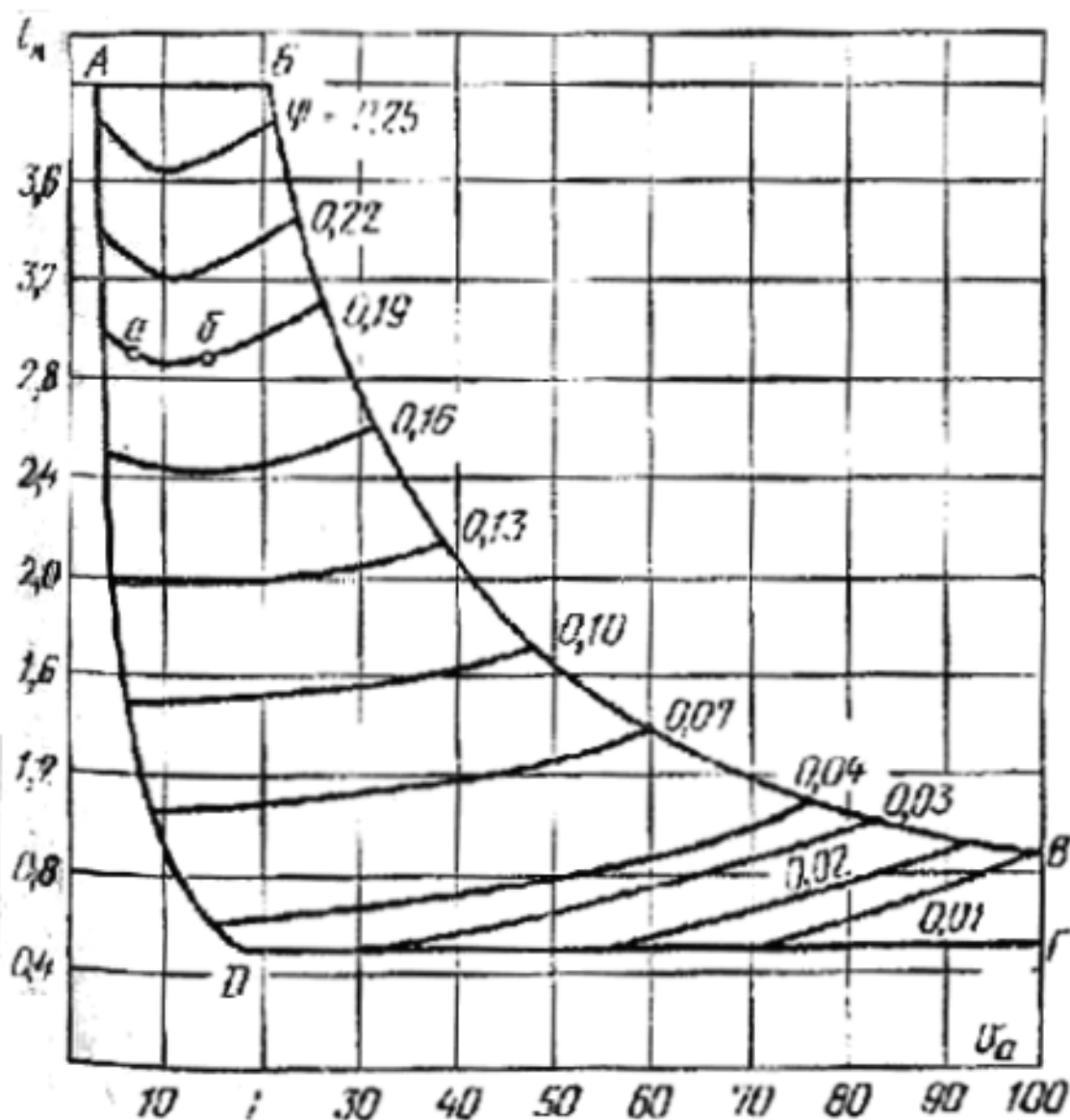


Рис. 4.4. Регуляторная характеристика трансмиссии

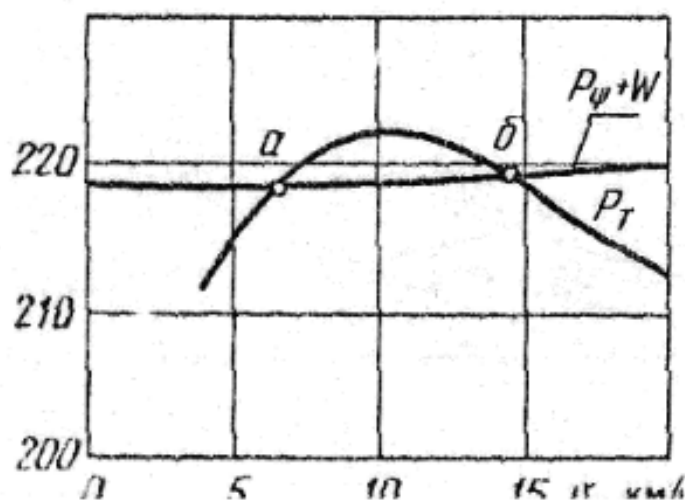


Рис. 4.5. График тягового баланса автомобиля при движении на дороге с большим коэффициентом сопротивления

График показывает, что в рассматриваемом случае движение автомобиля неустойчиво (при незначительном уменьшении скорости возникнет дефицит тяговой силы и автомобиль остановится). На дорогах с небольшим ψ , например $\psi = 0,04$, движение малоустойчиво. Величина восстанавливающей силы ΔP при уменьшении скорости на ΔV незначительна (рис. 4.6).

Очевидно, что для обеспечения устойчивого движения автомобиля при работе двигателя по характеристике минимального расхода топлива необходимо при падении скорости автомобиля увеличивать передаточное число трансмиссии. Чтобы освободить водителя от постоянной заботы об этом, предложена автоматическая корректировка i_{TP} , схема которой показана ниже.

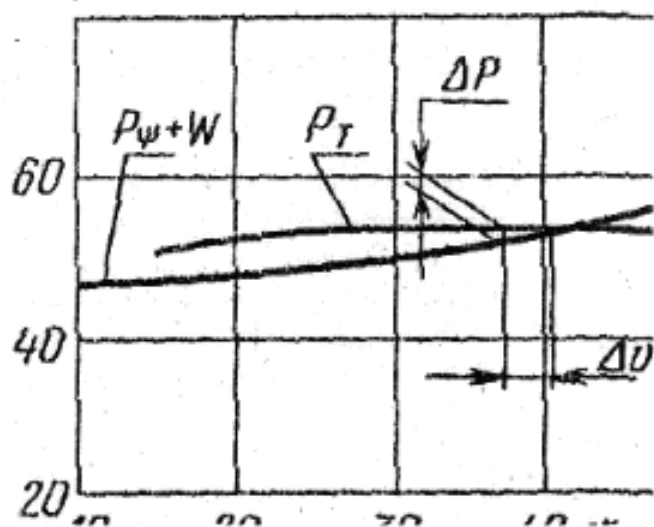


Рис. 4.6. График тягового баланса автомобиля при движении на дороге с небольшим коэффициентом сопротивления

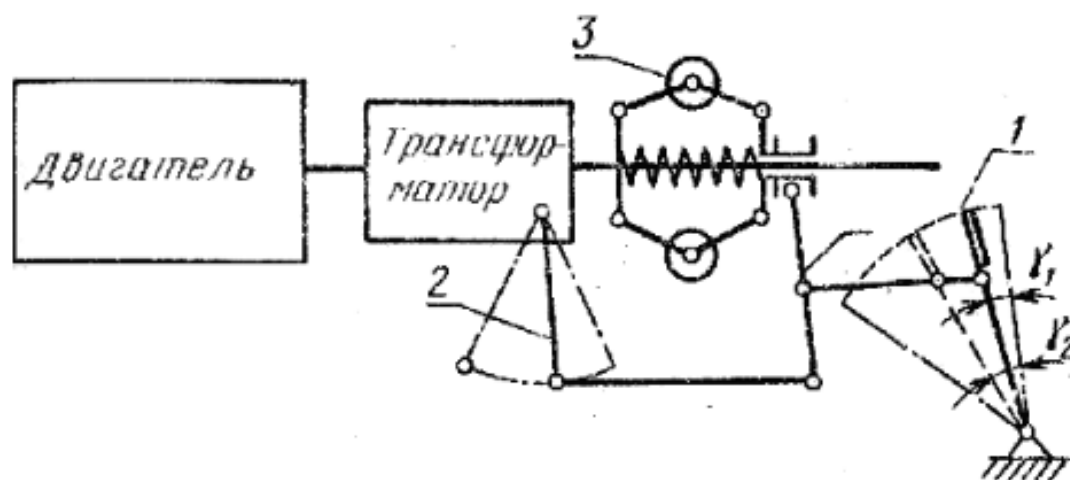


Рис. 4.7. Схема автоматической корректировки передаточного числа бесступенчатой передачи

Схема автоматической корректировки i_{TP} предусматривает дифференциальную связь между педалью управления 1 и органом управления трансмиссией 2, автоматически корректируемую центробежным регулятором 3. Таким образом, каждому положению педали 1 соответствует не одно, а ряд положений рычага 2, т. е. ряд i_{TP} . Рассмотрим действие этого механизма. Предположим, что педаль управления повернута на угол γ_1 , автомобиль движется с постоянной скоростью V_1 по дороге с ψ_1 , а передаточное число равно i_1 . На фрагменте регуляторной характеристики и соответствующем ему графике тягового баланса это состояние движения автомобиля соответствует точке *a*.

Если из-за чего-то скорость автомобиля снижается, автоматический регулятор увеличит i_{TP} по центробежной характеристике, соответствующей углу γ_1 , а следовательно, адекватно возрастет и тяговая сила. То есть возможность неустойчивого движения автомобиля исключается. Если необходимо увеличить скорость движения, например до V_2 , то для этого достаточно увеличить угол наклона педали до γ_2 . Из графиков на рис. 4.8 видно, что сначала i_{TP} возрастет с i_{TP1} до i_{TP2} (точка б), а тяговая сила с P_{T1} до P_{T2} , затем благодаря избытку тяговой силы начнется разгон автомобиля, в процессе которого центробежный регулятор станет уменьшать i_{TP} . При скорости V_2 вновь установится равновесие.

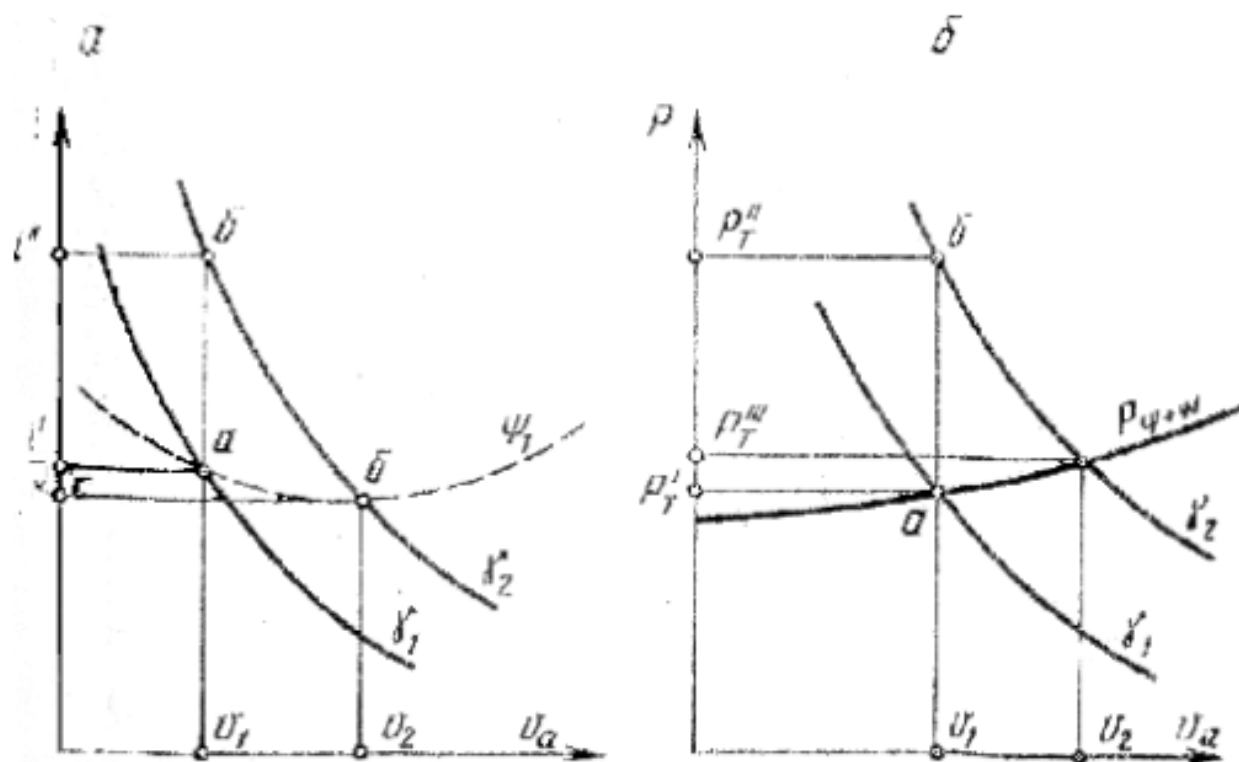


Рис. 4.8. Фрагменты регуляторной (а) и тяговой (б) характеристик