

ведет к резкому изменению их структуры как в технологическом, так и в организационном отношениях.

Проведенные авторами исследования при разработке и внедрении первой в БССР станции диагностики грузовых автомобилей (в автоколонне 2414 г. Минска) позволили получить ответы на некоторые вопросы и наметить рекомендации, связанные с внедрением диагностирования в практику технической эксплуатации подвижного состава автотранспортных предприятий. Нами установлено, что наиболее приемлемым стационарным оборудованием для диагностирования грузовых автомобилей в настоящее время является стенд с вращающимися барабанами под каждым из четырех колес автомобиля. Барабаны под задние колеса такого стенда связаны механически с электротормозным устройством. Помимо стационарного, станция диагностики должна быть укомплектована и разнообразным переносным оборудованием.

На такой станции возможно определять техническое состояние двигателя в целом и его систем в отдельности, сцепления, коробки перемены передач, карданных передач, главной передачи, дифференциала, заднего моста, переднего моста и рулевого управления, тормозных систем и подвески.

В данной работе затрагиваются только некоторые вопросы технического и организационного характера, возникшие при внедрении станции диагностирования автомобилей в практику технической службы автохозяйства.

При выборе наиболее эффективной методики диагностирования технического состояния тормозов на барабанном стенде нами были опробованы следующие методы определения величины тормозного пути автомобиля: а) по времени торможения; б) по числу оборотов барабана стенда за время торможения.

Первый метод для существующего стенда оказался малопродуктивным из-за того, что время торможения на стенде равно одной-двум секундам и фиксация его вызывает определенные затруднения. Кроме того, вероятная ошибка в данном случае превышает допустимые значения.

Второй метод оказался более приемлемым. При отработке этого метода автомобиль тормозился на барабанном стенде (тормозные силы в данном случае преодолевали инерционные силы вращающихся масс колес автомобиля и барабанов стенда), начиная со скоростей 35, 30, 25, 20 и 15 км/ч до полной блокировки колес. Здесь определялось число оборотов барабанов стенда за время торможения, а тормозной путь рассчитывался с учетом этого числа и длины окружности барабана.

Переход от величины тормозного пути, полученной на стенде, к значению последнего на дороге осуществлялся с учетом отношения масс (коэффициент  $K$ ), испытывающих замедление при торможении автомобиля на дороге и на стенде.

$$K = \frac{m_d}{m_c};$$

$$m_d = m_a + \frac{\Sigma I_k}{r_k^2};$$

$$m_c = \frac{\Sigma I_k}{r_k^2} + \frac{\Sigma I_6}{r_6^2},$$

где  $m_d, m_c$  — соответственно массы автомобиля, испытывающие замедление при торможении его на дороге и на стенде,  $кг \cdot сек^2/м$ ;  $m_a$  — массы автомобиля, движущиеся поступательно при торможении его на дороге,  $кг \cdot сек^2/м$ ;  $I_k, I_6$  — соответственно моменты инерции колеса автомобиля и барабана стенда,  $кгМ \cdot сек^2$ ;  $r_k, r_6$  — соответственно радиусы колеса автомобиля и барабана стенда,  $м$ .

После стендовых проводились дорожные испытания эффективности тормозов того же автомобиля. В данном случае автомобиль тормозился на относительно горизонтальной площадке, покрытой асфальтобетоном. Испытания проходили в сухую погоду с начальной скоростью движения перед торможением, как и при стендовых испытаниях, 35, 30, 25, 20 и 15  $км/ч$ . Величина тормозного пути автомобиля при этом определялась по следу торможения и замерялась рулеткой.

Таблица 1

Значения тормозного пути, рассчитанные теоретически и полученные опытным путем

Скорость в начале торможения, $км/ч$	Теоретически рассчитанный тормозной путь, $м$		Экспериментальный тормозной путь ( $м$ ), найденный		
	при $\varphi=1,0$	при $\varphi=0,7$	по числу оборотов барабанов стенда	по числу оборотов барабанов с учетом коэффициента $K$	путем торможения автомобиля на дороге
35	4,9	6,85	1,87	6,05	5,0
30	3,64	5,05	1,5	4,9	3,6
25	2,45	3,5	1,34	4,38	1,9
20	1,57	2,24	0,75	2,45	1,4
15	0,87	1,25	0,58	1,89	0,8

В табл. 1 приводится величина тормозного пути, рассчитанного теоретически и определенного экспериментально на барабанном стенде и в дорожных условиях.

Из приведенной таблицы видно, что экспериментальные значения величины тормозного пути, полученные при стендовых испытаниях и пересчитанные с учетом коэффициента  $K$ , а также полученные путем непосредственных торможений автомобиля на дороге, близко подходят к теоретически рассчитанным величинам тормозного пути в интервале значений  $\varphi=0,7-1,0$  (данный интервал значений  $\varphi$  имеет место при торможении автомобиля по сухому асфальтобетону).

По данным таблицы построен график (рис. 1).

При выборе оптимальной методики на барабанном стенде бы-

ли опробованы следующие методы определения мощности двигателя: а) по времени разгона инерционных масс автомобиля и стенда в интервале заданных скоростей; б) по пути разгона колес автомобиля на барабанах стенда в интервале намеченных скоростей; в) путем нагружения тормозным устройством.

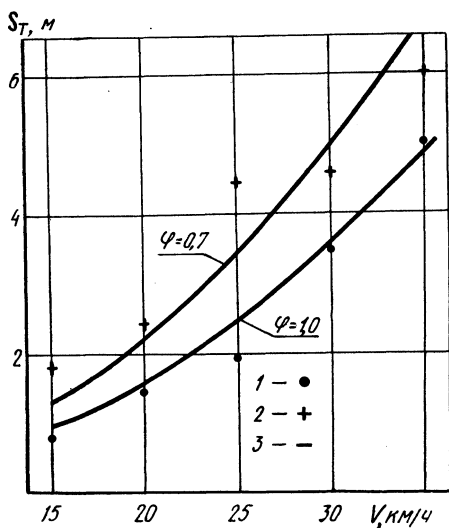


Рис. 1. Значения величины тормозного пути:

1 — при торможении на дороге; 2 — при торможении на стенде; 3 — теоретически рассчитанные

При первом и втором методах в кинематическую цепь входят пары (колесо автомобиля — барабаны стенда), возможные потери мощности в которых зависят от многих факторов (давление воздуха в шинах, величина износа протектора, степень загрязнения шин автомобиля и барабанов стенда и т. д.), вследствие чего конечные результаты оказались с довольно большим полем рассеивания и поэтому не точны.

Помимо прочего, первый метод малопригоден еще из-за технических затруднений в фиксации небольших промежутков времени и могущих быть из-за этого значительных ошибок (для интервала мощностей двигателя 90—150 л. с. даже в самом большом интервале скоростей 20—60 км/ч время разгона составляло всего лишь 3,35—5,60 сек).

Второй метод дает более точные результаты по сравнению с первым, но возможные ошибки здесь также выходят за пределы допустимых.

Определение мощности двигателя путем нагружения его тормозным устройством стенда (3-й метод) обладает наибольшей степенью точности, так как ошибка в измерении мощности двигателя из-за потерь на трение в приводе стенда и в трансмиссии автомобиля исключается здесь самой методикой испытаний (в данном случае мощность двигателя определяется как разность полученных результатов при прокручивании электротормоза двигателем автомобиля и при прокручивании электродвигателем тормозного устройства трансмиссии автомобиля).

Аналогичные методы были опробованы и для выбора методики определения потерь на трение в трансмиссии автомобиля.

Опробования показали, что последний метод (к тому же он производится совместно с определением мощности двигателя) наиболее точен.

При внедрении диагностики в практику гаражных процессов

были выявлены некоторые вопросы организационного характера, заключающиеся в следующем. Планирование обследования автомобилей на станции диагностики должно осуществляться техником по учету на основании установленной на автотранспортном предприятии периодичности второго технического обслуживания с учетом конкретных условий эксплуатации.

Если при возвращении автомобилей с линии в гараж невозможно определить состояние последних на контрольно-техническом пункте, то в этом случае работники отдела технического контроля могут направлять автомобили на станцию диагностирования.

Очередность постановки автомобилей на диагностику должна производиться на основании распоряжения диспетчера производства.

На станции диагностирования необходимо заполнить листок учета на диагностические работы по каждому автомобилю.

В настоящее время на станции диагностики наиболее целесообразно проводить контрольно-регулирующие работы, входящие в объем технического обслуживания № 2, а в случае необходимости определять техническое состояние автомобилей, направляемых в текущий или капитальный ремонт. Остальной объем работ следует производить на постах технических воздействий.

Такая организация позволяет выполнять профилактические операции на поточных линиях или специализированных постах (так как потребность и объем работ по текущим ремонтам обнаруживается на станции диагностики) и равномерно загружать ремонтников на постах поточных линий.

Ориентировочные расчеты показывают, что внедрение на данном этапе станций диагностирования, работающих в режимах контроля, снижает трудозатраты на техническое обслуживание № 2 на 10% и текущий ремонт — на 11%. При этом создается возможность развития автоматизации систем сбора и анализа необходимой информации для планирования потребных трудовых ресурсов, запасных частей, оборотных агрегатов и эксплуатационных материалов, а также улучшения структуры управления производством технического обслуживания и ремонта автомобилей.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕГУЛИРОВКИ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ СТУПИЦ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ

Изучение работоспособности подшипников только по признаку усталостного выкрашивания далеко не охватывает всех явлений, которые определяют работоспособность подшипников в условиях их практического применения. Бывают случаи, когда подшипник становится непригодным к дальнейшей работе по причинам, совершенно не связанным с его способностью сопротивляться выкрашиванию рабочих поверхностей, и наоборот. Поэтому к вопросу определения работоспособности подшипников следует подходить шире, чем это предусмотрено стандартными методами расчета подшипника.

Современный уровень развития машиностроения, в том числе и автомобильной промышленности, требует более точных методов расчета, а также правильного выбора типов и габаритов подшипников качения, от которых зависят не только долговечность и надежность подшипникового узла, но в значительной мере — надежность всего агрегата. Расчет и выбор подшипников качения должен основываться не только на выборе нагрузочного режима машины, но и учитывать некоторые особенности работы подшипников в агрегате.

Однако многие вопросы, касающиеся особенностей работы подшипников качения в агрегатах ходовой части автомобилей, недостаточно еще изучены и освещены в литературе. Это прежде всего относится к исследованию условий работы радиально-упорных подшипников качения ступиц колес автомобилей.

От правильного выбора оптимальной величины зазора (натяга), т. е. от правильной регулировки подшипника, зависят следующие параметры, характеризующие его работоспособность: величина упругой деформации элементов подшипника в точках контакта тел качения с беговыми дорожками, определяющая их нагруженность, а следовательно, и долговечность; рабочая температура подшипника; величина износа деталей подшипника; шумность; сопротивление вращению подшипника и др. Так, от регулировки подшипника в значительной мере зависит температура подшипникового узла.

По результатам исследований НИИАТ известно, что при затяжке регулировочной гайки на  $180^\circ$  относительно нулевого положения температура подшипникового узла увеличивалась примерно в 2 раза [1]. Уменьшение радиального зазора при регулировке под-