

КОМБИНИРОВАННАЯ РАЗБИВКА ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ДЛЯ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

N.N. Demidov

COMBINED DISTRIBUTION OF GEAR RATIOS IN THE GEARBOX TRANSPORT VEHICLES

Для проектировочного тягового расчета транспортных машин предлагается алгоритм комбинированной разбивки передаточных чисел в коробках передач на основе соотношения, минимизирующего в среднеквадратическом смысле отклонения ступенчатой тяговой характеристики от идеальной. Комбинированная разбивка передач повышает транспортную эффективность машин по сравнению с традиционными методами.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ; ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ; РАЗБИВКА ПЕРЕДАЧ; ЧИСЛО ПЕРЕДАЧ КП; ПАРАМЕТРЫ РАЗБИВКИ ПЕРЕДАЧ; ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ЧИСЛА КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ.

For the design of the traction calculation of transport machines the algorithm of the combined breakdown of gear ratios in the transmissions based on the dependencies that minimize the deviation speed traction characteristics from the ideal in the mean square sense. The combined breakdown of transmission increases the transport efficiency of the machines in comparison with traditional methods. The combined distribution gear ratios of gearbox increase the transport efficiency of the machines in comparison with traditional methods and can be used for practical calculations. Suggested is a simplified linearized method of combined distribution gear ratios for use as a first approximation, which might be exploited in the educational process.

DESIGN, TRACTION CALCULATION OF THE VEHICLE, DISTRIBUTION RATIOS OF THE GEARBOX, INCLUDING TRANSMISSION GEARBOX, THE PARAMETERS OF DISTRIBUTION RATIOS OF THE GEARBOX, THE GEAR RATIO OF THE GEARBOX, PARAMETER OF THE DISTRIBUTION RATIOS OF THE GEARBOX.

Введение

Разбивка передач — определение числа передач и распределение скоростного диапазона машины по передачам — является важной частью проектировочного тягового расчета транспортных средств. Производители автомобилей для повышения экономичности увеличивают число ступеней в коробках передач (КП). За последние годы число передач прямого хода для легковых автомобилей с механическими КП увеличилось с четырех — пяти до шести — семи передач, а для грузовых — до 12–14. Для легковых автомобилей с автоматическими гидромеханическими КП чис-

ло передач увеличено с четырех до семи и даже восьми [1]. Это еще более усложнило решение задачи разбивки промежуточных передач КП при проектировочном расчете автомобилей.

Задача разбивки передач КП автомобиля решается как путем распределения скоростей по передачам на основе арифметической или геометрической прогрессий, так и комбинированным методом [2–4]. При комбинированной разбивке результаты распределения скоростей по прогрессиям корректируются, например путем сближения высших передач [5]. В последнее время достаточно широкое распространение

получили методы разбивки передач с использованием различных алгоритмов оптимизации. В качестве критериев оптимизации используются разгонные характеристики автомобиля [6], показатели экономичности [7], а также комбинированные критерии [8–10]. Однако алгоритмов комбинированной разбивки для целей проектировочного расчета практически нет, используются лишь рекомендации, опирающиеся на опыт в разработке, испытаниях и эксплуатации автомобилей.

Цель нашей работы — создание алгоритма комбинированной разбивки передач.

Метод решения задачи

Для достижения поставленной цели в работе рассмотрены зависимости между скоростями на смежных передачах, которые обеспечивают минимум отклонений ступенчатой тяговой характеристики автомобиля от идеальной. На результатах анализа этих зависимостей и их сравнения с разбивками передач в выполненных конструкциях КП основан выбор зависимости для реализации алгоритма комбинированной разбивки.

Расчетная часть. Для скоростного диапазона d автомобиля

$$d = V_m/V_1, \quad (1)$$

где V_m и V_1 — скорости на высшей и первой из ряда разбивок передачах при максимальной скорости вращения коленчатого вала двигателя и эксплуатационного диапазона частоты вращения вала двигателя

$$j = \omega_{\max} / \omega_{\min} \quad (2)$$

требуется определить число передач m и значения параметров разбивки q_i ,

$$q_i = V_i/V_{i-1}, \quad i = 2, \dots, m, \quad (3)$$

обеспечивающие наибольшую транспортную эффективность машины. Скорость V_m , как правило, задается, а V_1 вычисляется предварительно из соображений преодоления максимального сопротивления. На значения m и q_i накладываются очевидные ограничения:

$$q_i \leq j;$$

$$m \geq (\ln d / \ln j) + 1.$$

В качестве критерия транспортной эффективности могут быть использованы различные показатели. Представляется, что наиболее общим показателем может служить мера, характеризующая отличие получаемой ступенчатой тяговой характеристики машины от идеальной тяговой характеристики с бесступенчатой трансмиссией, которая при заданной мощности двигателя обеспечивает движение машины в определенных условиях с максимальной возможной скоростью.

На рис. 1 представлен общий вид ступенчатой и идеальной тяговых характеристик. Идеальная тяговая характеристика описывается соотношением

$$f = c/V,$$

где f — удельная сила тяги; c — коэффициент пропорциональности.

На рис. 2 представлена зависимость потерь скорости ΔV при ступенчатой тяговой характеристике по сравнению с идеальной. Эти потери скорости можно рассматривать как меру близости ступенчатой тяговой характеристики к идеальной и использовать в качестве критерия транспортной эффективности автомобиля с определенной разбивкой передач. Будем ис-

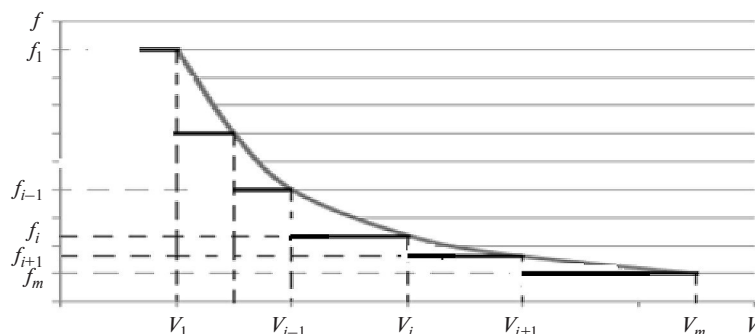


Рис. 1. Общий вид идеальной и ступенчатой тяговых характеристик

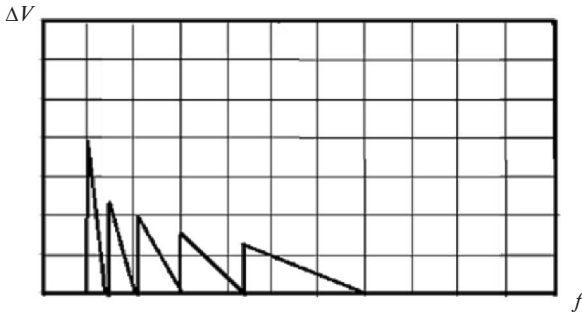


Рис. 2. Потери скорости ступенчатой тяговой характеристики по сравнению с идеальной

катель разбивку передач, которая минимизирует потери скорости ступенчатой КП по сравнению с идеальной тяговой характеристикой.

Минимизировать функцию отклонений ступенчатой тяговой характеристики от идеальной можно различными способами. При минимизация максимальных отклонений ΔV из очевидного соотношения

$$\sum \Delta V_{i\max} = V_m - V_1 = \text{const}$$

следует, что при заданном числе передач m

$$\min \Delta V_i = \frac{V_m - V_1}{m - 1} = \text{const},$$

что соответствует разбивке по арифметической прогрессии, при которой параметры разбивки на смежных передачах связаны следующим соотношением:

$$q_{i+1} = 2 - \frac{1}{q_i}. \quad (4)$$

Минимизация ΔV в среднем соответствует минимуму меры отклонений M , которая определяется выражением

$$M = \sum_{i=2}^m \int_{f_i}^{f_{i-1}} \left(\frac{c}{f} - V_i \right) df.$$

В результате интегрирования и преобразований получим

$$M = c \ln \frac{V_m}{V_1} - c(m-1) + c \sum_{i=2}^m \frac{V_{i-1}}{V_i}.$$

Минимум значения M определяется следующим уравнением для значений скорости на передачах:

$$V_i^2 - V_{i+1}V_{i-1} = 0, \quad i = 2, \dots, m-1,$$

что соответствует разбивке передач по геометрической прогрессии, при которой

$$q_{i+1} = q_i = \text{const}. \quad (5)$$

На рис. 3 приведены зависимости параметров разбивки q_{i+1} от q_i при разбивке по арифметической и геометрической прогрессиям. На этом же графике нанесены точки, соответствующие параметрам разбивки КП девятнадцати легковых автомобилей, имеющих по 5–6 передач прямого хода.

Из графика (рис. 3) видно, что точки, соответствующие параметрам разбивки передач в выполненных конструкциях, лежат в основном между графиками, описывающими разбивки по геометрической и арифметической прогрессиям, то есть разработчики автомобилей при ре-

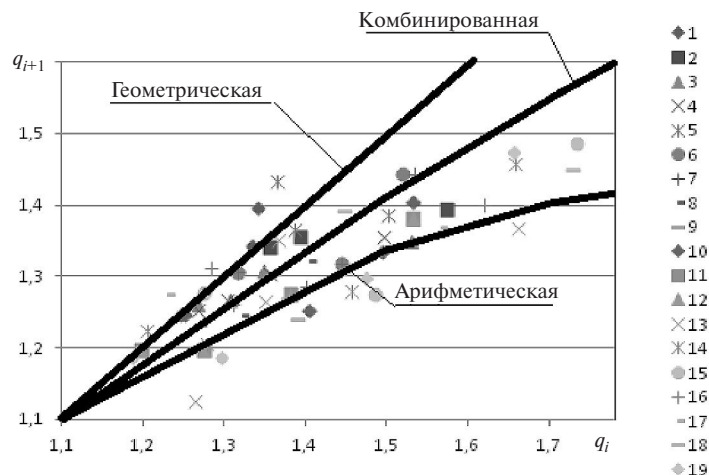


Рис. 3. Зависимость между параметрами для разных вариантов разбивок

шении задачи разбивки передач используют комбинированные методы.

Представляется, что алгоритмизированная комбинированная разбивка передач должна рационально сочетать минимизацию отклонений ступенчатой тяговой характеристики от идеальной как в среднем, так и по максимальным значениям. Наиболее разумным компромиссом между двумя предыдущими критериями близости ступенчатой тяговой характеристики к идеальной является минимизация в среднеквадратическом, так как при такой минимизации повышается влияние максимальных отклонений.

Минимизация ΔV в среднеквадратическом соответствует минимуму меры отклонений M^2 , которая определяется выражением

$$M^2 = \sum_{i=2}^m \int_{f_i}^{f_{i-1}} \left(\frac{c}{f} - V_{i-1} \right)^2 df.$$

После интегрирования и преобразований получим

$$M^2 = \sum_{i=2}^m cV_i + 2cV_{i-1} \ln \frac{V_{i-1}}{V_i} - V_{i-1}^2 \frac{c}{V_i}.$$

Минимум величины M^2 достигается, если скорости движения на смежных передачах удовлетворяют уравнению

$$\frac{V_{i-1}^2}{V_i^2} - 2 \frac{V_{i-1}}{V_i} + 3 = 2 \frac{V_i}{V_{i+1}} - 2 \ln \frac{V_i}{V_{i+1}},$$

$$i = 2, \dots, (m - 1),$$

или соотношению для параметров разбивки

$$\frac{1}{q_i^2} - \frac{2}{q_i} + 3 = \frac{2}{q_{i+1}} - 2 \ln \frac{1}{q_{i+1}}. \quad (6)$$

Минимизация отличий ступенчатой тяговой характеристики от идеальной в среднеквадратическом смысле привела к рекуррентному уравнению, связывающему между собой параметры разбивки на смежных передачах. Построенная по выражению (6) зависимость представлена на рис. 3. Как видно из графика, с возрастанием номера передачи параметр разбивки уменьшается, причем интенсивность этого снижения меньше, чем при разбивке по арифметической прогрессии. Характерно, что зависимость (6) проходит практически посередине между арифметической

и геометрической прогрессиями и в диапазоне распределения параметров разбивки передач в выполненных конструкциях КП.

Полученное уравнение (6) нелинейно и трансцендентно, поэтому линейный алгоритм комбинированной разбивки создать невозможно. Необходимо использовать метод последовательных приближений, условием сходимости которого является обеспечение скоростного диапазона d автомобиля, что соответствует выполнению равенства

$$d = \prod_{i=2}^m q_i. \quad (7)$$

Использование уравнения (6) неудобно в практических расчетах, поэтому в качестве первого приближения можно рекомендовать линеаризованную комбинированную разбивку передач, при которой параметры разбивки на смежных передачах связаны линейной зависимостью вида

$$q_{i+1} = p q_i, p < 1, \quad (8)$$

где $p = \text{const}$ — корректирующий коэффициент.

Значение корректирующего коэффициента p при заданном числе передач m определяется по формуле

$$\ln p = 2 \frac{\ln d - (m-1) \ln j}{m(m-1)}. \quad (9)$$

Для линеаризованной комбинированной разбивки передач параметр разбивки q_2 можно вычислить на основании соотношений (7) и (8) по формуле

$$q_2^{m-1} = d / p^{m-2}.$$

В качестве примера проведена комбинированная разбивка передач КП ВАЗ 2181 с диапазоном 4,638, которая используется на автомобилях Lada Kalina и Lada Granta. Характерно, что разбивка передач КП ВАЗ 2181 выполнена практически по арифметической прогрессии. Реализованная на этой КП разбивка передач и результаты комбинированной разбивки представлены в таблице.

Сравнительный анализ полученных данных показывает, что при комбинированной разбивке сократился разрыв скоростей между первой и второй передачей, что позволит ликвидировать провал по оборотам двигателя при переключении. Значительные отличия в параметрах разбивки

Результаты комбинированной разбивки передач КП ВАЗ 2181

Номер передачи	Передаточные числа	q_i	q_i для комбинированной разбивки	Передаточные числа для комбинированной разбивки
1	3,636	—	—	—
2	1,950	1,865	1,600	2,273
3	1,357	1,437	1,490	1,526
4	0,941	1,442	1,420	1,075
5	0,784	1,200	1,358	0,784

на высшей передаче связаны с тем, что высшая передача КП ВАЗ 2181 выведена из ряда разбивки для повышения экономичности автомобиля на крейсерской скорости движения.

Выводы

Основные результаты можно сформулировать так:

получена новая зависимость между параметрами разбивки на смежных передачах КП ав-

томобилей, минимизирующая отклонения ступенчатой тяговой характеристики от идеальной в среднеквадратическом смысле;

на основе новой зависимости, связывающей параметры разбивки на смежных передачах, предложен алгоритм комбинированной разбивки передач с использованием метода последовательных приближений, который может быть использован при проектировочном тяговом расчете автомобилей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Карелов О. Его величество автомат. Гидромеханическая коробка передач. [Электронный ресурс] Режим доступа: http://magazine.autotechnic.ru/technology/auto_gearbox/auto_gearbox.html historia.ru/ (04.11.2014).
2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
3. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 470 с.
4. Павлов В.В. Методы расчета многоцелевых гусеничных и колесных машин (расчет элементов силовой передачи): Учеб. пособие для студ. Часть 1. М.: Изд-во МАДИ (ГТУ), 2007. 27 с.
5. Бойков А.В., Поршнев Г.П., Шеломов В.Б. Тяговый расчет автомобиля: Учеб. пособие для студ. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2001. 84с.
6. Мухитдинов А.А. Выбор передаточных чисел механической ступенчатой трансмиссии по интенсивному разгону автомобиля // Транспорт 2002. №10. С. 25–26.
7. Филькин Н.М. Оптимизация передаточных чисел и количества ступеней трансмиссии легкового автомобиля. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1990. 16 с.
8. Силантьев С.Е., Корнилов С.Н., Русаков С.С. Подход к формированию критериев оптимизации передаточных чисел автомобилей с механической коробкой передач // Вестник Тольяттинского государственного университета. Тольятти, 2004. С. 170.
9. Блохин А.Н. Разработка методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии с учетом эксплуатационных свойств и назначения автомобиля. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Нижний Новгород, 2006. 19 с.
10. Корнилов С.Н., Силантьев С.Е., Русаков С.С. Оптимизация передаточных чисел коробки передач автомобиля // Автотракторное электрооборудование. 2004. №11. С. 7.

REFERENCES

1. Karelov O. Yego velichestvo avtomat. Gidromekhanicheskaya korobka peredach. [His Majesty automatic gearbox. Hydromechanical transmission.] [Elektronnyy resurs] — URL: http://magazine.autotechnic.ru/technology/auto_gearbox/auto_gearbox.html historia.ru/ (04.11.2014). (rus.)
2. Smirnov G.A. Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin. [The theory of motion of wheeled vehicles.] M.: Mashinostroyeniye, 1990. 352 s. (rus.)
3. Tarasik V.P. Teoriya dvizheniya avtomobilya. [The theory of the motion of the car.] SPb.: BKhV-Peterburg, 2006. 470 s. (rus.)

4. **Pavlov V.V.** Metody rascheta mnogotselevykh gusenichnykh i kolesnykh mashin (raschet elementov silovoy peredachi) [Methods for calculating multi-tracked and wheeled vehicles (the calculation of the elements of power transmission)]: Ucheb. posobiye dlya stud. Chast 1. M.: Izd-vo MADI (GTU), 2007. 27 s. (rus.)

5. **Boikov A.V., Porshnev G.P., Shelomov V.B.** Tyagovyy raschet avtomobilya [Traction calculation of car]: [Ucheb. posobiye dlya stud.]; Ucheb. posobiye dlya stud. SPb.: Izd-vo SPbGTU, 2001. 84 s. (rus.)

6. **Mukhitdinov A.A.** Vybor peredatochnykh chisel mekhanicheskoy stupenchatoy transmissii po intensivnomu razgonu avtomobilya. [The selection of the gear ratio of the mechanical speed transmission intensive acceleration of the vehicle.] *Transport*. 2002. №10. S. 25–26. (rus.)

7. **Filkin N.M.** Optimizatsiya peredatochnykh chisel i kolichestva stupeney transmissii legkovogo avtomobilya [The approach to the formation of criteria optimization of

gear ratios vehicles with manual transmission]: Avtoref. dis. ... rand. tech. nauk. M., 1990. 16 s. (rus.)

8. **Silantsev S.Ye., Kornilov S.N., Rusakov S.S.** Podkhod k formirovaniyu kriteriyev optimizatsii peredatochnykh chisel avtomobilye s mekhanicheskoy korobkoy peredach. *Vestnik, Tolyattinskogo gosudarstvennogo universiteta*, Tolyatti, 2004. S. 170. (rus.)

9. **Blokhin A.N.** Razrabotka metodiki poiska ratsionalnykh peredatochnykh chisel transmissii s uchetom ekspluatatsionnykh svoystv i naznacheniya avtomobilya. [Optimizing gear ratios of the gearbox of the car] Avtoref. diss. ... rand. tech. nauk. Nizhniy Novgorod, 2006. 19 s. (rus.)

10. **Kornilov S.N., Silantsev S.Ye., Rusakov S.S.** Optimizatsiya peredatochnykh chisel korobki peredach avtomobilya. [Development of methods of rational search of the gear ratio of the transmission with regard to performance characteristics and destination of the vehicle.] *Avtotraktornoye elektrooborudovaniye*, 2004. №11. S. 7. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

ДЕМИДОВ Николай Николаевич — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: NDemidov51@mail.ru

AUTHOR

DEMIDOV Nikolay N. — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: NDemidov51@mail.ru