

абразивные (изнашивающие) свойства породы, которые изменяются с изменением скорости резания. При этом, чем прочнее порода, тем с большей интенсивностью протекает износ, а седлообразная кривая сужается [6]. При обработке же мягких пород с малой абразивностью интенсивность износа с изменением скорости может иметь лишь некоторую тенденцию роста с увеличением скорости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тер-Азарьев И.А. Динамика процесса резания камня / Госстрой АрмССР. - Ереван, 1959. - 105 с.
2. Акопов Р.В. Геометрия режущего инструмента при резании камня / АН АрмССР. - Ереван, 1958. - 173 с.
3. Кузнецов В.Д. Поверхностная энергия твердых тел / АН СССР. - М., 1954. - 215 с.
4. Боуден Ф., Тейбор Д. Природа износа металлов // Трение и граничная смазка: Сб. ст. / Под ред. И. Крагельского. - М.: ИЛ, 1953. - С
5. Тер-Азарьев И.А. Основные закономерности износа режущего инструмента // Тр. Арм. ин-та стройматериалов и сооружений. - Ереван, 1960. - Вып. 1. - С. 203-240.
6. Тер-Азарьев И.А. Роль подачи при резании естественных камней // Изв. АН АрмССР. - 1966. - Т. 9, № 2. - С. 87-99.
7. Биргер И.А. и др. Расчеты на прочность деталей машин. - М.: Машиностроение, 1979. - 702 с.
8. Абразивная и алмазная обработка материалов: Справочник / Под ред. А. Резникова. - М.: Машиностроение, 1977. - 391 с.
9. Баладинский В.А., Баранников В.Ф. Применение алмазного и твердосплавного инструмента в строительных машинах / Минвуз СССР. - М., 1986. - 58 с.
10. Тер-Азарьев И.А., Мазарян Л.М. Определения микротвердости минералов, составляющих горную породу и оценка их абразивных свойств // Тр. НИИ камня и силикатов. - 1970. - Вып. 5. - С. 147-150.
11. Тер-Азарьев И.А., Даниелян А.А. Количественная оценка твердых включений в туфах // Промышленность Армении. - 1970. - № 7. - С. 55-56.

ГИУА

09.07.1997

Изв. НАН и ГИУА Армении (сер. ТИ), т. 11, № 2, 1998, с. 145-149

УДК 629.114.53-592.6

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Г.С. ЕРИЦЯН

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

Հարձույթին արտաձման տիպի օժանդակ արգելադրողին հասանելուի արգելափակումը կախված է արտաձման ծախսում ուղեղծվող հսկանշանակ մեծությունից: Ժառանգական ավտոտրանսպորտի համար այս մեծությունը կախված է շարժիչ սելեկտա ստիպանելի ու արտաձման վազանի վաղորդարան անկյունի չափից:

ստորին կախված չէ համակարգի կառուցվածքային պարամետրերից, ստանալորագես, արավածուսն խողովակի երկարությունից:

Рассматриваются вопросы эффективности моторной вспомогательной тормозной системы выхлопного типа, зависящей от величины противодавления, создаваемой в выпускном объеме. Для современных автотранспортных средств эта величина зависит от степени сжатия и угла опережения выпускного клапана двигателя, но не зависит от конструктивных параметров системы, в частности, от длины выпускной трубы.

Табл. 1. Библиогр. 5 назв.

The efficiency of engine subsidiary brake system of escape type depends on the magnitude of backpressure created in escape volume. For modern motor transport this magnitude depends on compression degree and angle of advance of engine escape valve, and it does not depend on system constructional parameters, in particular, on the length of exhaust pipe.

Table 1. Ref. 5.

Для изменения скорости и полной остановки автомобиля в настоящее время используют пневматические или гидравлические основные (рабочие) тормозные системы. Согласно действующим стандартам [1, 2], автомобили, автобусы и автопоезда некоторых категорий, кроме рабочих и стояночных, должны быть оборудованы также вспомогательными и запасными тормозными системами (абсолютное большинство подвижного состава автомобильного транспорта, имеющего, в частности, карбюраторный двигатель, выпускаемого во многих странах, в том числе и в странах СНГ, не удовлетворяет вышеуказанным требованиям).

Рабочая тормозная система является основной и предназначена для регулирования скорости автомобиля в любых условиях движения. Запасная система используется в случае отказа рабочей системы, а стояночная удерживает неподвижный автомобиль на месте. Вспомогательная тормозная система необходима для поддержания постоянной скорости в течение длительного времени.

На легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности роль запасной тормозной системы в некоторой степени играет стояночная тормозная система, а роль вспомогательной системы - двигатель автомобиля.

Наибольшее значение для безопасности движения автомобиля имеет рабочая тормозная система. Однако недостатком этой системы является плохая приспособленность фрикционных тормозов рабочей системы к длительному торможению, что является следствием ограниченных возможностей охлаждения тормозов за счет теплоконвекции: данный тормоз обладает тем большей способностью охлаждения, чем больше разница температуры между ним и окружающей средой. С другой стороны, чем больше температура тормозного механизма, тем быстрее происходит потеря его эффективности.

Целью работы является исследование влияния конструктивных параметров тормозов-замедлителей на их эффективность.

Конструктивным мероприятием, обеспечивающим высокий уровень эффективности основной тормозной системы и позволяющим эффективное использование тормозных механизмов в любых условиях, является использование в сочетании с рабочей

тормозной системой автомобиля тормоза-замедлителя (вспомогательной тормозной системы). В результате повышается конструктивная безопасность автомобиля и, следовательно, безопасность дорожного движения.

Исследованиям динамики торможения автомобилей и рабочих процессов основных, стояночных и запасных тормозных систем и их элементов посвящены работы [3-4] и т.д. Например, известно [3], что предельное теоретическое значение противодавления P_{II} вспомогательной тормозной системы выхлопного типа определяется по формуле

$$P_{II} = P_{II} [1 + (\varepsilon - 1)(1 - \beta/180)], \quad (1)$$

где P_{II} - предельное противодавление; P - атмосферное давление в данный момент на данной высоте над уровнем моря; ε - степень сжатия двигателя; β - угол опережения выпускного клапана.

Влияние указанных параметров вспомогательных тормозных систем на их эффективность, а также конструктивные особенности этих систем нуждаются в дальнейшем изучении.

Ряд авторов [4] считает, что значение установившегося противодавления зависит от диаметра дроссельной заслонки. Стендовые испытания двигателя КамАЗ-740, (табл.) показывают, что тормозная мощность в 145 л.с. на оборотах $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ обеспечивается заслонкой моторного тормоза диаметром $D=70,5 \text{ мм}$, при этом противодавление в системе выпуска равно $2,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ [4]. Стендовыми испытаниями двигателя ЗМЗ-672, оборудованного вспомогательной системой идентичного типа [5], доказано, что величина установившегося противодавления не зависит от объема выпускного тракта замедлителя (объем от фланца выпускного коллектора до заслонки замедлителя).

Очевидно, с увеличением диаметра дроссельной заслонки увеличивается и объем выпускного тракта. Но этот объем не влияет на противодавление. В этом нетрудно убедиться на основании выражения (1).

Таблица

Диаметр дроссельной заслонки, мм	Обороты коленчатого вала, мин^{-1}	Противодавление, $\times 10^5 \text{ Па}$
70,3	1800	1,20
	2200	1,60
	2600	2,00
70,5	1800	1,75
	2200	2,25
	2600	2,20
71,0	1800	2,20
	2200	2,50
	2600	2,60

Необходимо отметить, что объем выпускного тракта моторного тормоза или вспомогательной тормозной системы изменяется при изменении как диаметра выпускного трубопровода или заслонки, так и длины всего тракта.

Предположим, что объем выпускного тракта моторного тормоза составляет V_B м³. Для простоты расчетов принимаем, что при торможении вспомогательной системой с момента возникновения установившегося противодействия P_B процесс в дросселирующих газах происходит изотермически. В объеме V_B противодействие P'_B создается после некоторых выпусков N , количество которых можно определить по выражению

$$N = \frac{\Delta P V_B}{P_a V_u} \quad (2)$$

где $\Delta P = P_B - P_a$, Па; V_u - объем одного цилиндра двигателя, м³.

Для четырехтактного двигателя время t , в течение которого происходит N -е количество выпусков, равно

$$N = \frac{1}{2} \left(\frac{n}{60} \right) n_u t \quad (3)$$

или

$$t = \frac{120 \Delta P V_B}{P_a V_u n} \quad (4)$$

где n - частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹; $V_u = V_B n_u$ - рабочий объем двигателя, м³; n_u - количество цилиндров двигателя.

Принимая, что фронт противодействия распространяется со скоростью звука V_s и проходит длину L трубопровода за время t' , можно определить указанную длину (при $t' \ll t$):

$$L \ll \frac{120 \Delta P V_B V_s}{P_a V_u n} \quad (5)$$

Как видно, значение L не имеет влияния на противодействие P'_B и на время ее нарастания.

Для разработанной нами конструкции вспомогательного тормоза выхлопного типа автобуса ПАЗ-672 имеем следующие данные:

$$\Delta P = P_B - P_a = 1.4 \times 10^4 \text{ Па}, \quad L = 1.5 \text{ м};$$

$$V_u = 4.25 \times 10^{-1} \text{ м}^3; \quad V_B = 3.4 \times 10^{-1} \text{ м}^3;$$

$n = 1000 \dots 2500$ мин⁻¹ (наиболее употребительный диапазон в режиме торможения).

Подставляя эти данные в выражение (5), получим

при $n = 1000$ мин⁻¹ $L = 45.7$ м,

при $n = 2500$ мин⁻¹ $L = 18.3$ м,

т.е. $L = 1.5$ м $\ll 18.3 \dots 45.7$ м.

Таким образом, длина выпускного тракта современных автомобилей с моторным тормозом не влияет на создаваемое

противодавление, т.е. на эффективность вспомогательной тормозной системы.

Однако необходимо отметить следующие обстоятельства [5]:

1. Заслонка может находиться под влиянием температуры выхлопных газов тем больше, чем ближе она установлена к выпускному коллектору.

2. Поскольку время нарастания противодавления в выпускной трубе до максимальной величины должно быть минимальным, объем V_2 не должен быть велик.

3. Оптимальная величина объема вспомогательной тормозной системы моторного (выхлопного) типа может быть определена после исследования времени нарастания противодавления для наиболее употребительного диапазона частот вращения коленчатого вала двигателя при торможении замедлителем (для разработанной нами вспомогательной тормозной системы время нарастания не превышает 0,5-0,9 с [5]).

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 25478-82. Автомобили грузовые и легковые, автобусы, автопоезда: требования безопасности к техническому состоянию. Методы проверки. Введ 01.01.84. - М.: Изд-во стандартов, 1982. - 34 с.
2. Автомобилестроение. Автомобили, прицепы и полуприцепы: Сб. ОСТ 37.001.016-70, ГОСТ 18667-73. - М.: Изд-во стандартов, 1974. - Т.1. - 280 с.
3. Макспетян Г.В. Надежность тормозных механизмов автомобилей. Ереван: Айастан, 1965. - 139 с.
4. Сравнительные испытания вспомогательных тормозных систем автопоезда КамАЗ -5320 и его зарубежных аналогов. Отчет о НИР № 74-820. Инв. № 27. Руководители Парадашвили, Лаптев / ЗИЛ, НАМИ. - Отв. исполн. Мухарский, Осепчугов и др. - М., 1974 - 121 с.
5. Ерицян Г.С. Повышение эффективности торможения автобусов типа ПА3 с моторным тормозом-замедлителем в горных условиях эксплуатации: Автор. дис. ... канд. техн. наук / МАДИ., 05.05.03. - Защищена 09.02.89, Утв. 12.07.89. - Ереван, 1984. - 21 с.

ГИУА

30.12.1996

Изв. НАН и ГИУ Армении (сер. ТН), г. 11, № 2, 1998, с. 149-154.

УДК 685.34.016

МАШИНОСТРОЕНИЕ

С.С. АРУТЮНЯН

ФОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СБОРКИ ОБУВИ

Աշակվել է կոշիկի սովորականագույն հավաքման տեխնոլոգիաներն իրրոճրութեզի կաստրզվածքի ձևափոխման մեթոդիկան և, հաշվի առնելով հավաքման որակի վրա ազդող կիմնական գործոնները, կազմվել է գործընթացի մաթեմատիկական մոդելը, որի օգնությամբ