

5. Гячев Л.В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов. Издательство Ростовского университета, 1976. - 192 с.
6. Коновалов В.Ф. Устойчивость и управляемость машинно-тракторных агрегатов. – Пермь, 1969. - 444 с.

### **К методике анализа и выбора распределения тормозных сил между осями двухосного транспортного средства**

к.т.н. проф. Клименко В.И., Леонтьев Д.Н., к.т.н. проф. Ломака С.И., к.т.н. проф. Рыжих Л.А.  
*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*  
leontiev@khadi.kharkov.ua

*Аннотация.* В данной статье приведен анализ Правил №13 ЕЭК ООН и предложен способ выбора распределения тормозных сил между осями двухосных транспортных средств для категорий М<sub>1</sub>, М<sub>2</sub>, М<sub>3</sub>, N<sub>1</sub>, N<sub>2</sub> и N<sub>3</sub>.

*Ключевые слова:* двухосное транспортное средство, распределения тормозных сил между осями

**Введение.** При проектировании автомобильных тормозных систем отечественные производители автомобилей, как известно, должны руководствоваться соответствующими национальными стандартами и такими международными требованиями, как Правила №13 ЕЭК ООН [1]. В приложении №10 Правил №13 ЕЭК ООН изложены требования, касающиеся распределения тормозных сил между осями транспортного средства, которое должно обеспечивать как предписываемую эффективность торможения без блокирования колес, так и определенное соотношение между реализуемыми сцеплениями каждой из осей.

Основной характеристикой распределения тормозных сил между осями принято считать [2] коэффициент распределения тормозных сил  $\beta$ , представляющий собой отношение тормозной силы на передней оси ( $T_1$ ) к общей тормозной силе ( $T$ ):

$$\beta = \frac{T_1}{T}, \quad (1)$$

или, учитывая в выражении (1) геометрические параметры тормозных механизмов и приводное давление, например, для транспортных средств с пневматической тормозной системой, получим:

$$\beta = \frac{C_1 \cdot (P_1 - \Delta P_1)}{C_1 \cdot (P_1 - \Delta P_1) + C_2 \cdot (P_2 - \Delta P_2)}. \quad (2)$$

При отсутствии в приводе тормозов регулирующих устройств (регуляторов тормозных сил или АБС) коэффициент  $\beta$  величина постоянная. Выбор ее значения – одна из основных задач, решаемых при проектировании тормозных систем транспортных средств, так как именно она определяет, будет ли данное транспортное средство удовлетворять (или не удовлетворять) требованиям Правил №13 ЕЭК ООН в части распределения тормозных сил между его осями.

Согласно выражению (1) тормозная сила на передней оси, равна:

$$T_1 = T \cdot \beta. \quad (3)$$

Тогда тормозная сила на задней оси:

$$T_2 = T \cdot (1 - \beta) \quad (4)$$

или

$$T_2 = \frac{T_1 \cdot (1 - \beta)}{\beta}. \quad (5)$$

В результате разрешения уравнений (3) и (4) через геометрические параметры транспортного средства получены выражения, связывающие реализуемые сцепления (удельные

тормозные силы) на осях  $f_1$  и  $f_2$  с коэффициентом торможения (общей удельной тормозной силой)  $z$  :

$$f_1 = \frac{L \cdot z \cdot \beta}{b + z \cdot h_g}; \quad (6)$$

$$f_2 = \frac{L \cdot z \cdot (1 - \beta)}{a - z \cdot h_g}. \quad (7)$$

Ясно, что величина коэффициента торможения  $z$  определяется, в первую очередь, реализуемыми сцеплениями  $f_1$  и  $f_2$ . Связь между ними можно получить, решая совместно уравнения (6) и (7). Она имеет вид:

$$z = \frac{f_1 \cdot b + f_2 \cdot a}{L - h \cdot (f_1 - f_2)}. \quad (8)$$

Согласно предписаниям Правил №13 ЕЭК ООН, представляемое на официальное утверждение транспортное средство любой категории в диапазоне изменения коэффициента сцепления  $k$  от 0.2 до 0.8 должно удовлетворять соотношению:

$$z \geq 0.1 + 0.85 \cdot (k - 0.2). \quad (9)$$

Если соотношение (9) решить относительно замедления  $j_T$ , то его можно представить в таком виде:

$$j_T \geq g \cdot [0.1 + 0.85 \cdot (k - 0.2)]. \quad (10)$$

Равенства

$$z = 0.1 + 0.85 \cdot (k - 0.2). \quad (11)$$

и

$$j_T = g \cdot [0.1 + 0.85 \cdot (k - 0.2)] \quad (12)$$

определяют допустимую минимальную интенсивность торможения транспортного средства в данных условиях сцепления колес с дорогой. Отсюда формулировка основного требования, предъявляемого Правилами №13 ЕЭК ООН к любому транспортному средству в части торможения, звучит так: если торможение автомобиля осуществляется на дороге с коэффициентом сцепления  $k$ , то оно должно происходить с интенсивностью не ниже той, что определяется коэффициентом  $z$  или замедлением  $j_T$ , подсчитанным соответственно по уравнению (11) или (12).

В принципе, приемлемыми интенсивностями торможения являются и интенсивности, превышающие определяемые уравнениями (11) и (12). Но при этом необходимо учитывать другое требование Правил №13 ЕЭК ООН, которое для автомобилей всех категорий сформулировано следующим образом: для всех условий нагрузки транспортного средства кривая реализуемого сцепления передней оси должна располагаться над кривой реализуемого сцепления задней оси:

- для транспортных средств категории  $M_1$  в диапазоне коэффициентов торможения  $z$  от 0.15 до 0.8;
- для транспортных средств категории  $N_1$  в диапазоне коэффициентов торможения  $z$  от 0.15 до 0.5;
- для всех других категорий в диапазоне коэффициентов торможения  $z$  от 0.15 до 0.3;

Для дачи окончательного заключения о соответствии данного автомобиля требованиям Правил №13 ЕЭК ООН в отношении распределения тормозных сил необходимо еще учитывать, что для каждого транспортного средства существует норматив по замедлению ( $j_{Th}$ ), который для любой категории транспортных средств также должен быть выполнен:

- для автомобилей категории  $M_1$  минимальное нормативное замедление, согласно Правил №13 ЕЭК ООН, должно быть не ниже  $j_{Th} = 5.8 \frac{M}{C^2}$  [1];

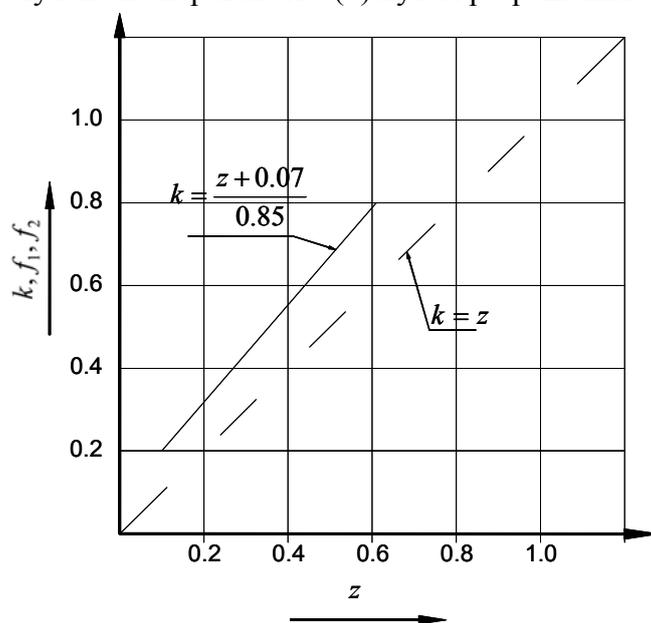
- для всех остальных категорий, согласно тех же Правил №13 ЕЭК ООН, минимальное нормативное замедление должно быть не ниже  $j_{TH} = 5.0 \frac{M}{c^2}$  [1].

**Материалы и результаты исследования.** По мнению авторов, неравенство (9) как и равенство (11), записано в строгом соответствии с физическим смыслом рассматриваемого явления. Так как торможение автомобиля может происходить в разных сцепных условиях, то коэффициент сцепления  $k$  в выражении (9) выступает как независимая переменная. Коэффициент же  $z$  как характеристика требуемой интенсивности торможения является функцией, то есть зависимой переменной, определяемой величиной  $k$ .

В Правилах №13 ЕЭК ООН (Приложение №10) в графическом представлении выражения (9) показана обратная функция (рисунок 1), согласно которой в качестве независимой переменной принята желаемая интенсивность торможения, характеризуемая коэффициентом  $z$ , а функцией стал требуемый для достижения этой интенсивности коэффициент сцепления  $k$ , который должен быть не больше значения, определяемого выражением:

$$k \leq \frac{z + 0.07}{0.85}. \quad (13)$$

Это выражение получено из неравенства (9) путем разрешения его относительно  $k$ .



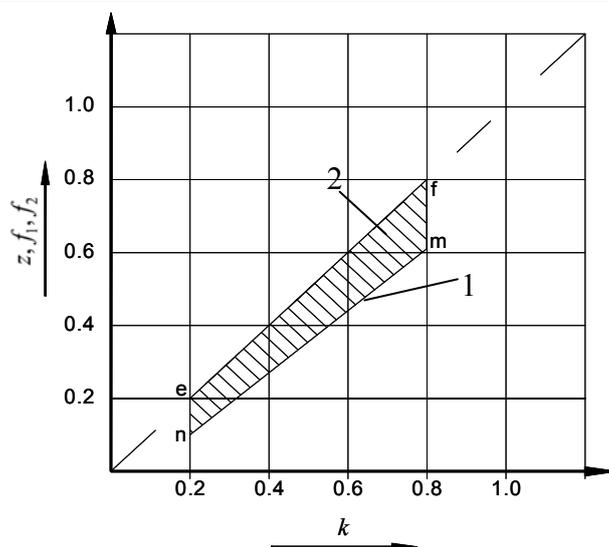
**Рисунок 1 – Диаграмма граничного сцепления в соответствии с требованиями, предъявляемыми Правилами №13 ЕЭК ООН**

Представление выражения (9) обратной функцией затрудняет понимание рассматриваемых процессов, поэтому целесообразно соотношение (9) в графическом виде (рисунок 2) представлять так, как оно представлено в аналитическом виде.

На рисунке 2 линией 1 обозначена нижняя граница допустимых значений коэффициента  $z$  в функции  $k$ , соответствующая уравнению (11). Линия 2 является верхней границей возможных значений коэффициента торможения  $z$  и реализуемых сцеплений  $f_1$  и  $f_2$ . Ясно, что эти параметры не должны быть выше коэффициента сцепления  $k$  в данных условиях торможения. На линии 2 соблюдается равенство  $f_1 = f_2 = z = k$ .

На графике заштрихованной областью  $efmn$  ограничены все возможные значения величин  $z$ ,  $f_1$  и  $f_2$  в функции  $k$  согласно неравенству (9). При этом значения  $f_2$  могут выходить за пределы линии 1, что естественно, и соответствует физическим процессам, протекающим при торможении транспортного средства.

Таким образом, методика оценки эффективности распределения тормозных сил транспортного средства, заключается в следующем.



**Рисунок 2 – Диаграмма граничного сцепления в функции от  $k$**

Сначала необходимо осуществить проверку данного транспортного средства на соответствие его минимальному требованию по интенсивности торможения в заданных условиях сцепления. Здесь важно, чтобы при этом выполнялось требование о взаимном расположении кривых реализуемого сцепления  $f_1 > f_2$ .

Величины  $z$ ,  $f_1$  и  $f_2$ , увеличиваясь в процессе затормаживания автомобиля, при определенном давлении в приводе тормозов становятся равными друг другу. С помощью формул (6) или (7) можно определить значение  $z$  (обозначим его как  $z_f$ ), при котором будет иметь место равенство  $f_1 = f_2 = z_f$ . Соответствующее выражение для определения  $z_f$  имеет вид:

$$z_f = \frac{L \cdot \beta - b}{h}; \quad (14)$$

или

$$z_f = \frac{a - L \cdot (1 - \beta)}{h}. \quad (15)$$

Требуемое взаимное расположение кривых реализуемого сцепления на осях ( $f_1 > f_2$ ), в том числе при предусмотренном Правилами №13 ЕЭК ООН верхнем пределе возможного коэффициента торможения  $z = 0.8$ , например для транспортных средств категории М<sub>1</sub>, будет обеспечено, если равенство выше указанных параметров наступит при  $k > 0.8$ . С помощью формул (14) или (15) значение  $z_f$  определяется для груженого автомобиля  $z_{fz}$  и для порожнего  $z_{fn}$ .

При удовлетворительных значениях  $z_f$  по уравнению (13), используя значение  $z_f$  вместо  $z$ , определяем соответствующие значения коэффициента сцепления  $k$ . Обозначим их для груженого автомобиля –  $k_{zf}^z$  и соответственно для порожнего –  $k_{zf}^n$ .

Используя уравнение (11) при последовательной задаче значений коэффициента сцепления  $k$  вплоть до  $k_{zf}^z$  нетрудно определить соответствующие коэффициенты  $z$ . Затем при известных  $z$  с помощью формул (6) и (7) определяются соответствующие значения реализуемых сцеплений  $f_1$  и  $f_2$  для груженого ( $f_{1z}$  и  $f_{2z}$ ) и порожнего ( $f_{1n}$  и  $f_{2n}$ ) транспортного средства.

По результатам расчета необходимо построить графики зависимостей  $z = f(k)$ ,  $f_1 = f(k)$ ,  $f_2 = f(k)$ . Кривая  $f_1 = f(k)$  не должна превышать прямую 2 на рисунке 2, но она может иметь с этой прямой общую точку касания.

Если одно из значений  $z_f$  или оба значения  $z_f$  меньше верхнего предела коэффициента торможения, то с точки зрения удовлетворения нормативных требований стандарта в отношении замедления коэффициент распределения  $\beta$  выбран неверно для данной категории транспортных средств, и его необходимо изменять.

Для этого надо задаться зависимостью  $z = f(k)$  такой, чтобы она с одной стороны была размещена в области принятых значений  $z$  в функции  $k$  (область  $efmn$ , рисунок 2), а с другой стороны, чтобы полученная на ее основе кривая реализуемого сцепления  $f_1 = f(k)$  не превышала прямую  $z = k$ . В крайнем случае, она может иметь с прямой  $z = k$  общую точку касания. Также необходимо, чтобы на поверхности с коэффициентом сцепления  $k = 0.2$  была достигнута интенсивность торможения не ниже:

- для автомобилей категории  $M_1 - z = 0.099$ ;
- для других категорий –  $z = 0.085$ .

Вид уравнения, которое описывает заданную функцию, по своей структуре запишем в виде подобном уравнению (9):

$$z_T = j_T \cdot (0.017 + 0.141 \cdot (k - 0.2)). \quad (16)$$

Для выполнения требований Правил №13 ЕЭК ООН при торможении с любой грузовой транспортной средством условие  $f_1 > f_2$  должно соблюдаться во всем диапазоне изменения коэффициента торможения  $z$  для соответствующей категории транспортного средства. В связи с этим допустим, что равенство величин  $f_1$ ,  $f_2$  и  $z$  для порожнего состояния транспортного средства наступит именно при  $z = z_{fn} = 0.8$ , тогда соответствующее значение коэффициента сцепления  $(k_{zf}^n)$  можно определить из выражения (16), разрешив его относительно  $k$ .

Используя выражения (14) или (15), несложно определить новое значение коэффициента распределения  $\beta_u$  для соответствующей категории транспортного средства с учетом требований Правил №13 ЕЭК ООН при соответствующем максимальном значении коэффициента торможения  $z$ .

Таким образом, при верхнем пределе коэффициента торможения  $z$  для порожнего транспортного средства соответствующей категории, будет достигнута предписанная интенсивность торможения без блокирования колес.

Определив новое значение коэффициента распределения  $\beta_u$  по формуле (14) или (15), определяем коэффициент торможения для груженого транспортного средства, а из выражения (16) определяем значение коэффициента сцепления  $(k_{zf}^z)$ .

Используя уравнение (16) при последовательной задаче значений коэффициента сцепления  $k$  вплоть до  $k_{zf}^z$ , определяем соответствующие коэффициенты  $z$ . Затем при известных  $z$  с помощью формул (6) и (7) определяем значения реализуемых сцеплений  $f_1$  и  $f_2$  для груженого ( $f_{1z}$  и  $f_{2z}$ ) и порожнего ( $f_{1n}$  и  $f_{2n}$ ) транспортного средства.

По результатам расчета необходимо построить графики зависимостей  $z = f(k)$ ,  $f_1 = f(k)$ ,  $f_2 = f(k)$ . Кривая  $f_1 = f(k)$  не должна превышать прямую 2 на рисунке 2, но она может иметь с этой прямой одну общую точку касания.

Если при помощи выражения (16) не удастся разместить кривую реализуемого сцепления  $f_1$  ниже прямой  $z = k$ , то необходимо изменить координаты центра масс проектируемого транспортного средства или устанавливать специальные регулирующие устройства (регуляторы тормозных сил) для удовлетворения требований Правил №13 ЕЭК ООН в отношении реализуемого сцепления уже спроектированных транспортных средств, выдвигаемых на сертификацию.

### Выводы

1. Приведенная методика анализа распределения тормозных сил между осями существующих

шего транспортного средства позволяет в более доступной форме выполнить анализ по сравнению с методикой, изложенной в Правилах №13 ЕЭК ООН;

2. На основе приведенной методики представляется возможным выбрать необходимый коэффициент распределения  $\beta$ , что обеспечивает удовлетворение требований Правил №13 ЕЭК ООН в части распределения тормозных сил между осями транспортного средства.

#### Литература

1. Economic Commission for Europe, ECE Regulation 13, Uniform Provisions Concerning the Approval of Vehicles of Categories M, N and O With Regard to Braking, Revision 06.
2. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. Теория, конструкция, расчет и испытания / Н.А. Бухарин. – Л.: Машгиз, 1950. – 292 с.

### **Влияние силовых стоек в межтурбинном патрубке двухвального газотурбинного двигателя на неравномерность потока на входе в силовую турбину**

к.т.н. доц. Костюков А.В., Плыкин М.Е.  
МГТУ «МАМИ»  
(495) 223-05-23 доб. 1573

*Аннотация.* Приводятся результаты математического моделирования течения газа в ступени силовой турбины двухвального регенеративного газотурбинного двигателя. Отмечено значительное влияние силовых стоек в межтурбинном патрубке двухвального ГТД на эффективность силовой турбины.

*Ключевые слова:* регенеративный газотурбинный двигатель, неравномерность потока на входе в силовую турбину

Данная работа выполнялась в рамках проводимых в настоящее время ФГУП ММП «САЛЮТ» и МГТУ «МАМИ» работ по модернизации многоцелевого регенеративного газотурбинного двигателя Горьковского автозавода ГАЗ-902 (рисунок 1).

Двигатель ГАЗ-902 двухвальный с роторным теплообменником и силовой турбиной с регулируемым сопловым аппаратом (РСА).

В ходе испытаний опытного образца двигателя ГАЗ-902 было выявлено существенное снижение КПД узла силовой турбины относительно принятого при проектировании значения [1, 2].

Аналізу причин, вызвавших это снижение, а также нахождению путей их устранения и посвящена данная работа.

Одно из предположений о причинах снижения эффективности силовой турбины заключалось в создании значительных вихревых зон установленными в межтурбинном патрубке силовыми стойками (рисунок 2).

В качестве путей снижения влияния стоек предложено следующее:

- уменьшение длины стоек;
- изменение места установки стоек (в начале, середине и на выходе патрубка).

Поставленная задача решалась посредством математического моделирования 3-х мерного течения газа в турбинной ступени в специализированном вычислительном комплексе ANSYS CFX.

Модели турбинной ступени рассматривались со следующими вариантами входного устройства турбины:

- патрубков со стойками ГТД ГАЗ-902;
- короткая стойка, расположенная в входе патрубка;
- короткая стойка, расположенная в середине патрубка;
- короткая стойка, расположенная на выходе патрубка.

Длина короткой стойки меньше исходной в два раза. Возможность такого уменьшения